

การวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์
ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

An Analysis of a Refrigeration Cycle with Motorless Pump Using
a Computer Program



นายสุรัฐพงษ์ มีมุข

นายวรพล อูปการัตน์

นายอากม จันทรฟ้า

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์
รับที่รับ..... 1 ก.ย. 2552
เลขที่รับ..... 5200085
เลขเรียกหนังสือ.....

16094227 e-2
วส.
วสศก
2551

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2551



ใบรับรองโครงการ

หัวข้อโครงการ : การวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์
ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ผู้ดำเนินโครงการ : 1. นายสุรัฐพงษ์ มีมุข รหัสสนិត 48361202
2. นายวรพล อับการ์คนิ รหัสสนิต 48363862
3. นายอาคม จันทร์ฟ้า รหัสสนิต 48364159

อาจารย์ที่ปรึกษา : คร.พงศาต มีคุณสมบัติ

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2551

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี อนุมัติให้โครงการฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงการ

..... ประธานกรรมการ
(คร.พงศาต มีคุณสมบัติ)

..... กรรมการ
(คร.ภาณุ พุทธวงศ์)

..... กรรมการ
(อาจารย์ปัญญาวัฒน์ ลำเพาพงศ์)

หัวข้อโครงการ : การวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์
ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ผู้ดำเนินโครงการ : 1. นายสุรัฐพงษ์ มีมุข รหัสนิสิต 48361202
2. นายวรพล อภัยรักษ์ รหัสนิสิต 48363862
3. นายอาคม จันทร์ฟ้า รหัสนิสิต 48364159

อาจารย์ที่ปรึกษา : ดร.พงศาด มีคุณสมบัติ
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา : 2551

บทคัดย่อ

วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์เป็นวัฏจักรทำความเย็น ที่รวมเอาแนวคิด การทำความเย็นด้วยการให้ความร้อนจากวัฏจักรทำความเย็นแบบคูดซิม และประสิทธิภาพจากวัฏจักร แร็งคิน (Rankine) เข้าไว้ด้วยกัน โดยวัฏจักรทำความเย็นนี้สามารถทำงานได้แม้จะมีอุณหภูมิผลต่าง ระหว่างแหล่งรับและระบายความร้อนไม่มาก ด้วยการที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ซึ่งเป็นหัวใจ สำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับระบบ ซึ่งหากวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้ มอเตอร์นี้ทำงานได้จริงก็จะเป็นวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้พลังงานน้อยที่สุดเท่าที่เคยมีมา

โครงการนี้ ได้ทำการวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้ มอเตอร์ โดยใช้โปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) ช่วยในการวิเคราะห์ ซึ่งจะวิเคราะห์การ ออกแบบเบื้องต้น และเลือกสารทำความเย็นที่เหมาะสมสำหรับระบบทำความเย็นขนาด 1 ตันทำความเย็น โดยเลือกใช้การรับความร้อนจากแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์และการระบายความร้อนลงสู่ได้ผิวดิน

ผลจากการศึกษาแสดงให้เห็นว่าวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์มีความ เป็นไปได้สูง และได้ออกแบบอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบในเบื้องต้นไว้ในรายงานฉบับนี้ สารทำความเย็น ที่เหมาะสมสำหรับวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์คือ R245fa ค่าประสิทธิ ิสมรรถนะ (COP) ของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ มีค่า 0.3635

Project Title : **An Analysis of a Refrigeration Cycle with Motorless Pump Using a Computer Program**

Name : **Mr.Suratphong Meemuk Student ID 48361202**
Mr.Woraphon Uppakarut Student ID 48363862
Mr.Arkorn Janfha Student ID 48364159

Project Advisor : **Dr.Phongsan Meekunnasombat**

Department : **Mechanical Engineering**

Academic Year : **2008**

Abstract

A refrigeration cycle with motorless pump combines the idea of cooling with heating in the absorption refrigeration cycle and the performance from the Rankine cycle. The cycle functions even with small temperature difference between the heat source and the heat sink with the use of the motorless pump to enhance the performance of the system. If this cycle can be designed to a workable system, it would be a refrigeration system that require the least amount of input energy ever invented.

This research project analyzes the possibility of a refrigeration cycle with motorless pump using a computer program (Engineering Equation Solver : EES) to analyze, design, and choose a proper refrigerant for a 1-ton refrigeration system. The heat source of choice is a solar panel and the heat sink being the underground earth.

The results indicate that a practical system can be made. Basic designs of equipment in the system are presented in this report. A proper refrigerant is chosen to be R245fa. The coefficient of performanc (COP) of the system is 0.3635.

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดทำขอแสดงความขอบคุณ หน่วยงาน และสถาบัน ที่มีส่วนสำคัญที่ทำให้ปริญญา
นิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร ที่ทำ
ให้ผู้จัดทำได้มีโอกาสทำโครงการนี้

ขอขอบคุณ ดร.พงศาล มีคุณสมบัติ ที่ได้ให้แนวความคิดโครงการ แนะนำแนวทางการ
ดำเนินโครงการและการแก้ปัญหาที่ตีมาโดยตลอด

ขอขอบคุณบิดา มารดา ที่คอยสนับสนุนและเป็นกำลังใจ แก่ผู้จัดทำตลอดมา

ขอบคุณเพื่อนๆ คณะวิศวกรรมศาสตร์ทุกคน ที่คอยช่วยเหลือและให้กำลังใจที่ดีตลอดมา

ขอขอบคุณบุคคลทุกท่านที่อยู่เบื้องหลังความสำเร็จในครั้งนี้ คณะผู้ทำวิจัยขอขอบพระคุณ
เป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

นายสุรัฐพงษ์

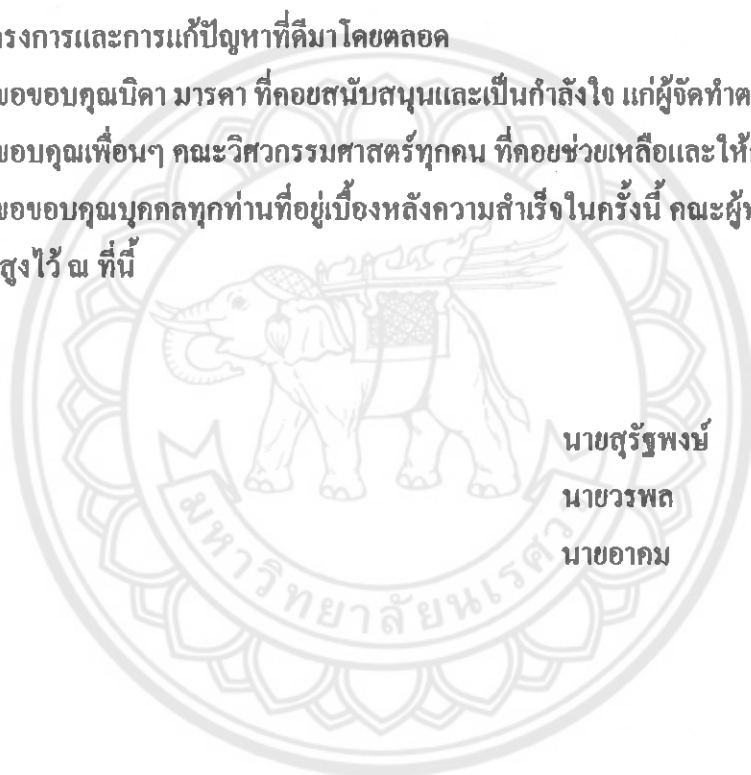
มีมุข

นายวรพล

อัปการัตน์

นายอาคม

จันทร์ฟ้า



สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงการวิจัย	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูปภาพ	ซ
คำอธิบายสัญลักษณ์	ฅ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ที่มาและความสำคัญของ โครงการงาน	1
1.2 วัตถุประสงค์ของ โครงการงาน	1
1.3 ขอบเขตของ โครงการงาน	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินการ โครงการงาน	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.6 งบประมาณ	2
1.7 กิจกรรมดำเนินงาน	3
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี	
2.1 หลักการทำงานของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์	4
2.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	8
2.3 วัฏจักร Rankine	10
2.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบดูดซึม	12
2.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	15
2.6 Venturi	31
2.7 อุณหภูมิได้ผิวคิน	32
2.8 ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ	32
2.9 การถ่ายเทความร้อนแบบ ไม่คงตัว	37

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.10 สารทำความเย็น	38
2.11 การคำนวณ โดยโปรแกรม Engineering Equation Solver	43
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	46
บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง	
4.1 ผลการเลือกสารทำความเย็น	51
4.2 ผลการทดสอบอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น	53
4.3 ผลการหาค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อน	54
4.4 ตรวจสอบและเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)	56
4.5 ผลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	56
4.6 ผลของการออกแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์	59
4.7 ผลของการออกแบบตัวระบายความร้อนทิ้ง	64
4.8 ผลการหาเวลาที่ใช้ในเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์	66
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลของ โปรแกรม	68
5.2 ข้อเสนอแนะ	71
เอกสารอ้างอิง	72
ภาคผนวก	74
ประวัติผู้ดำเนินโครงการ	102

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1.1 กิจกรรมดำเนินการ	3
ตารางที่ 2.1 แสดงรูปแบบการวางเรียงตัวของท่อ	27
ตารางที่ 2.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อที่จุ่มอยู่ในของเหลว	28
ตารางที่ 2.3 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ใช้ในรูปแบบต่างๆ	30
ตารางที่ 2.4 สารทำความเย็นตามวัตถุประสงค์การใช้งาน	41
ตารางที่ 2.5 ระยะเวลาควบคุมและยกเลิกใช้งาน	42
ตารางที่ 4.1 แสดงการหาอุณหภูมิอิ่มตัวเปรียบเทียบกับข้อมูลของอุณหภูมิ ในวัฏจักรที่บริเวณต่างๆ	53



สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1 ระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์	6
รูปที่ 2.2 ระบบทำความร้อน โดยใช้แผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นตัวให้ความร้อน	7
รูปที่ 2.3 ระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศรอบๆและความเย็นใต้ดินเป็นตัวให้ความเย็น	7
รูปที่ 2.4 แผนภาพการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	8
รูปที่ 2.5 แผนภาพ P-h Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	8
รูปที่ 2.6 แผนภาพการทำงาน และ T-s Diagram ของวัฏจักร Rankine	10
รูปที่ 2.7 แผนภาพการทำงานวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึม	13
รูปที่ 2.8 ลักษณะการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	16
รูปที่ 2.9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ไหลตั้งฉากกัน	16
รูปที่ 2.10 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ชนิดที่ง่ายที่สุด	17
รูปที่ 2.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube	17
รูปที่ 2.12 แคนกตาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระตุ้ดรัค	18
รูปที่ 2.13 ภาพแสดงการใช้กฎทรงพลังงานระหว่างของไหลร้อน และเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	21
รูปที่ 2.14 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน	22
รูปที่ 2.15 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน	24
รูปที่ 2.16 ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube	25
รูปที่ 2.17 ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube	25
รูปที่ 2.18 ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลตั้งฉากกัน (cross-flow) ซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมผสาน	26
รูปที่ 2.19 รูปแบบการจัดเรียงตัวของท่อ	27
รูปที่ 2.20 รูปแบบการจัดเรียงตัวของท่อภายในเปลือก	28
รูปที่ 2.21 ลักษณะของท่อ Venturi	31
รูปที่ 2.22 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระดับความลึกโดยเฉลี่ยของโลก	32
รูปที่ 2.23 ภาพตัดขวางของตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ	33
รูปที่ 2.24 ตัวเก็บรังสีอาทิตย์และท่อ นำของไหล	34

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.25 การกระจายอุณหภูมิบนแผ่นดुकกลืนรังสีอาทิตย์	34
รูปที่ 2.26 วงจรความร้อนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีแผ่นปิดใส 2 ชั้น	35
รูปที่ 2.27 วงจรความร้อนสมมูลย์ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ	35
รูปที่ 2.28 การเปิดหน้าต่างของโปรแกรม	43
รูปที่ 2.29 การตั้งค่าของหน่วยต่างๆ	44
รูปที่ 2.30 การหาค่าต่างๆ ของสารทำความเย็น	44
รูปที่ 2.31 การตรวจสอบจำนวนสมการกับตัวแปร	45
รูปที่ 2.32 ผลจากการแก้สมการ	45
รูปที่ 3.1 บริเวณทางเข้าและทางออกเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ที่ใช้พิจารณา เลือกสารทำความเย็น	47
รูปที่ 3.2 บริเวณที่ใช้ทดสอบหาอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่เลือก	47
รูปที่ 3.3 บริเวณทางเข้าและทางออกของแต่ละอุปกรณ์ที่ใช้พิจารณาหาค่าเอนทาลปี	48
รูปที่ 3.4 แสดงบริเวณที่ใช้พิจารณาหาค่าความเร็วขาเข้าที่อเวนิวรี	48
รูปที่ 3.5 แสดงบริเวณที่ใช้พิจารณาหาอัตราการไหลเชิงมวล	49
รูปที่ 3.6 แสดงการหาค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านแต่ละอุปกรณ์	49
รูปที่ 3.7 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องออกแบบ	50
รูปที่ 4.1 แสดงผลการทดสอบอุณหภูมิเข้าและออกเครื่องสูบของสารทำความเย็นชนิดต่างๆ	52
รูปที่ 4.2 แสดงผลการหาค่าเอนทาลปี	54
รูปที่ 4.3 แสดงผลการหาอัตราการไหลเชิงมวลที่บริเวณต่างๆ	55
รูปที่ 4.4 แสดงค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์	55
รูปที่ 4.5 แสดงการหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	56
รูปที่ 4.6 แสดงผลการหาจำนวนท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	58
รูปที่ 4.7 ลักษณะการจัดวางท่อของหม้อต้ม	58
รูปที่ 4.8 ลักษณะการจัดวางท่อของคอนเดนเซอร์	59
รูปที่ 4.9 แสดงผลการคำนวณเบื้องต้นที่ได้จากโปรแกรม	60

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.10 แสดงกราฟค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน (U) ที่สภาวะเงื่อนไขที่แตกต่างกัน	60
รูปที่ 4.11 แสดงการคำนวณหาพื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์และประสิทธิภาพของแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์	62
รูปที่ 4.12 แสดงการหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและความยาวของท่อทองแดงภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์	62
รูปที่ 4.13 การจำลองแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่ทำการออกแบบ	63
รูปที่ 4.14 แสดงผลการคำนวณตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์	63
รูปที่ 4.15 แสดงพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและและความยาวของท่อทองแดงภายในตัวระบายความร้อนทิ้ง	64
รูปที่ 4.16 การจำลองแบบตัวระบายความร้อนทิ้งที่ทำการออกแบบ	65
รูปที่ 4.17 แสดงผลการคำนวณค่าความร้อนที่สามารถดึงออกได้	65
รูปที่ 4.18 แสดงผลโปรแกรมการหาเวลาที่ใช้ในเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์	67
รูปที่ 4.19 แสดงรูปการออกแบบเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์	67
รูปที่ 5.1 แผนภาพการทำงานระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์	70

คำอธิบายสัญลักษณ์

A	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน, (m^2)
β	มุมเอียง
COP	สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น, ($kJ/kg \cdot K$)
F	ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ϵ_g	ค่าการแผ่รังสีของกระจก (0.88)
ϵ_p	ค่าการแผ่รังสีของแผ่นดูดกลืนรังสี
h_1	เอนทัลปีจำเพาะที่ทางเข้าของคอมเพรสเซอร์, (kJ/kg)
h_2	เอนทัลปีจำเพาะที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์, (kJ/kg)
h_4	เอนทัลปีจำเพาะที่ทางออกของอีวาโปเรเตอร์, (kJ/kg)
h_w	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยลม, ($W/m^2 \cdot C$)
\dot{m}	อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น, (kg/s)
N	จำนวนของกระจก
P	ความดัน, (kPa)
q_{in}	ความร้อนที่ป้อนให้หม้อต้ม, (kJ/kg)
q_{out}	ความร้อนที่ออกจากเครื่องควบแน่น, (kJ/kg)
Q_{evap}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอีวาโปเรเตอร์, (kW)
Q_L	อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณทำความเย็น, (kW)
Q_{gen}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของแหล่งกำเนิดความร้อน, (kW)
S	พลังงานที่ถูกดูดกลืนโดยแผ่นดูดกลืนรังสีอาทิตย์, (W/m^2)
T_a	อุณหภูมิแวดล้อม, (K)
T_b	อุณหภูมิของฉนวน, (K)
T_{c1}	อุณหภูมิของแผ่นปิดใสชั้นที่ 1, (K)
T_{c2}	อุณหภูมิของแผ่นปิดใสชั้นที่ 2, (K)
ΔT_{lm}	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึม, (C)
T_p	อุณหภูมิของแผ่นดูดกลืนรังสีอาทิตย์, (K)
T_{pm}	อุณหภูมิเฉลี่ยของแผ่นดูดกลืนรังสี, (K)

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$)
V	ความเร็ว, (m/s)
$W_{pump,in}$	งานที่ต้องป้อนให้แก่ปั๊ม, (kJ/kg)
$W_{turb,out}$	งานที่ได้จากกังหัน, (kJ/kg)
W_{comp}	งานในการอัดคอมเพรสเซอร์, (kW)



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ

ปัจจุบันการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมและครัวเรือนได้เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งส่งผลกระทบต่อการใช้พลังงานโดยรวมของประเทศ จากอดีตถึงปัจจุบันได้มีความพยายามจากหลายฝ่ายที่เกี่ยวข้องในการที่จะลดการใช้พลังงานของอุตสาหกรรมและครัวเรือนต่างๆ ลง การใช้ประโยชน์จากพลังงานหมุนเวียน (Renewable energy) เป็นอีกแนวทางหนึ่งในการลดการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมและครัวเรือนลงได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการใช้ประโยชน์จากแหล่งความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

วัฏจักรทำความเย็นทั่วไปจะใช้เครื่องอัด (compressor) เพื่อเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็น โดยในตัวเครื่องอัดจะมีมอเตอร์ซึ่งจะต้องใช้ไฟฟ้าในการขับเคลื่อน จึงหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่จะต้องจ่ายค่าไฟในการขับเคลื่อนของเครื่องอัด ซึ่งเป็นค่าใช้จ่ายที่สูง จึงมีบริษัทแมทเทอเรนเนอจ [1] มีแนวคิดที่จะสร้างระบบทำความเย็นที่ใช้ปั๊มแบบไม่ใช้มอเตอร์ (Refrigeration cycle with motorless pump) ขึ้นมาแทนการใช้เครื่องอัดที่ใช้ไฟฟ้าเพื่อเป็นการลดค่าไฟที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องอัด ช่วยลดพลังงานที่ใส่ให้กับระบบ และยังเป็นการนำพลังงานหมุนเวียนซึ่งเป็นพลังงานที่สะอาดมาใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 ศึกษาและวิเคราะห์ความเป็นไปได้ในการใช้แผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.2.2 วิเคราะห์หาสารทำความเย็นที่เหมาะสมกับวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.2.3 ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ช่วยในการวิเคราะห์และออกแบบอุปกรณ์เบื้องต้นในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.3 ขอบเขตของโครงการ

เขียน โปรแกรมวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ เพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้ หารายการทำความเย็นที่เหมาะสมและออกแบบอุปกรณ์เบื้องต้น

1.4 ขั้นตอนการดำเนินโครงการ

1.4.1 เสนอโครงการกับคณะกรรมการ

1.4.2 ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.4.3 ศึกษาหลักการการทำงานของอุปกรณ์ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.4.4 ศึกษาการใช้โปรแกรม EES. (Engineering Equation Solver)

1.4.5 เลือกสารทำความเย็นที่เป็นไปได้และเหมาะสมกับวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.4.6 เขียนวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ด้วยโปรแกรม EES.

1.4.7 ออกแบบอุปกรณ์ภายในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

1.4.8 สรุปผลและจัดทำรายงาน

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สามารถใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ Engineering Equation Solver เขียนวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ออกแบบอุปกรณ์ภายในวัฏจักรเบื้องต้นและเลือกสารทำความเย็นได้อย่างเหมาะสม

1.6 งบประมาณ

- ค่าเช่าเล่ม	1,000	บาท
- ค่าใช้จ่ายอื่น ๆ	1,200	บาท
- กระดาษ A4	300	บาท
- ถ่ายเอกสาร	500	บาท
รวม	3,000	บาท

บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี

ในการวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ สิ่งสำคัญคือการทำให้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ (Motorless pump) นั้นสามารถทำงานได้ ซึ่งเป็นวัฏจักรที่ใหม่และยังไม่มีทฤษฎีที่แน่นอนในการวิเคราะห์ จึงต้องใช้หลายทฤษฎีรวมกันในการวิเคราะห์ได้แก่ ทฤษฎีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งเป็นวัฏจักรการทำความเย็นทั่วไป โดยใช้เครื่องอัดในการเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็น ทฤษฎีของวัฏจักร Rankine ซึ่งต้องให้ความร้อนแก่หม้อต้มในการเพิ่มความดันให้มีความดันสูงพอที่จะไปปั่นกังหันไอน้ำ ทฤษฎีของวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึม ซึ่งใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์หรือจากความร้อนทิ้ง แทนการใช้พลังงานกลจากมอเตอร์ไฟฟ้า ทฤษฎีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ใช้วิเคราะห์อุปกรณ์ในวัฏจักรทุกตัวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแก่กัน ทฤษฎีของท่อเวนจูรี ใช้ในการหาความเร็วและอัตราการไหลทั้งก่อนเข้าท่อและหลังออกจากท่อ ทฤษฎีของแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ (Solar Panel) ซึ่งใช้ในการให้ความร้อนให้แก่เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ และหม้อต้ม เพื่อเพิ่มความดันขึ้น ทฤษฎีของอุณหภูมิดีลิวิน ซึ่งใช้ในการระบายความร้อนให้แก่เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ และคอนเดนเซอร์เพื่อลดความดันลง ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบไม่คงตัว (Transient heat transfer) ใช้ในการวิเคราะห์เพื่อหาว่าจะใช้เวลานานเท่าไร ในการทำให้อุณหภูมิจากของเหลวเปลี่ยนไปจากอุณหภูมิตั้งแต่อุณหภูมิหนึ่ง ซึ่งก็จะทำให้ความดันเปลี่ยนตามไปด้วย

2.1 หลักการทำงานของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [1]

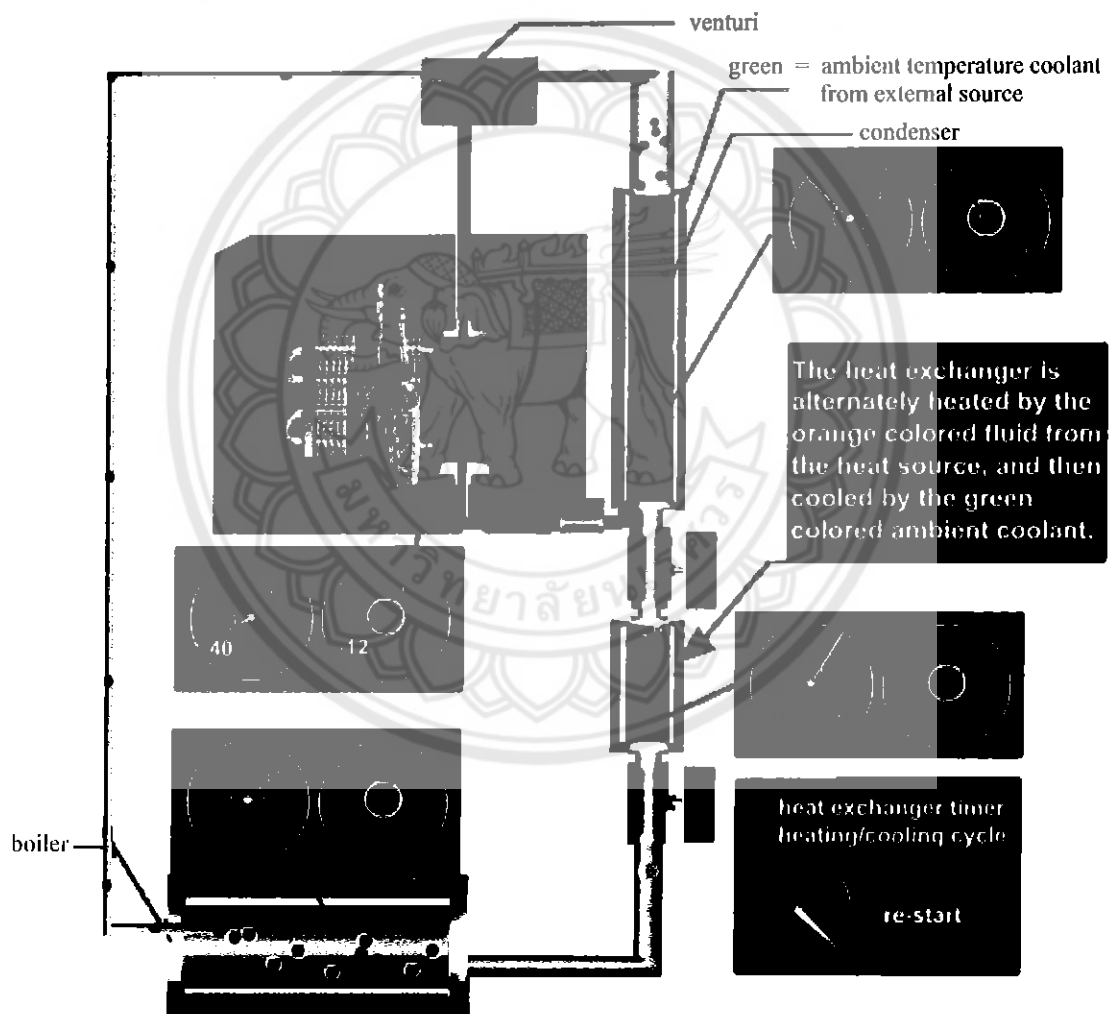
ก่อนที่เราจะทำการวิเคราะห์การวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ได้นั้น เราต้องศึกษาทำความเข้าใจวัฏจักรที่กำลังจะวิเคราะห์ ซึ่งจากการศึกษาก็จะได้อธิบายดังต่อไปนี้

ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์จะรวม 2 วัฏจักรเข้าด้วยกันคือ

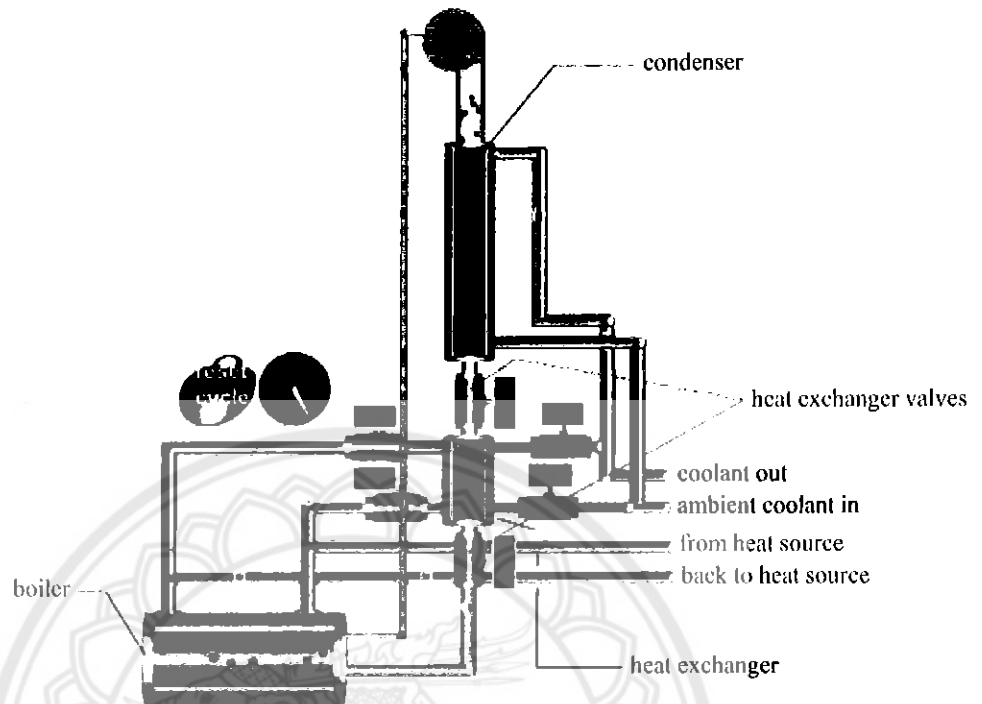
1. วัฏจักรกำเนิดไอ
2. วัฏจักรทำความเย็น

การทำงานของระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์จะมีหลักการทำงานคล้ายๆ กับวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึมคือ จะใช้พลังงานความร้อนเป็นส่วนใหญ่ เริ่มจากเมื่อสารทำความเย็นผ่านเข้าสู่ปั๊มแบบไม่ใช้มอเตอร์ (Motorless pump) ซึ่งเป็นเหมือนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวหนึ่ง หลังจากนั้นสารทำความเย็นก็จะถูกให้ความร้อนด้วยแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์จนความดันในเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ สูงกว่าความดันในหม้อต้ม (Boiler) สารทำความเย็นก็จะถูกดันผ่านวาล์วและไหลเข้าสู่หม้อต้ม หม้อต้มซึ่งได้รับความร้อนจากแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์เหมือนกันจะทำให้สารทำความเย็นเดือดและไหลผ่านเข้าสู่ท่อเวนจูรี (Venturi) เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านท่อเวนจูรีจะทำให้ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นลดลง มีสถานะเป็นของผสมระหว่างไอกับของเหลว ซึ่งเราวิเคราะห์การไหลในท่อเวนจูรีเป็นการไหลแบบไอเซนโทรปิก จากนั้นเมื่อสารทำความเย็นผ่านท่อเวนจูรีแล้ว สารทำความเย็นก็จะไหลเข้าสู่คอยล์ร้อน (Condenser) และแทนที่จะระบายความร้อนด้วยอากาศปกติก็จะถูกระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยการนำน้ำผ่านระดับความลึกได้ดินก่อนที่จะถูกนำมาใช้ในการระบายความร้อนให้กับคอยล์ร้อน จะช่วยให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนดีขึ้นกว่าการระบายความร้อนด้วยอากาศปกติทั่วไป หลังจากถูกระบายความร้อนจนอุณหภูมิและความดันลดต่ำลงแล้ว สารทำความเย็นส่วนหนึ่ง จะไหลผ่านวาล์วลดความดันเข้าสู่คอยล์เย็น (Evaporator) เพื่อดึงความร้อนออกจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น แล้วสารทำความเย็นก็จะระเหยกลายเป็นไอไหลเข้าสู่ท่อที่ต่อเข้ากับคอคอดของท่อเวนจูรี ณ จุดนี้ การไหลของสารทำความเย็น จะอาศัยผลต่างของความดันเพราะที่ตรงบริเวณคอคอดจะมีความดันเป็นสุญญากาศซึ่งมีความดันที่ต่ำมากสามารถดูดสารทำความเย็นจากท่อที่ต่อเข้ากับคอคอดให้ไหลผ่านท่อเวนจูรีและไหลเข้าสู่คอยล์ร้อนได้ ส่วนสารทำความเย็นอีกส่วนหนึ่งที่อยู่ในคอยล์ร้อนเมื่อถูกทำให้เย็นลงแล้วก็จะไหลเข้าสู่เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ แล้วก็จะเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง ดังรูปที่ 2.1

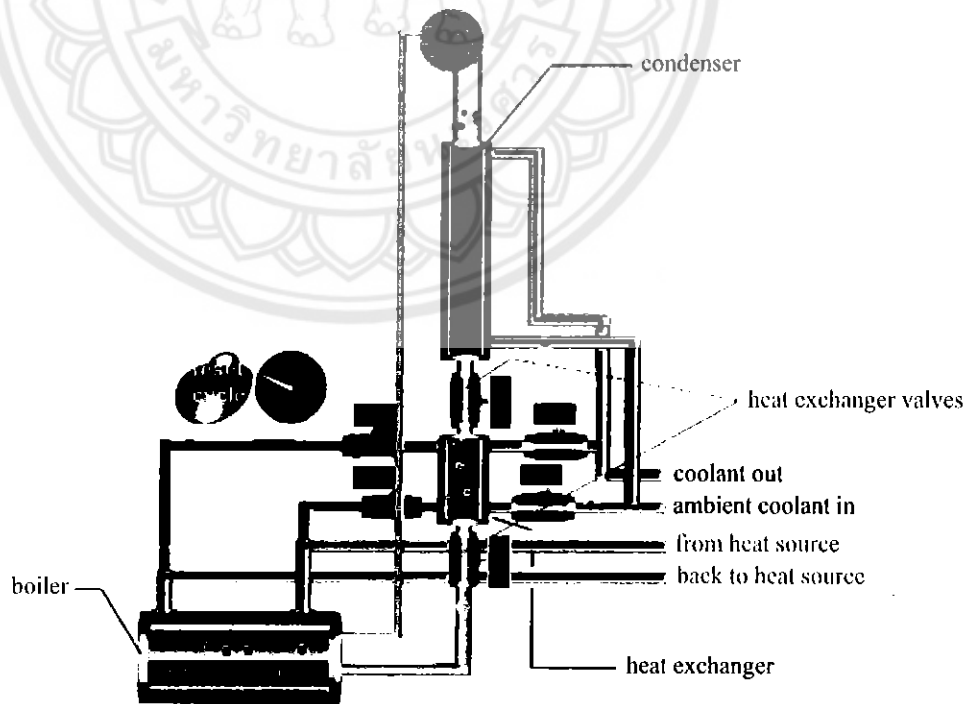
จุดเด่นของระบบนี้คือ จะใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ แทนการใช้ปั๊มมอเตอร์ทั่วไป โดยจะใช้แผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์เป็นแหล่งจ่ายความร้อนให้แก่ระบบ ดังรูปที่ 2.2 โดยช่วงอุณหภูมิที่แผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์สามารถทำได้อยู่ที่ 30-90 องศาเซลเซียส และใช้อุณหภูมิใต้พื้นดินเป็นแหล่งถ่ายเทความร้อนออกจากระบบ ดังรูปที่ 2.3 ช่วงอุณหภูมิใต้พื้นดินอยู่ระหว่าง 20-27 องศาเซลเซียส จะเห็นได้ว่าพลังงานที่นำมาใช้เป็นพลังงานธรรมชาติไม่ต้องเสียค่าไฟเหมือนปั๊มทั่วไป อีกทั้งเป็นพลังงานที่สะอาด ไม่ปล่อยมลพิษสู่สิ่งแวดล้อม



รูปที่ 2.1 ระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [1]



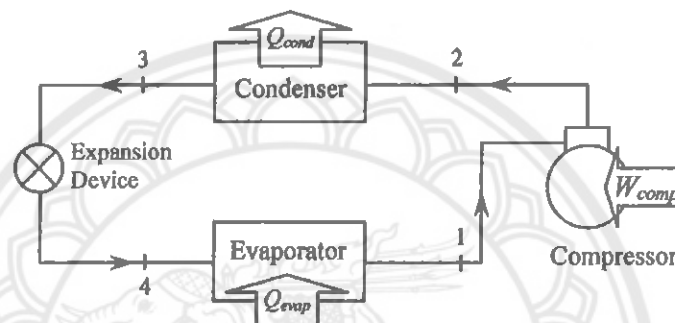
รูปที่ 2.2 ระบบทำความร้อนโดยใช้แผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นตัวให้ความร้อน [1]



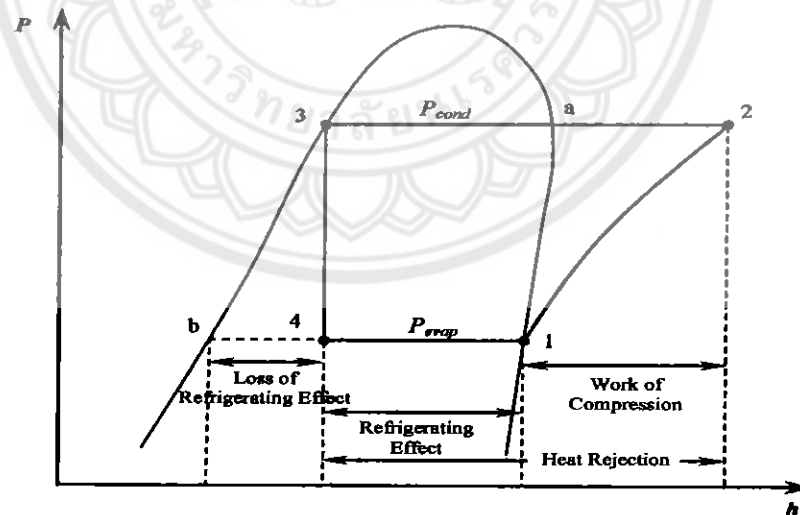
รูปที่ 2.3 ระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศรอบๆและความเย็นใต้ผิวดินเป็นตัวให้ความเย็น [1]

2.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [2]

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (vapor-compression refrigeration cycle) เป็นวัฏจักรการทำความเย็นที่ใช้กันอย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมทำความเย็นและการปรับอากาศ โดยวัฏจักรการอัดไอจะทำงานโดยการอัดไอสารทำความเย็นให้มีความดันสูงขึ้น ซึ่งเราจะใช้หลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอนี้เป็นส่วนหนึ่งในการหาค่าพลังงาน (kW) ของแต่ละอุปกรณ์ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์



รูปที่ 2.4 แผนภาพการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [1]



รูปที่ 2.5 แผนภาพ P-h Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [1]

จากรูปที่ 2.5 จะเห็นได้ว่า สภาวะของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์ จะมีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัว (saturated liquid) และไออิ่มตัว (saturated vapor) ตามลำดับ การพิจารณากระบวนการต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับวัฏจักรการทำความเย็นนี้ จะพิจารณาโดยที่ไม่คำนึงถึงผลของการสูญเสียต่างๆ ที่เกิดขึ้นในระบบ อาทิเช่น การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน การสูญเสียเนื่องจากความร้อนถ่ายเท และการสูญเสียเนื่องจากความดันที่ลดลง (pressure drop) โดยที่ในวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอนั้น จะประกอบด้วยส่วนที่สำคัญของระบบทำความเย็น ดังต่อไปนี้

2.2.1 อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่รับความร้อนจากห้องที่ต้องการทำความเย็น เมื่อรับความร้อนของเหลวในกระบวนการจะกลายเป็นไอ นำความร้อนออกจากห้องทำความเย็นทำให้ห้องทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลง

2.2.2 คอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอมเพรสเซอร์ทำการดูดไอสารทำความเย็นจากอีวาโปเรเตอร์จากนั้นทำการอัดจนสารทำความเย็นนั้น มีความดันสูงถึงความดันของคอนเดนเซอร์ ซึ่งการอัดนี้จะดำเนินการภายใต้กระบวนการไอเซนโทรปิก (isentropic process) โดยไอของสารทำความเย็นที่เข้าสู่คอนเดนเซอร์นั้น จะมีสภาวะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (superheated vapor)

2.2.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อนที่รับจากห้องทำความเย็นให้กับสภาพแวดล้อม เมื่อความร้อนถูกถ่ายเทสารทำความเย็นจะกลั่นตัวกลายเป็นของเหลว

2.2.4 เอ็กแพนชันวาล์ว (Expansion Valve) เป็นวาล์วลดความดันทำหน้าที่ลดความดันสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ ซึ่งมีความดันสูง ให้มีค่าความดันต่ำลง มีผลทำให้อุณหภูมิจนของสารทำความเย็นลดลงด้วย การลดความดันของสารทำความเย็นส่งผลให้สารทำความเย็นบางส่วนกลายเป็นไอ สารทำความเย็นเมื่อผ่านเอ็กแพนชันวาล์วมีสถานะเป็นของผสมระหว่างไอกับของเหลว

สมรรถนะของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

สมรรถนะของวัฏจักรจะพิจารณาในรูปของสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance : COP) โดยจะหมายถึงอัตราส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของอีวาโปเรเตอร์ (Q_{evap}) งานในการอัดคอมเพรสเซอร์ (W_{comp}) โดยที่ปริมาณความร้อนเหล่านี้ สามารถหาได้จากคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็นที่สภาวะต่างๆ ซึ่งสมรรถนะของวัฏจักรนั้น สามารถเขียนเป็นสมการ ได้ดังนี้ [2]

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (2.1)$$

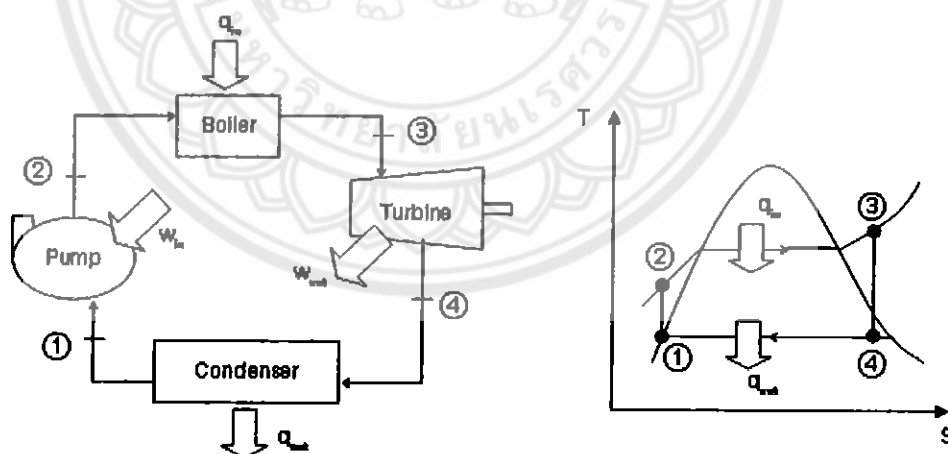
โดยที่ $Q_{evap} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (2.2)$

$$W_{comp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

ดังนั้น $COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.4)$

2.3 วัฏจักร Rankine [3]

วัฏจักร Rankine เป็นวัฏจักรอุณหพลศาสตร์ของโรงจักรกำลังไอน้ำ ซึ่งเราจะใช้ทฤษฎีของวัฏจักร Rankine ร่วมกับทฤษฎีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในการหาค่าพลังงาน (kW) ของแต่ละอุปกรณ์ในวัฏจักรการทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบางแบบไม่ใช้มอเตอร์ กระบวนการทั้งหมดในวัฏจักรอุณหพลศาสตร์ Rankine นี้ จะเป็นกระบวนการผันกลับได้แบบภายใน และมีทั้งหมด 4 กระบวนการด้วยกันคือ



รูปที่ 2.6 แผนภาพการทำงาน และ T-s Diagram ของวัฏจักร Rankine [3]

สถานะที่ 1-2 กระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกโดยปั๊ม

สถานะที่ 2-3 กระบวนการให้ความร้อนที่ความดัน $P = \text{คงที่}$ ในหม้อต้ม

สถานะที่ 3-4 กระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกในกังหัน

สถานะที่ 4-1 กระบวนการคายความร้อนที่ความดัน $P = \text{คงที่}$ ในเครื่องควบแน่น

น้ำจะไหลเข้าปั๊มที่สภาวะ 1 ในสถานะของเหลวอิ่มตัวและถูกอัดแบบไอเซนโทรปิก จนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันภายในหม้อต้ม อุณหภูมิของน้ำจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยระหว่างกระบวนการอัด ไอแบบไอเซนโทรปิก เนื่องจากการลดลงเล็กน้อยของปริมาตรจำเพาะของน้ำ จากนั้น น้ำจะไหลเข้าหม้อต้มในสถานะของเหลวที่สภาวะ 2 และออกมาในสถานะไอร้อนยวดยิ่งที่สภาวะ 3 หม้อต้มจะเปรียบเสมือนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดใหญ่ ซึ่งความร้อนจะได้อจากการเผาไหม้ของแก๊ส ปฏิกรณ์นิวเคลียร์ หรือแหล่งอื่นๆ ความร้อนนั้นจะถ่ายโอนไปยังน้ำโดยควบคุมให้ความดันคงที่ หม้อต้มนี้บางครั้งจะถูกเรียกว่า เครื่องกำเนิดไอน้ำ

ไอร้อนยวดยิ่งที่สภาวะ 3 จะไหลเข้ากังหันและเกิดการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกซึ่งจะให้งานออกมาโดยการหมุนเพลลาที่เชื่อมต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ความดันและอุณหภูมิของไอน้ำจะลดลงระหว่างกระบวนการนี้จนมีค่าอยู่กับสภาวะ 4 หลังจากนั้น ไอน้ำนี้จะไหลเข้าเครื่องควบแน่นที่สภาวะ 4 นี้ ไอน้ำมักจะอยู่ในสถานะของผสมของของเหลว-ไออิ่มตัวที่มีค่าคุณภาพไอสูง เมื่อไอน้ำไหลเข้าเครื่องควบแน่น ไอน้ำจะควบแน่นที่ความดันคงที่ในเครื่องควบแน่นนี้ โดยการถ่ายโอนความร้อนไปยังสารตัวกลางหล่อเย็น เช่น น้ำจากทะเลสาบ แม่น้ำ หรืออากาศรอบๆ หลังจากนั้น ไอน้ำจะออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัวและไหลเข้าปั๊มซึ่งก็จะเป็นการทำงานครบรอบวัฏจักร

การวิเคราะห์วัฏจักรอุดมคติ Rankine

วัฏจักร Rankine ประกอบด้วยอุปกรณ์ 4 ตัว คือ ปั๊ม หม้อต้ม กังหัน และเครื่องควบแน่น อุปกรณ์ทั้งสี่เป็นอุปกรณ์ที่มีการไหลแบบคงตัว ดังนั้นเราจึงสามารถใช้สมการอนุรักษ์พลังงานของระบบเปิดในการวิเคราะห์วัฏจักรได้ และเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของไอน้ำปกคิจะน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมของงานและเทอมการถ่ายโอนความร้อน ดังนั้นถือว่าน้อยมากไม่ต้องพิจารณา

$$q - w = h_e - h_i \quad (2.5)$$

หม้อต้มและเครื่องควบแน่นจะไม่มีงานใดๆ เข้ามาเกี่ยวข้องกับ ส่วนปั๊มและกังหันจะถูกสมมติให้ทำงานในลักษณะกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก ดังนั้นสมการอนุรักษ์พลังงานของแต่ละอุปกรณ์จึงสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\text{Pump} \quad w_{pump,in} = h_2 - h_1 \quad (2.6)$$

$$\text{หรือ} \quad w_{pump,in} = v_1 (P_2 - P_1) \quad (2.7)$$

$$\text{Boiler} \quad q_{in} = h_3 - h_2 \quad (2.8)$$

$$\text{Turbine} \quad w_{turb,out} = h_3 - h_4 \quad (2.9)$$

$$\text{Condenser} \quad q_{out} = h_4 - h_1 \quad (2.10)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร Rankine คำนวณได้ดังนี้

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (2.11)$$

เมื่อ

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{turb,out} - w_{pump,in}$$

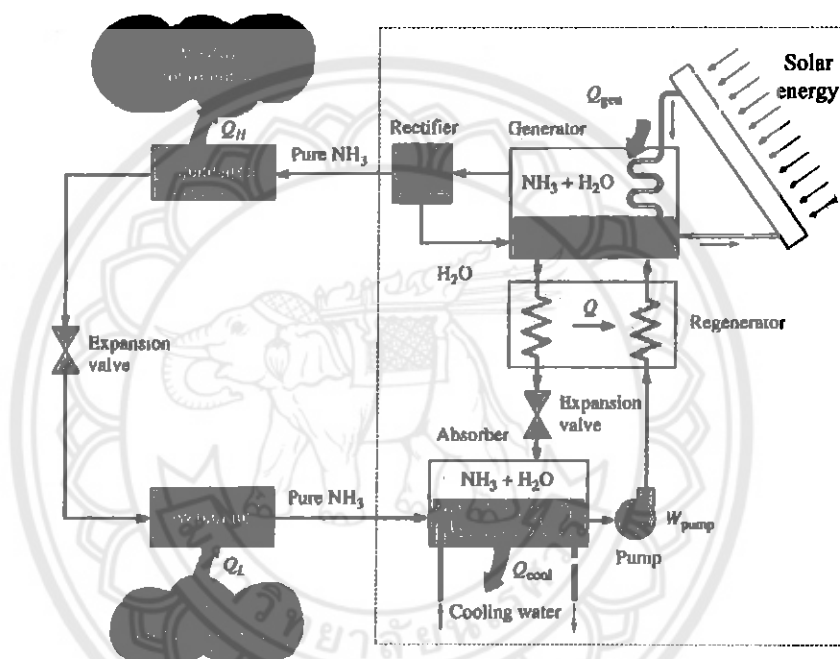
2.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบดูดซึม [3]

ระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมหรือ (absorption refrigeration) เป็นระบบการทำงานที่มีผลดีทางเศรษฐศาสตร์ ระบบนี้เกี่ยวข้องกับสารดูดซึมสารทำความเย็น (refrigerant) ด้วยสารตัวกลางนำพา (transport medium) ระบบที่นิยมใช้กันมากที่สุดคือ ระบบที่ประกอบด้วยแอมโมเนีย-น้ำ ซึ่งมีแอมโมเนีย (NH_3) เป็นสารทำความเย็น และน้ำ (H_2O) เป็นตัวกลางในการนำพา เราจะพิจารณาระบบทำความเย็นประกอบด้วย แอมโมเนียกับน้ำ ระบบนี้คล้ายกับการทำความเย็นแบบอัดไอน้ำเองแตกต่างกันที่เครื่องอัดถูกแทนด้วยกลไก การดูดซึมที่สลับซับซ้อนที่ประกอบไปด้วย เครื่องดูดซึม (Absorber) บี้ม เจนเนอเรเตอร์ รีเจนเนอเรเตอร์ วาล์ว และเครื่องแยก

เริ่มต้นแอมโมเนียจะถูกทำให้เย็นและควบแน่นในเครื่องควบแน่น โดยการคายความร้อนไปยังสิ่งแวดล้อม ต่อจากนั้นไหลผ่านวาล์วขยายตัวจนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันภายในเครื่องระเหย และดูดความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็นในขณะที่ไหลผ่านเครื่องระเหย

ไอแอมโมเนียจะไหลออกจากเครื่องระเหย และไหลเข้าเครื่องดูดซึมโดยที่ไอแอมโมเนียจะละลายและทำปฏิกิริยากับน้ำทำให้เกิด $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ เป็นปฏิกิริยาคายความร้อน (exothermic reaction) ทำให้มีการคายความร้อนในช่วงกระบวนการนี้ ปริมาณแอมโมเนียที่สามารถละลายน้ำได้จะเป็นสัดส่วนผกผันกับอุณหภูมิ และเพื่อให้แอมโมเนียละลายน้ำได้มากที่สุด เราจำเป็นต้องทำให้เครื่องดูดซึมนี้อุณหภูมิลดต่ำลงๆ หลังจากนั้นสารละลาย $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ซึ่งมีปริมาณ NH_3 ที่มากกว่า

จะถูกบีบไปยังเจนเนอเรเตอร์ความร้อนจากแหล่งพลังงาน Source จะถูกถ่ายโอนไปยังสารละลาย เพื่อระเหยสารละลายบางส่วน ไอที่มี NH_3 มากกว่าจะไหลไปยังเครื่องแยก (Rectifier) ซึ่งแยกน้ำ ออกและไหลเข้าเจนเนอเรเตอร์ แอมโมเนียบริสุทธิ์ ที่มีความดันสูงจะไหลเข้าเครื่องควบแน่น ส่วน สารละลาย $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ที่มีแอมโมเนียน้อยจะไหลกลับเข้าสู่รีเจนเนอเรเตอร์ซึ่งมีการถ่ายโอนความร้อนบางส่วนของสารละลายที่มีแอมโมเนียมากกว่าที่ออกจากบีบ และไหลผ่านวาล์วขยายตัว จนกระทั่งมีความดันของเครื่องดูดซึม



รูปที่ 2.7 แผนภาพการทำงานวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึม [3]

เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ระบบเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมมีข้อดี คือ สารที่ถูกอัดจะอยู่ในสถานะของเหลวแทนที่จะเป็นไอ ทำให้งานต้องป้อนให้กับระบบทำความเย็นแบบดูดซึมนี้ น้อยกว่ามาก เนื่องจากงานของระบบไหลแบบคงตัว เป็นสัดส่วนโดยตรงกับ ปริมาตรจำเพาะ มีค่า 1% ของความร้อนที่ป้อนให้กับเจนเนอเรเตอร์ การทำงานของระบบเหล่านี้จะ ขึ้นอยู่กับการถ่ายโอนความร้อนจากแหล่งพลังงานกำเนิดความร้อนภายนอก ดังนั้นระบบการทำ ความเย็นแบบดูดซึมจะถูกจัดให้อยู่ในประเภท ระบบที่ขับเคลื่อนด้วยความร้อน (heat driven systems) แต่ระบบก็ยังมีข้อเสีย ข้อเสียที่ว่าก็คือ มีขนาดใหญ่ สลับซับซ้อน และราคาแพง แต่จะคุ้มค่าในเชิงเศรษฐศาสตร์ก็ต่อเมื่อมีแหล่งพลังงานใหม่ ที่จะสูญเสียและนำกลับมาใช้ใหม่ ให้เกิด ประโยชน์ ดังนั้น ซึ่งเราจะใช้สมการการหาค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในการหาค่า COP ของระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ด้วย

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมนี้มีสมการดังนี้

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_{gen} + W_{pump,in}} \quad (2.12)$$

งานต้องป้อนให้กับระบบทำความเย็นแบบดูดซึมนี้น้อยกว่ามากจึงไม่ต้องพิจารณาในขณะที่ทำการวิเคราะห์วัฏจักร ดังนั้นจะได้สมการ

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_{gen}} \quad (2.13)$$

ค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมจะมีค่าสูงที่สุดเมื่อกระบวนการทั้งหมดเป็นกระบวนการแบบผันกลับได้ และระบบจะเป็นการผันกลับได้ก็ต่อเมื่อความร้อนจากแหล่งพลังงานความร้อน (Q_{gen}) ถูกถ่ายโอนไปยังกลจักรความร้อนคาร์โนต์ และงานที่ได้ออกจากกลจักรความร้อนคาร์โนต์นี้ถูกป้อนให้กับความร้อนคาร์โนต์เพื่อกำจัดความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็น ดังนั้นสมการที่ได้

$$\begin{aligned} COP_{R,rev} &= \frac{Q_L}{Q_{gen}} = \eta_{th,C} COP_{R,C} \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \end{aligned} \quad (2.14)$$

เมื่อ T_L , T_0 และ T_s คืออุณหภูมิของบริเวณทำความเย็น สิ่งแวดล้อมและแหล่งพลังงานตามลำดับ โดยทั่วไป เครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมที่รับความร้อนจากแหล่งพลังงานที่มีอุณหภูมิ T_s และกำจัดความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็นที่มีอุณหภูมิ T_L ในขณะที่ระบบทำงานอยู่ในสถานะสิ่งแวดล้อมที่มี T_0 จะมีค่า COP ต่ำกว่าค่าที่หาได้จากสมการ (2.14) แต่ในความเป็นจริงแล้วระบบการทำความเย็นจะมีค่า COP น้อยกว่า 1

2.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [4]

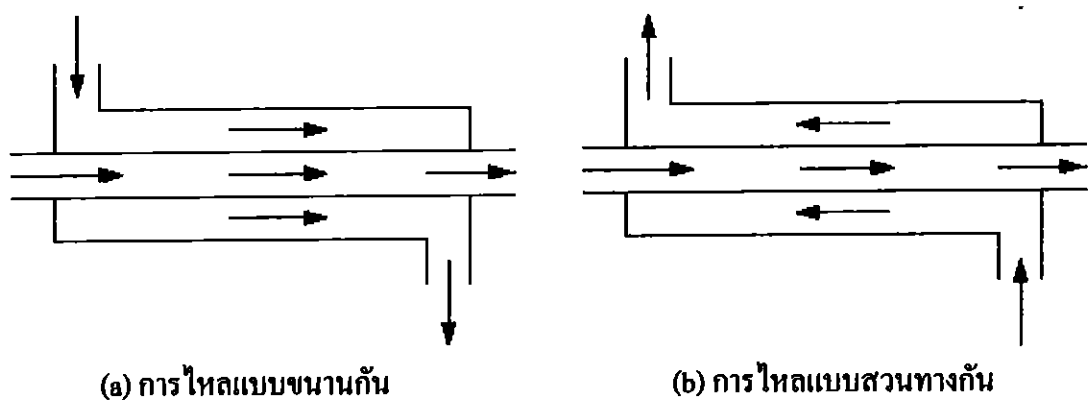
ในงานทางวิศวกรรมหลายประเภทต้องอาศัยกระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิต่างกัน อุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนนี้มีชื่อเรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers) ซึ่งสามารถแยกออกได้เป็น 3 ประเภทใหญ่ๆ คือ แบบรีเจนเนอเรเตอร์ (regenerator) แบบรีคูเปอร์เรเตอร์ (recuperator) และแบบสัมผัสโดยตรง (direct contact) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบรีเจนเนอเรเตอร์นั้นของไหลที่ร้อนจะส่งความร้อนให้กับตัวกลางที่มีคุณสมบัติในการเก็บความร้อนได้ดี และของไหลเย็นจะมารับความร้อนจากตัวกลางดังกล่าวอีกทอดหนึ่ง ตัวอย่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ได้แก่ ระบบอุ่นอากาศ (air preheater) ก่อนเข้าเตาหม้อน้ำโรงจักรหลังไอน้ำ เป็นต้น

สำหรับเครื่องแบบรีคูเปอร์เรเตอร์นั้นของไหลร้อนและเย็นจะแยกจากกันด้วยตัวผนังซึ่งเป็นของแข็ง โดยมากแล้วเครื่องแบบนี้จะมีลักษณะเป็นท่อสวมอยู่ภายในและของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อ อีกชนิดหนึ่งไหลภายนอกท่อ ตัวอย่างได้แก่ เครื่องควบแน่น (Condenser) ในโรงจักรพลังไอน้ำ และหม้อระบายความร้อนน้ำมันหล่อลื่น (oil cooler) ของเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ เป็นต้น

ส่วนแบบสัมผัสโดยตรงนั้นของไหลร้อนและเย็นจะสัมผัสกันโดยตรง ซึ่งตัวอย่างได้แก่ หอระบายความร้อนแบบเปียก (wet cooling tower) ของโรงจักรพลังไอน้ำ ซึ่งอากาศและน้ำสัมผัสกันโดยตรง และหม้ออุ่นน้ำแบบปิดในโรงจักรพลังไอน้ำ เป็นต้น

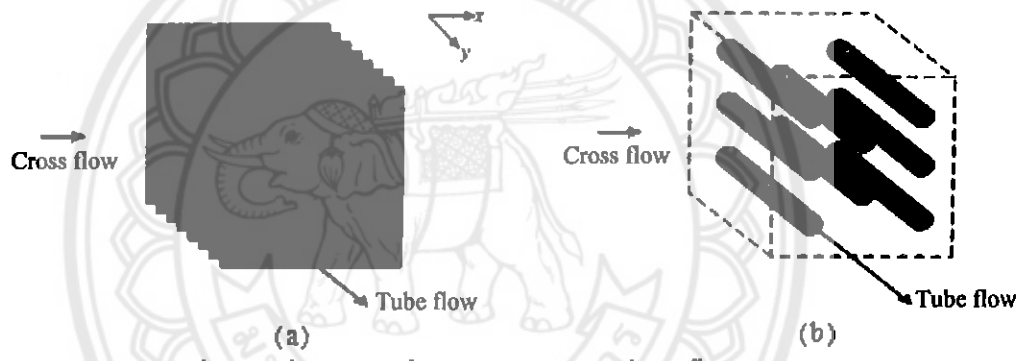
2.5.1 รูปแบบต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตามปกติเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะแบ่งชนิดตามการจัดการไหล (flow arrangement) และรูปแบบการสร้าง (type of construction) ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ง่ายที่สุดคือ ชนิดที่ของไหลที่ร้อนและเย็นเคลื่อนที่ในทิศทางเดียวกันหรือสวนทางกันในท่อกลมซึ่งสวมกัน (concentric tube) ในแบบไหลตามกัน (parallel flow) ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.8a ของไหลร้อนและเย็นไหลเข้า-ออกที่ปลายเดียวกันและไหลในทิศทางเดียวกัน ส่วนในแบบไหลสวนกัน (counter flow) ในรูปที่ 2.8b ของไหลไหลเข้าที่ปลายคนละด้านโดยไหลสวนทางกัน และออกที่คนละปลาย



(a) การไหลแบบขนานกัน (b) การไหลแบบสวนทางกัน

รูปที่ 2.8 ลักษณะการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [4]

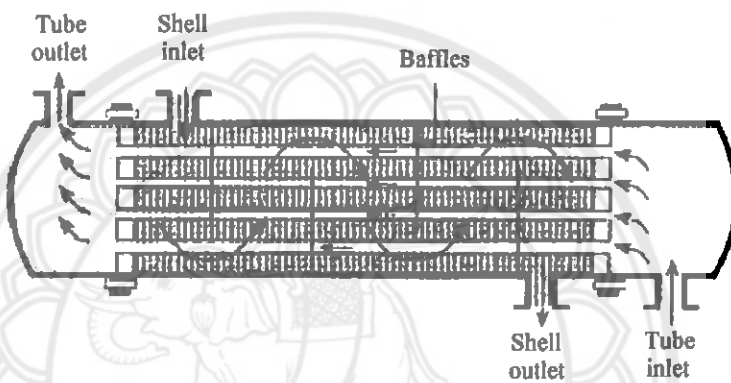


รูปที่ 2.9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ไหลตั้งฉากกัน [4]

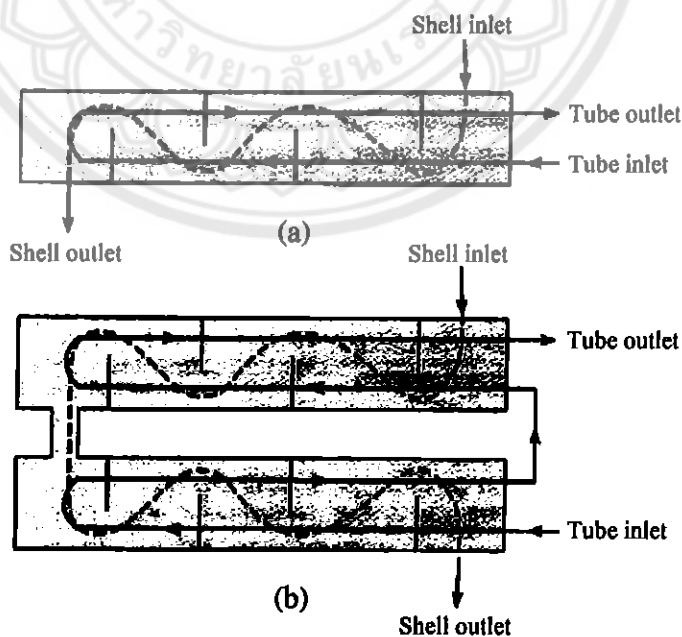
- (a) มีครีบบนและของไหลแต่ละชนิด ไม่ผสมผสานกัน
- (b) ไม่มีครีบทำให้ของไหลนอกท่อผสมผสานกัน

รูปที่ 2.9 เป็นเครื่องแบบไหลตั้งฉากกัน (cross flow) โดยของไหลถูกจัดให้เคลื่อนที่ในทิศทางที่ตั้งฉากกัน ซึ่งอาจเป็นแบบมีครีบ (finned) และไม่มีครีบ (unfinned) โดยมีข้อแตกต่างกันตรงที่ของไหลแต่ละชนิดผสมกันเอง (mixed) หรือไม่ผสมกัน (unmixed) ในรูปที่ 2.9a ของไหลเรียกว่าไม่ผสมกันเอง (unmixed) เพราะว่ามีครีบเพื่อป้องกันการไหลในทิศทางการไหลหลัก (main flow ; ทิศทาง x) ของของไหลนอกท่อ ในกรณีนี้ของไหลนอกท่อจะมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไปตามทิศทาง x และ y ในทางตรงกันข้ามสำหรับแบบไม่มีครีบ (unfinned) ในรูปที่ 2.9b ของไหลนอกท่อสามารถเคลื่อนที่ไปในทิศทาง y จึงเกิดการผสมกันเอง และการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหลนี้จะขึ้นอยู่กับทิศทาง x เท่านั้น การผสมกันเองนี้มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างมาก

2.5.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกชนิดซึ่งพบเห็นบ่อย ซึ่งแตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับจำนวนครั้งที่ของไหลแต่ละชนิดไหลผ่านในเปลือก (shell) และผ่านในหลอด (tube) รูปที่ 2.10 แสดงชนิดที่ง่ายที่สุดคือมีการไหลผ่านในเปลือก และหลอดเพียงครั้งเดียว ตามปกติภายในเปลือกจะมีแผ่นกั้น (baffles) เพื่อเป็นการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในเปลือก โดยการทำให้การไหลเป็นแบบปั่นป่วน



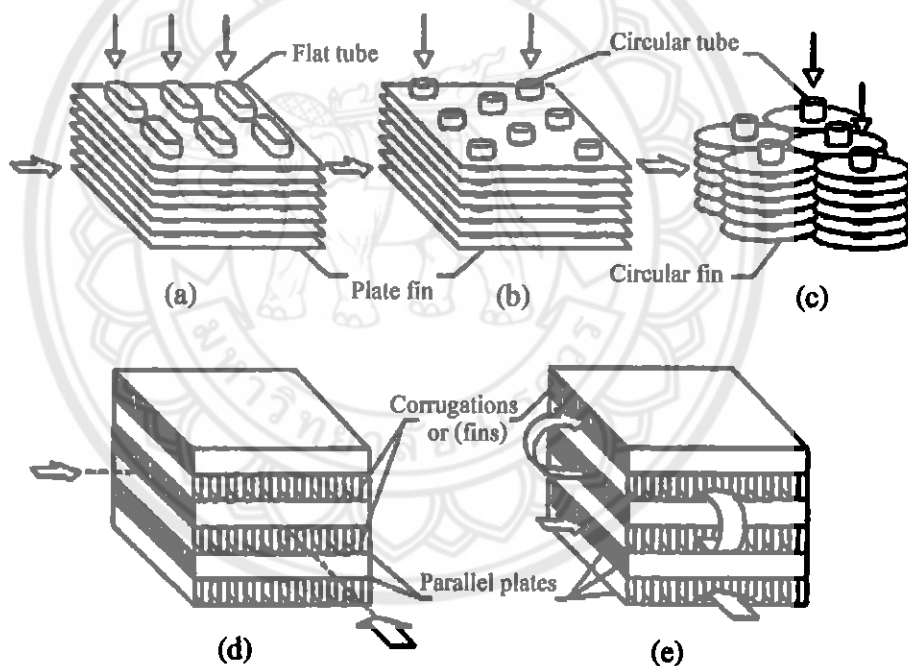
รูปที่ 2.10 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ชนิดที่ง่ายที่สุด [4]



รูปที่ 2.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube [4]

- (a) ของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง อีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสองครั้ง
- (b) ของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้งอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสี่ครั้ง

2.5.1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Compact เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดพิเศษซึ่งใช้ในการให้พื้นที่การส่งถ่ายความร้อนต่อหน่วยปริมาตรสูง ($>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีครีบบ้างจำนวนมากมาย และมักจะใช้ในกรณีของไหลชนิดหนึ่งเป็นก๊าซซึ่งมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำ ท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อาจจะมีลักษณะแบนหรือกลม เช่นในรูปที่ 2.12a และ 2.12b ตามลำดับ และครีบบางเป็นแผ่นหรือเป็นวงกลม เช่นในรูปที่ 2.12a, 2.12b หรือ 2.12c ตามลำดับ ช่องทางการไหลในอุปกรณ์ชนิดนี้มักจะเล็ก ($D_h < 5 \text{ mm.}$) และการไหลมักจะเป็นแบบราบเรียบ



รูปที่ 2.12 แกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด [4]

- (a) แบบติดครีบบนเป็นแผ่นด้านนอกเข้ากับท่อแบน (b) แบบติดครีบบนเป็นแผ่นเข้ากับท่อกลม
 (c) แบบติดครีบบนกลมเข้ากับท่อกลม (d) แบบ Plate-fin (ของไหลผ่านครั้งเดียว)
 (e) แบบ Plate-fin (ของไหลผ่านหลายครั้ง)

2.5.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The Overall Heat Transfer Coefficient)

สิ่งสำคัญซึ่งมักจะหาค่าได้ไม่ค่อยแน่นอนในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (overall heat transfer coefficient) และจะเห็นได้ว่ามันมีค่าจำกัดความอยู่ในรูปของความต้านทานความร้อนทั้งหมดสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดซึ่งแยกออกจากกันโดยผนังราบ (อาจมีหลายชั้น) หรือทรงกระบอก อย่างไรก็ตามก็ตีค่าจำกัดความดังกล่าวใช้ได้เฉพาะในกรณีที่พื้นผิวสะอาดและเรียบ ตามปกติในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นอาจมีการเกิดตะกรันหรือสนิมขึ้น ซึ่งมีผลทำให้พื้นผิวขรุขระและไม่สะอาด ผลดังกล่าวสามารถพิจารณาได้โดยการเพิ่มความต้านทานความร้อนซึ่งมีชื่อเรียกว่า “fouling factor” R_f ค่าของมันขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ความเร็วของของไหล รวมทั้งอายุการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

นอกจากนั้นแล้วอาจมีการติดคราบ (film) ที่พื้นผิวซึ่งเป็นการเพิ่มพื้นที่ของพื้นผิวและมีผลทำให้การต้านทานการพาความร้อนลดลง ดังนั้นเมื่อรวมผลจากคราบและความขรุขระเข้าด้วยกัน เราสามารถเขียนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้เป็น

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \quad (2.15)$$

โดยที่ตัวห้อย (subscript) c และ h แสดงถึงของไหลที่เย็นและร้อนตามลำดับ สังเกตได้ว่าผลคูณ UA มีค่าเท่ากันทั้งในของไหลที่เย็นและร้อน ($U_c A_c = U_h A_h$) อย่างไรก็ตามการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมนั้น ขึ้นอยู่กับว่าเราอ้างอิงมันกับพื้นผิวด้านที่เย็นหรือร้อนนั่นคือ $U_c \neq U_h$ ถ้า $A_c \neq A_h$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถหาได้จากความรู้ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลที่ร้อนและเย็นรวมทั้งค่า “fouling factors” และรูปเรขาคณิต สำหรับพื้นผิวที่ไม่มีคราบสัมประสิทธิ์การพาความร้อนอาจหาได้จากสมการต่างๆ

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.16)$$

2.5.3 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึม

(Log-mean temperature difference)

ในการออกแบบหรือในการหาสมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เราจำเป็นต้องพิจารณาความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนกับตัวแปรต่างๆ เช่น อุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้าและออก ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และพื้นที่ผิวทั้งหมดในการถ่ายเทความร้อน ความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถได้มาจากการใช้กฎทรงพลังงาน (overall energy balances) ถ้า Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างของไหลร้อนและเย็น สมมติว่าไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสิ่งแวดล้อมและไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ การสมดุลพลังงานจะได้ว่า

$$Q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.17)$$

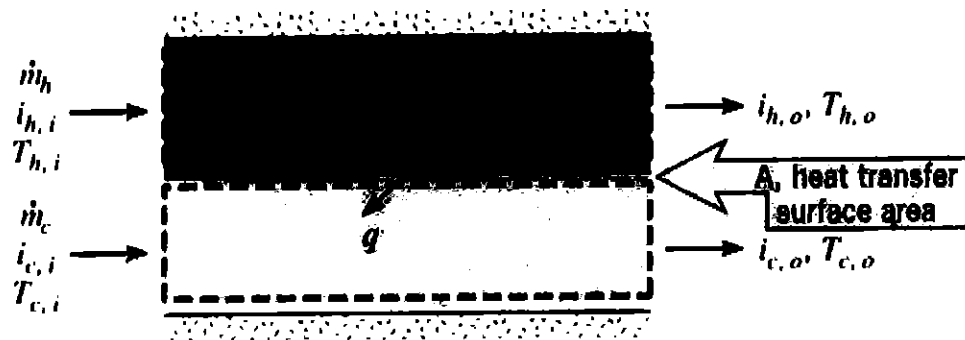
โดยที่ h คือค่าเอนทาลปี ของของไหล ตัวห้อย 2 และ 1 แสดงถึงของไหลที่ร้อนและเย็น ส่วนตัวห้อย ถ้าไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะในของไหล และสมมติว่าความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่ สมการทั้งสองจะกลายเป็น

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (2.18)$$

โดยที่อุณหภูมิในสมการทั้งสองคืออุณหภูมิเฉลี่ยที่หน้าตัดนั้นๆ สมการ (2.17) และ (2.18) นี้ไม่ขึ้นอยู่กับการจัดรูปและชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

และอัตราการถ่ายเทความร้อนหาได้จากสมการ Newton's law of cooling โดยที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) อย่างไรก็ตาม ΔT อาจเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องเขียนสมการในรูป

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.19)$$



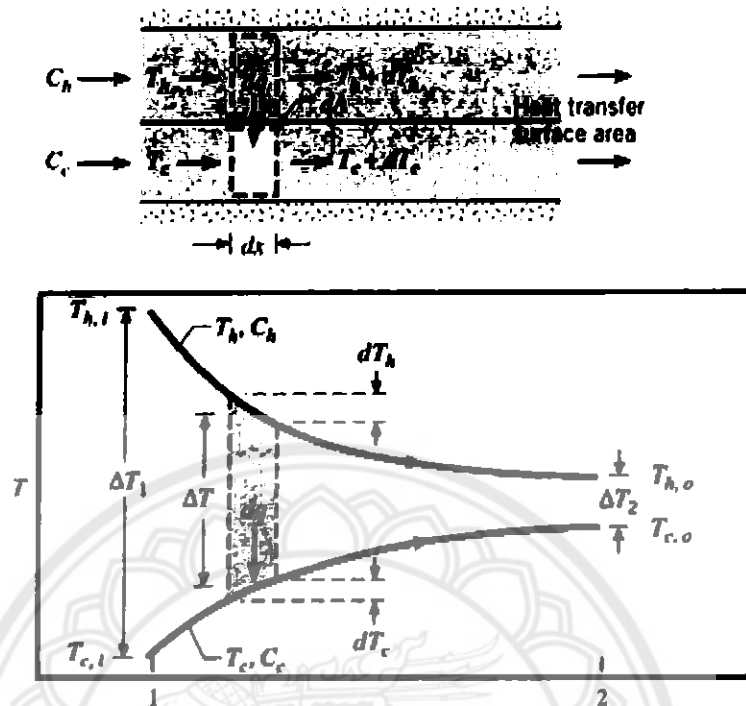
รูปที่ 2.13 ภาพแสดงการใช้กฎทรงพลังงานระหว่างของไหลร้อน และเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [4]

โดยที่ ΔT_{lm} คือค่าเฉลี่ยที่เหมาะสมสำหรับการแตกต่างของอุณหภูมิ แต่ก่อนอื่นเราจำเป็นต้องหา ΔT_{lm} ที่เหมาะสมดังกล่าว

2.5.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน

การกระจายของอุณหภูมิในเครื่องถ่ายความร้อนแบบไหลตามกัน (parallel flow) แสดงในรูปที่ 2.14 เริ่มแรกการแตกต่างของอุณหภูมิ (ΔT) มีค่ามาก และจะลดลงตามระยะ x ที่เพิ่มขึ้น ข้อสำคัญสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ อุณหภูมิที่ทางออกของของไหลที่เย็นกว่าจะต้องน้อยกว่าอุณหภูมิของของไหลที่ร้อนที่ทางออกเสมอ รูปแบบของ ΔT_{lm} หาได้จากการใช้กฎทรงพลังงาน (energy balance) ในการวิเคราะห์เราให้สมมุติฐานตามข้างล่าง

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มด้วยฉนวนสมบูรณ์จึงไม่มีการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อม นั่นคือจะมีการถ่ายเทความร้อนเฉพาะระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นเท่านั้น
2. ไม่คิดการนำความร้อนตามแกนของหลอด
3. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์และพลังงานจลน์
4. ความร้อนจำเพาะของของไหลมีค่าคงที่
5. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเป็นค่าคงที่



รูปที่ 2.14 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน [4]

ตามความจริงแล้วความร้อนจำเพาะของของไหลอาจเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทั้งอาจเปลี่ยนแปลงไปตามคุณสมบัติของของไหลและสภาพการไหล อย่างไรก็ตามในหลายกรณีการเปลี่ยนแปลงนี้ไม่มากนัก และเราสามารถใช้ค่าเฉลี่ยสำหรับ $C_{p,c}$, $C_{p,h}$ และ U

เนื่องจากเครื่องเป็นแบบไหลสวนกัน จากรูป 2.14 เห็นว่า $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ และ $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ แทนค่าและจัดรูปสมการข้างบนใหม่จะได้

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.20)$$

โดยที่

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

และสำหรับเครื่องแบบไหลตามกัน

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.21)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (2.22)$$

2.5.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน

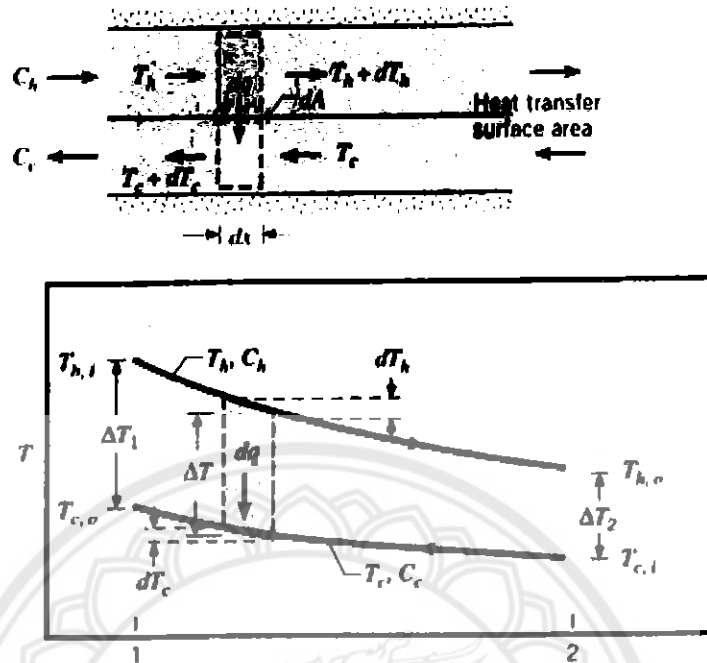
การกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน (counterflow) แสดงในรูป 2.15 เครื่องแบบนี้แตกต่างกับแบบไหลตามกัน โดยที่ด้านที่ร้อนกว่าของของไหลทั้งสองอยู่ที่ปลายเดียวกัน ส่วนที่เป็นกว่าของของไหลทั้งสองอยู่ที่ปลายเดียวกัน ด้วยเหตุผลนี้ค่า $\Delta T = (T_h - T_c)$ ที่ระยะ x ใดๆ จึงมีค่าไม่สูงเท่ากับที่ย่านทางเข้าของเครื่องแบบไหลตามกัน สังเกตได้ว่าอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลที่เป็นกว่าอาจสูงกว่าอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลที่ร้อนกว่าได้

สมการ (2.16) และ (2.17) สามารถใช้ได้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด และดังนั้น จึงใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนกันด้วย นอกจากนี้การวิเคราะห์แบบไหลตามกัน ก็ยังสามารถใช้ได้กรณีนี้ แต่การแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายทั้งสองของเครื่องแบบไหลสวนกันจะมีรูปเป็น

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.23)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.24)$$

ในกรณีที่อุณหภูมิตรงทางเข้าและออกจากเครื่องเท่ากัน เราสามารถแสดงได้ว่าค่า log-mean temperature difference สำหรับแบบไหลสวนกันจะมากกว่าแบบไหลตาม ดังนั้น สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนค่าหนึ่งๆ พื้นที่ผิวของเครื่องแบบไหลสวนกันจึงน้อยกว่าของเครื่องแบบไหลตามกัน (โดยสมมุติว่าทั้งสองมีค่า U เท่ากัน) และสังเกตได้ว่า $T_{h,o}$ สามารถมีค่าสูงกว่า $T_{h,i}$ ในแบบไหลสวนกันซึ่งเป็นไปไม่ได้ในแบบไหลตามกัน



รูปที่ 2.15 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน [4]

2.5.3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลผ่านหลายครั้ง (multipass) และแบบไหลตั้งฉากกัน (cross-flow)

แม้สภาพการไหลในเครื่องแบบของไหลผ่านหลายครั้ง (multipass) และแบบไหลตั้งฉากกัน (cross-flow) จะยุ่งยากกว่าที่ผ่านมามากแต่ก็ยังสามารถใช้ได้โดยการคิดแปลงค่า "log mean temperature difference" ตามสมการข้างล่าง

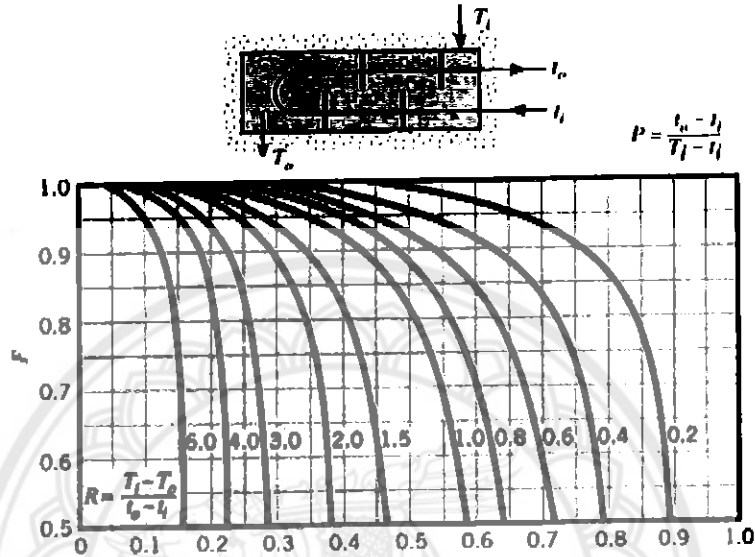
$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \tag{2.25}$$

นั่นคือรูปแบบของ ΔT_{lm} ที่เหมาะสมได้จากการคูณ ΔT_{lm} ที่ได้ถ้าเครื่องเป็นแบบไหลสวนกันด้วยตัวปรับแก้ (correction factor) จะได้ $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,o})$ และ $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,i})$

5200085

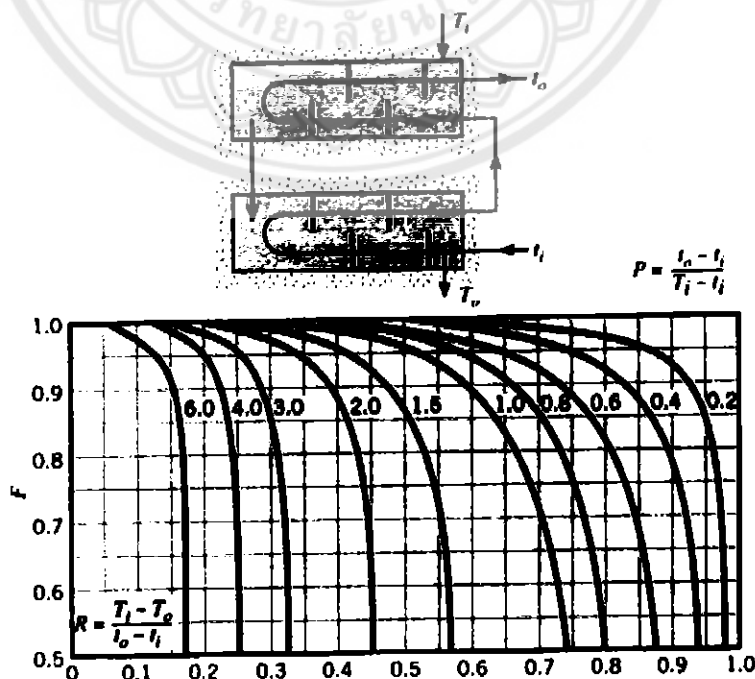
2.5.4 ค่าตัวปรับแก้ (F) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง และของไหล อีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสองครั้งหรือเท่ากับคูณของสอง กับเลขจำนวนเต็ม (สอง ที หก ฯลฯ)

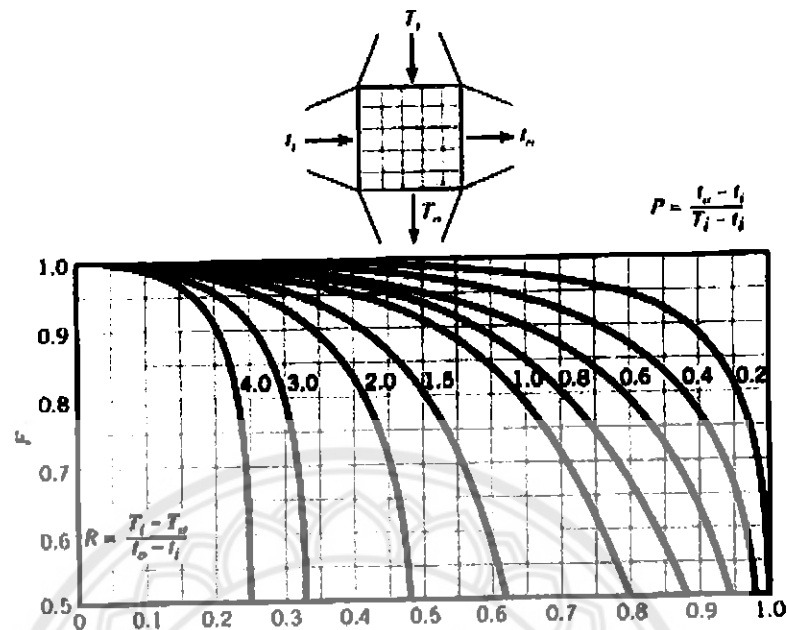


รูปที่ 2.16 ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube [4]

โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้ง และของไหล อีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสี่ครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสี่ กับเลขจำนวนเต็ม (สี่ แปด ฯลฯ)



รูปที่ 2.17 ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube [4]

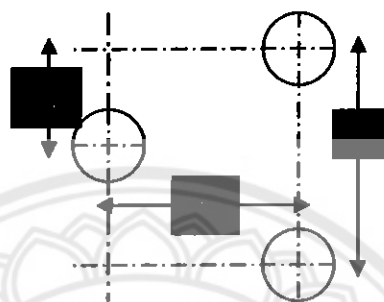


รูปที่ 2.18 ค่าปรับแก้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลตั้งฉากกัน (cross-flow) ซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมผสาน [4]

ในการวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ จะเห็นว่าอุปกรณ์ในวัฏจักรหลายตัวทำหน้าที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ไม่ว่าจะเป็น หม้อต้ม คอนเดนเซอร์ และเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องศึกษาการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์คือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube ชนิดไหลสวนทางกัน ซึ่งเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่พบเห็นบ่อย มีการคำนวณที่ไม่ซับซ้อนมากนัก ง่ายต่อการออกแบบ แต่ก็มีความแตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับจำนวนครั้งที่ของไหลแต่ละชนิดไหลผ่านในเปลือก และผ่านในหลอด ซึ่งเราจะใช้ชนิดที่ง่ายที่สุดคือมีการไหลผ่านในเปลือกและหลอดเพียงครั้งเดียว ดังนั้นในศึกษาการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเน้นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube ชนิดไหลสวนทางกัน และมีการไหลผ่านในเปลือกและหลอดเพียงครั้งเดียวเท่านั้น ซึ่งการออกแบบที่ว่ามีใช้หลักการออกแบบตามหนังสือ Perry's Chemical Engineers' Handbook [5]

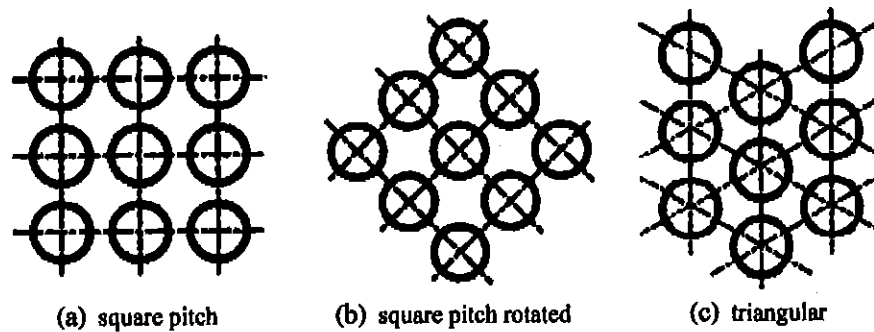
การจัดเรียงตัวของท่อในเปลือกก็ถือว่ามีความสำคัญในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube การจัดเรียงตัวของท่อที่เหมาะสมจะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้นทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับขนาดของท่อ จำนวนของท่อ ความยาวของเปลือก และขนาดของเปลือกที่เหมาะสมกับพื้นที่ในการติดตั้ง



รูปที่ 2.19 รูปแบบการจัดเรียงตัวของท่อ [5]

ตารางที่ 2.1 แสดงรูปแบบการวางเรียงตัวของท่อ (tube) [5]

Tube (O.D.) D_o , in	Tube pitch P' , in	Layout	P_p , in	P_n , in
0.625	0.812		0.704	0.406
0.750	0.980		0.814	0.469
0.750	1.000		1.000	1.000
0.750	1.000		0.707	0.707
0.750	1.000		0.866	0.500
1.000	1.250		1.250	1.250
1.000	1.250		0.884	0.884
1.000	1.250		1.082	0.625



รูปที่ 2.20 รูปแบบการจัดเรียงตัวของท่อภายในเปลือก [5]

สิ่งสำคัญอีกอย่างสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมซึ่งมักจะหาค่าได้ไม่ค่อยแน่นอน สำหรับการเลือกใช้ค่าในการวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์นั้น เราได้พิจารณาค่าตามการออกแบบ shell and tube ในหนังสือ Perry's Chemical Engineers' Handbook [5] และจากตารางค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ใช้ในรูปแบบต่างๆ

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อที่จุ่มอยู่ในของเหลว หน่วย $W/(m^2-K)$ [5]

Hot side	Cold side	Clean-surface coefficient		Design coefficients. Considering usual Fouling in this service	
		Natural convection	Forced convection	Natural convection	Forced convection
Heating applications					
Stream	Watery solution	1415-2835	1700-3120	570-1130	850-1560
Stream	Light oils	285-400	625-800	230-255	340-625
Stream	Medium tube oil	230-340	570-740	200-225	285-570
Stream	Bunker C or No.6 Fuel oil	115-230	400-510	85-170	340-455
Stream	Tar or asphalt	85-200	285-400	85-140	225-340
Stream	Molten sulfur	200-255	255-315	115-200	200-255

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อที่จมอยู่ในของเหลว
หน่วย $W/(m^2 \cdot K)$ (ต่อ) [5]

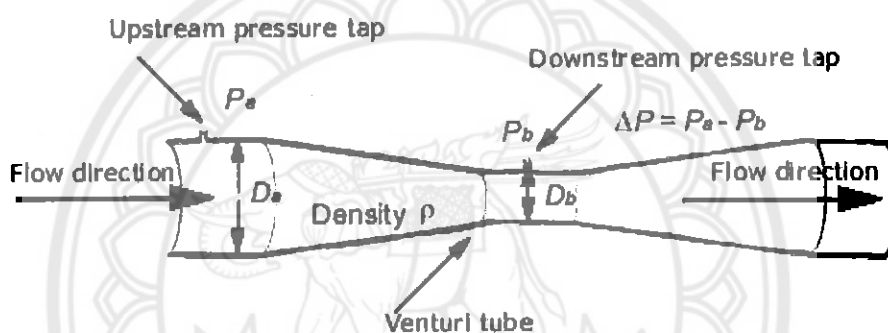
Hot side	Cold side	Clean-surface coefficient		Design coefficients. Considering usual Fouling in this service	
		Natural convection	Forced convection	Natural convection	Forced convection
Stream	Molten paraffin	200-255	255-315	115-200	225-285
Stream	Air and gases	15-25	30-60	6-17	23-45
Stream	Molasses or corn sirup	115-230	400-510	85-170	340-455
High temperature hot water	Watery solution	655-800	1135-1420	400-570	625-915
High temperature heat-transfer oil	Tar or asphalt	70-170	255-370	55-115	170-285
Dowtherm or Arclor	Tar or asphalt	85-170	285-340	70-115	170-285
Cooling applications					
Water	Watery solution	625-765	1105-1390	370-540	595-880
Water	Quench oil	60-85	140-255	40-55	85-140
Water	Medium tube oil	45-70	115-170	30-45	55-115
Water	Molasses or corn sirup	40-60	102-150	23-40	45-85
Water	Air and gases	15-25	30-55	6-17	23-45
Freon or ammonai	Watery solution	200-255	340-510	115-200	225-340
Calcium or sodium brine	Watery solution	570-680	990-1135	285-425	455-710

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ใช้ในรูปแบบต่างๆ [6]

Type	Application	Overall Heat Transfer Coefficient (U)	
		W/(m ² -K)	Btu/(ft ² -F-h)
Tubular, heating or cooling	Gases at atmospheric pressure inside and outside tubes	5-35	1-6
	Gases at high pressure inside and outside tube	150-500	25-90
	Liquid outside (inside) and gas at atmospheric pressure inside (outside) tubes	15-70	3-15
	Liquid outside (inside) and gas at atmospheric pressure inside (outside) tubes	200-400	35-70
	Liquids inside and outside tubes	150-1200	25-200
	Steam outside and liquid inside tubes	300-1200	50-200
Tubular, condensation	Steam outside and cooling water inside tubes	1500-4000	250-700
	Organic vapors or ammonia outside and cooling water inside tubes	300-1200	50-200
Tubular, evaporation	steam outside and high-viscous liquid inside tubes, natural circulation	300-900	50-150
	steam outside and low-viscous liquid inside tubes, natural circulation	600-1700	100-300
	steam outside and liquid inside tubes, forced circulation	900-3000	150-500
Air-cooled heat exchangers	Cooling of water	600-750	100-130
	Cooling of liquid light hydrocarbons	400-550	70-95
	Cooling of tar	30-60	5-10
	Cooling of air or flue gas	60-180	10-30
	Cooling of hydrocarbon gas	200-450	35-80
	Condensation of low pressure steam	700-850	125-150
	Condensation of organic vapors	350-500	65-90
Plate heat exchanger	liquid to liquid	1000-4000	150-700
Spiral heat exchanger	liquid to liquid	700-2500	125-500
	condensing vapor to liquid	900-3500	150-700

2.6 Venturi [7]

เมื่อค่าความดันที่สูญเสียไปกับตัววัดเป็นสิ่งที่จะต้องให้เกิดขึ้นน้อยที่สุด โดยท่อเวนจูรีมีรูปร่างตามรูป ทางด้านเข้าจะมีลักษณะคอคอดเข้า (converging) เพื่อให้ของไหลไหลด้วยความเร็วเพิ่มขึ้น ทำให้ความเร็วเพิ่มขึ้นและความดันลดลง และเมื่อผ่านคอคอด (throat) ซึ่งเป็นพื้นที่หน้าตัดคงที่ ช่วงนี้จะเป็นช่วงที่มีความดันต่ำที่สุด ในช่วงต่อไป ขนาดของท่อจะขยายออก (diverging) จนมีขนาดเท่ากับขนาดท่อปกติ ในช่วงนี้ความเร็วจะลดลง และความดันจะค่อยๆ เพิ่มขึ้น (recovery) ซึ่งค่าความดันสูญเสียนี้จะมีค่าน้อย เพราะการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของไหลเกิดขึ้นช้าทั้งช่วงเพิ่มและลด ทำให้มีการสิ้นเปลืองพลังงานน้อย



รูปที่ 2.21 ลักษณะของท่อ Venturi [7]

Venturi Meter คือเครื่องมือที่อาศัยหลักการไหลที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงจะมีความกดดันต่ำกว่าของไหลที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำ ผลต่างของความดันนี้สามารถคำนวณหาอัตราการไหลโดยสมมติให้ไม่มีการสูญเสีย เนื่องจากความเสียดทาน และใช้สมการ Bernoulli พร้อมใช้สมการต่อเนื่อง (continuity) จะได้ค่าอัตราการไหลดังสมการนี้

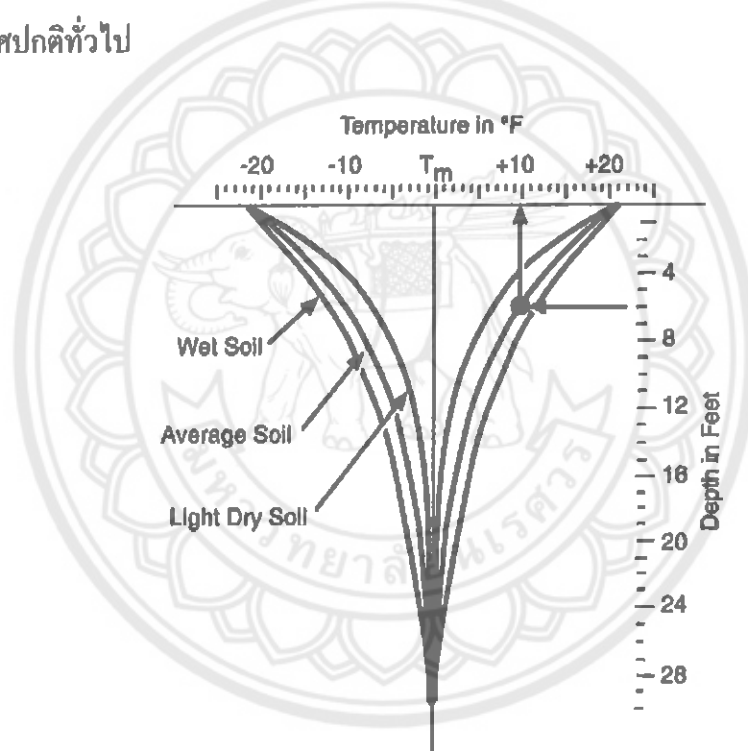
$$P_a - P_b = \Delta P = \frac{1}{2} \rho V_b^2 - \frac{1}{2} \rho V_a^2 \quad (2.26)$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V_a^2 \left[\left(\frac{A_a}{A_b} \right)^2 - 1 \right] \quad (2.27)$$

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \frac{A_a}{\sqrt{\left(\frac{A_a}{A_b} \right)^2 - 1}} \quad (2.28)$$

2.7 อุณหภูมิใต้ผิวดิน [8]

อุณหภูมิอากาศโดยทั่วไปบนผิวดินมีการเปลี่ยนแปลงขึ้นลงได้ตลอดทั้งวัน ซึ่งก็แล้วแต่ว่าเราจะวัดตรงช่วงเวลาไหนของวัน และช่วงฤดูไหนของปี ผิดกับอุณหภูมิใต้ผิวดินที่จะมีความแน่นอนและมีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนักซึ่งก็แล้วแต่ความลึกของดิน ยิ่งมีความลึกมาก การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิก็น้อยลงเท่านั้น จากการศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระดับความลึกโดยเฉลี่ยของโลก พบว่าที่ระดับความลึก 2 เมตร อุณหภูมิใต้ดินจะค่อนข้างคงที่อยู่ที่ประมาณ 20-23 °C การนำน้ำผ่านระดับความลึกดังกล่าวก่อนนำมาใช้ในการระบายความร้อนให้กับคอยล์ร้อน (Condenser) จะช่วยให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนดีขึ้นกว่าการระบายความร้อนด้วยอากาศปกติทั่วไป



รูปที่ 2.22 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระดับความลึกโดยเฉลี่ยของโลก [8]

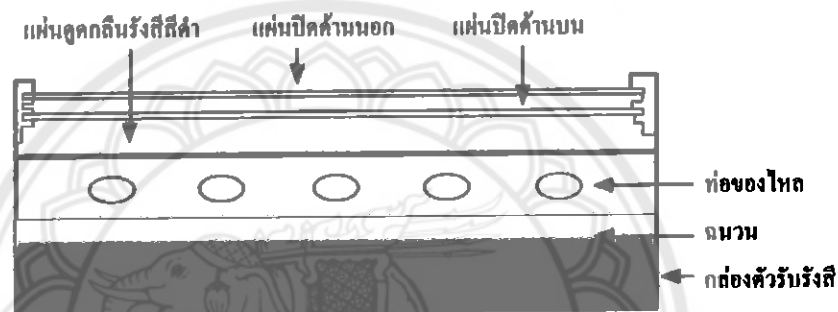
2.8 ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ (Solar Collector) [9]

ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบเป็นรูปแบบหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำหน้าที่แปลงพลังงานแสงอาทิตย์ให้อยู่ในรูปความร้อน ตัวเก็บรังสีอาทิตย์มีความแตกต่างจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับของไหล แต่ในกรณีของตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์จะเป็นการถ่ายเทความร้อนจากของแข็งไปยังของไหล การวิเคราะห์ตัวเก็บรังสีจะพิจารณาเฉพาะปัญหาการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์ของพลังงานที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์กับรังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบ

ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบถูกออกแบบมาเพื่อการใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิแวดล้อมประมาณ $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ทำหน้าที่รับรังสีรวม (total radiation) ที่ตกกระทบ โดยไม่จำเป็นต้องมีระบบติดตามดวงอาทิตย์

2.8.1 ส่วนประกอบของตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ

ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบประกอบด้วย ผิวฉลุลึกรังสีอาทิตย์สีดำซึ่งจะทำหน้าที่ดูดกลืนรังสี แผ่นปิดใสเหนือผิวฉลุลึกรังสีอาทิตย์จะช่วยลดการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศ และฉนวนที่อยู่ทางด้านล่างซึ่งจะทำหน้าที่ลดการสูญเสียความร้อน



รูปที่ 2.23 ภาพตัดขวางของตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ [9]

2.8.2 สมดุลพลังงานบนตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ

รังสีอาทิตย์ที่ถูกดูดกลืนโดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ต่อหน่วยพื้นที่ของแผ่นฉลุลึกรังสี S สามารถเขียนอยู่ในรูปผลคูณของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U_L กับค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของแผ่นฉลุลึกรังสี T_{pm} กับอุณหภูมิแวดล้อม T_a ในสภาวะคงที่ ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีพื้นที่ A_c คือผลต่างระหว่างค่ารังสีอาทิตย์ที่ถูกดูดกลืนกับความร้อนที่สูญเสีย

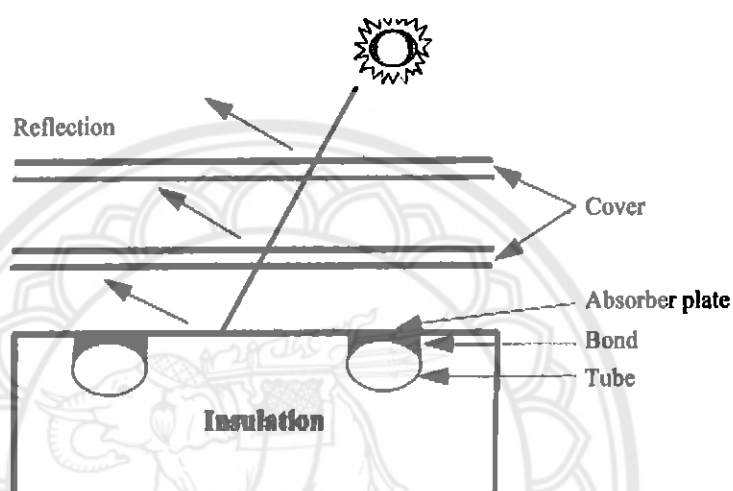
$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.29)$$

ประสิทธิภาพการเก็บรังสีอาทิตย์ (Collection Efficiency) สามารถหาได้จาก

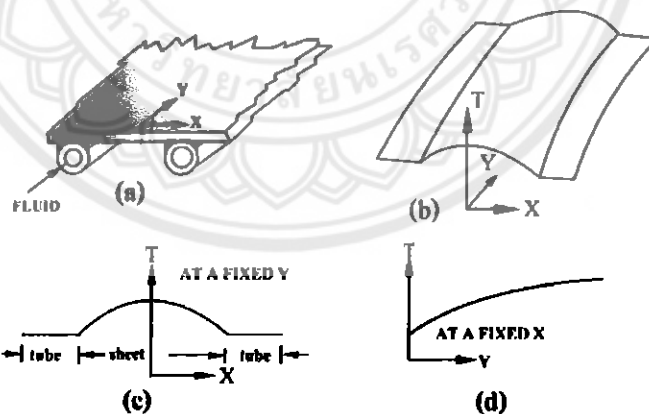
$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (2.30)$$

2.8.3 การกระจายอุณหภูมิภายในตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ

การกระจายอุณหภูมิในตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีโครงสร้างดังรูปที่ 2.24 สำหรับรูปที่ 2.25a แสดงบริเวณระหว่างท่อ 2 ท่อ อุณหภูมิของตัวเก็บรังสีอาทิตย์จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของของไหลดังรูปที่ 2.25b ที่ตำแหน่ง y ใดๆ การกระจายอุณหภูมิในทิศทาง x แสดงในรูปที่ 2.25c และที่ตำแหน่ง x ใดๆ การกระจายของอุณหภูมิในทิศทาง y จะมีลักษณะดังรูปที่ 2.25d



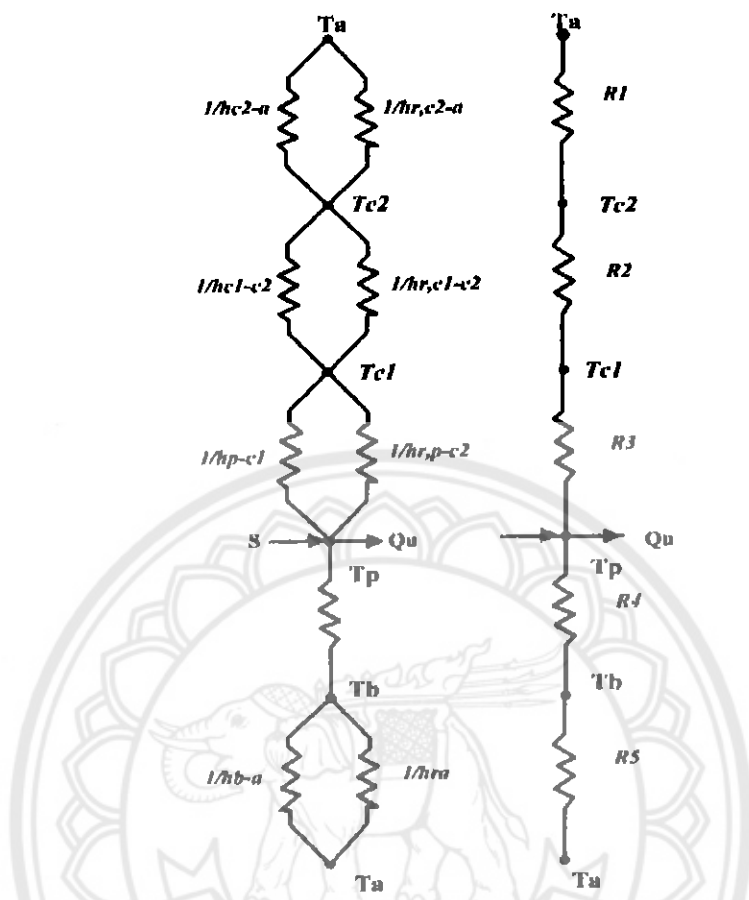
รูปที่ 2.24 ตัวเก็บรังสีอาทิตย์และท่อนำของไหล [9]



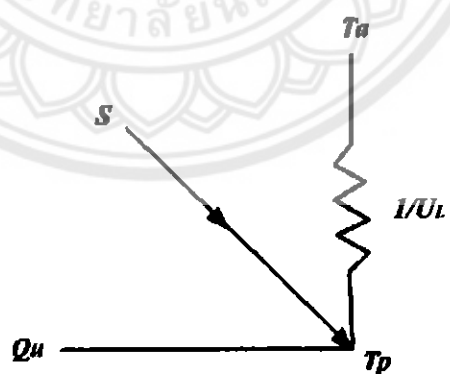
รูปที่ 2.25 การกระจายอุณหภูมิตั้งแต่จุดกึ่งรังสีอาทิตย์ [9]

2.8.4 สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของตัวเก็บรังสี

การแปลงวงจรความร้อนของตัวเก็บรังสีในรูปที่ 2.26 ให้มีลักษณะเป็นวงจรความร้อนรวมดังรูปที่ 2.27



รูปที่ 2.26 วงจรความร้อนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีแผ่นปิดใส 2 ชั้น [9]



รูปที่ 2.27 วงจรความร้อนถมมูลย์ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบ [9]

จากรูปที่ 2.26 อัตราการสูญเสียความร้อนทางด้านบนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ เท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนจากแผ่นดูดกลืน ไปยังแผ่นปิดใสชั้นใน เมื่อ $h_{c,p-c1}$ คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากแผ่นดูดกลืน ไปยังแผ่นปิดใสชั้นใน ดังนั้นอาจเขียนได้ในรูป

$$Q_{\text{loss,top}} = (h_{c,p-cl} + h_{r,p-cl})(T_p - T_{cl}) \quad (2.31)$$

เมื่อ

$$h_{r,p-cl} = \frac{\sigma(T_p - T_{cl})(T_p^2 + T_{cl}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{cl}} - 1}$$

ความต้านทาน R_3 สามารถเขียนได้ดังนี้

$$R_3 = \frac{1}{h_{c,p-cl} + h_{r,p-cl}} \quad (2.32)$$

สำหรับสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนสู่ท้องฟ้า T_s แสดงได้ดังสมการ

$$h_{r,c2-a} = \frac{\sigma \epsilon_c (T_{c2} - T_s)(T_{c2}^2 + T_s^2)(T_{c2} - T_s)}{(T_{c2} - T_a)} \quad (2.33)$$

จะได้ความต้านทานทางความร้อนไปยังสิ่งแวดล้อม

$$R_1 = \frac{1}{h_w + h_{r,c2-a}} \quad (2.34)$$

เมื่อทราบค่า R_1 , R_2 และ R_3 สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนรวมทางด้านบน U_i ของตัวเก็บรังสีได้ดังนี้

$$U_i = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (2.35)$$

วิธีการหาค่า U_i จำเป็นต้องทำการคำนวณซ้ำๆ กันหลายรอบ สำหรับแผ่นที่วางขนานกัน อุณหภูมิใหม่ของแผ่นที่ j สามารถหาได้ใน เทอมของอุณหภูมิของแผ่นที่ i ดังสมการ

$$T_j = T_i = \frac{U_i(T_p - T_a)}{h_{c,j-j} + h_{r,j-j}} \quad (2.36)$$

จากสมการนี้ แทนค่าจนกระทั่งอุณหภูมิของแผ่นปิดใสไม่เปลี่ยนแปลง

จากการคำนวณในวิธีตามวิธีแบบขั้นต้นที่กล่าวมาผลที่ได้มีค่าไม่แน่นอน ไม่เหมาะสม สำหรับการคำนวณด้วยคอมพิวเตอร์ คั้งนั้น Duffie & Beckman (1991) ได้เสนอรายละเอียดของ สมการเอ็มไพริคัล (Empirical) ซึ่งพัฒนาโดย Klein ในปี 1979 เพื่อใช้คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การ สูดยเทียบความร้อนด้านบนสำหรับแผงรับแสงอาทิตย์ ที่มีแผ่นใสสำหรับปิดเป็นกระจก 1, 2 หรือ 3 ชั้น ซึ่งมีระยะห่างเท่ากับ 25 mm. และอุณหภูมิแวดล้อมตั้งแต่ช่วง 40 ถึง -20°C และแผ่นดุกกลืนรังสี มีค่าการแผ่รังสี 0.95 และ 0.10 และสามารถประยุกต์ใช้กับระยะห่างน้อยกว่า 25 mm. แต่ไม่น้อย กว่า 15 mm. โดยให้ค่าคลาดเคลื่อนเล็กน้อย

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{c}{T_{pm}} \left(\frac{T_{pm} - T_o}{N + f} \right) e} + \frac{1}{h_v} \right] - (1) + \left[\frac{\sigma (T_{pm} + T_o) (T_{pm}^2 + T_o^2)}{(\epsilon_p + 0.00591 N h_v) - 1 + \frac{2N + f - 1 + 0.133 \epsilon_p}{\epsilon_g} - N} \right] \quad (2.37)$$

2.9 การถ่ายเทความร้อนแบบไม่คงตัว (Transient Heat Transfer) [10]

ปัญหาการถ่ายเทความร้อนในทางปฏิบัตินั้นมีหลายกรณีที่สภาพเปลี่ยนไปตามเวลา โดยที่ การนำความร้อนแบบไม่คงตัว (unsteady หรือ transient conduction) นี้คือการหาว่าจะใช้เวลา นานเท่าไรในการทำให้อุณหภูมิของของแข็งเปลี่ยนไปจากอุณหภูมิหนึ่งสู่อีกอุณหภูมิหนึ่งและมักจะ เกิดขึ้นจากสภาพที่ขอบเขตของตัวกลางเปลี่ยนไปจากค่าเดิม ตัวอย่างเช่นถ้าอุณหภูมิที่พื้นผิวของ ระบบหนึ่งเปลี่ยนแปลงไป อุณหภูมิที่ทุกๆ จุดภายในระบบก็จะเริ่มเปลี่ยนแปลง และการ เปลี่ยนแปลงนี้จะเกิดขึ้นจนกระทั่งการกระจายอุณหภูมิของระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (steady state) ตัวอย่างที่เห็นได้ชัดคือการนำโลหะที่ร้อนออกมาจากเตาและนำมาวางไว้บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ พลังงานจะถูกส่งถ่ายโดยการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นผิวของโลหะสู่ สิ่งแวดล้อม อุณหภูมิที่ทุกๆ จุดในโลกจะลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งถึงสภาวะคงตัว กระบวนการดังที่ ยกตัวอย่างนี้เกิดขึ้นในอุตสาหกรรมต่างๆ ไปและปัญหานี้สามารถวิเคราะห์ได้ด้วยวิธีการนำความร้อนแบบไม่คงตัว (transient heat conduction) ซึ่งก็จะมีนิยามและสูตรสำเร็จในการคำนวณ

แต่ในการหาการกระจายของอุณหภูมิของเหลวสัมพันธ์กับเวลา (transient heat convection) คือการหาว่าจะใช้เวลานานเท่าไรในการทำให้อุณหภูมิของของเหลวเปลี่ยนไปจากอุณหภูมิหนึ่งสู่อีกอุณหภูมิหนึ่งนั้น ทำได้ยากและมีความไม่แน่นอนสูง เราอาจจะเริ่มจากการแก้สมการความร้อน ในรูปแบบที่เหมาะสม อย่างไรก็ตามปกติผลลัพธ์ของสมการดังกล่าวไม่สามารถหาได้โดยง่าย ดังนั้นจึงต้องใช้วิธีที่ง่ายแม้ผลลัพธ์จะเป็นการประมาณเท่านั้น วิธีการที่เราจะพิจารณาเป็นการคิดว่า

เมื่อมวลของสารทำความเย็นไหลเข้าสู่เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ วาล์วก็จะถูกปิดไม่มีอัตราการไหลเกิดขึ้น จากนั้นสารทำความเย็นก็จะถูกให้ความร้อนด้วยแสงความร้อนพลังแสงอาทิตย์จนอุณหภูมิเพิ่มขึ้นความดันก็จะเพิ่มขึ้นตามจนสูงกว่าความดันในหม้อต้ม (Boiler) สารทำความเย็นก็จะถูกดันผ่านวาล์วและไหลเข้าสู่หม้อต้ม การที่อุณหภูมิของของเหลวในเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ เปลี่ยนไปจากอุณหภูมิตั้งแต่อุณหภูมิหนึ่งใช้เวลานานเท่าไรนั้นหาได้จากสมการพลังงาน

$$\dot{Q} = \dot{E}_s = mc_p \frac{dT}{dt}$$

$$\dot{Q} dt = mc_p dT$$

อินทิเกรตทั้งสองข้าง

$$\dot{Q} \int dt = mc_p \int dT$$

$$\dot{Q} \Delta T = mc_p \Delta T$$

$$\Delta t = \frac{mc_p \Delta T}{\dot{Q}}$$

(2.38)

2.10 สารทำความเย็น (Refrigerant) [11]

สารทำความเย็นคือสารที่ดูดความร้อนแฝงเมื่อเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอที่อุณหภูมิต่ำและความดันต่ำ และคายความร้อนแฝงเมื่อควบแน่นเปลี่ยนสถานะจากไอกลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิและความดันสูง การทำความเย็นก็จะบรรลุผล โดยที่สารทำความเย็นดูดความร้อนแฝงจากพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็น และส่งความร้อนไประบายออกอีกที่หนึ่ง สารทำความเย็นที่ถูกใช้กันมากได้แก่ อากาศ, น้ำ, แอมโมเนีย, ซัลเฟอร์ไดออกไซด์, คาร์บอนไดออกไซด์ และเมทิลคลอไรด์

สารทำความเย็นสามัญ

สารทำความเย็นที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันมีอยู่ 3 ประเภท

1. คลอโรฟลูออโรคาร์บอน หรือ CFCs เช่น R-11, R-12 และ R-114
2. ไฮโดรคลอโรฟลูออโรคาร์บอน หรือ HCFCs เช่น R-22 หรือ R-123
3. ไฮโดรฟลูออโรคาร์บอน หรือ HFCs เช่น R-134a สารทำความเย็นเหล่านี้ อยู่ในกลุ่มของฮาโลเจนซึ่งคือ สารที่ประกอบไปด้วย คลอรีน, ฟลูออรีน, โบรมีน, แอสทาทีน หรือไอโอดีน

สารทำความเย็นเช่น ไคลอโรไดฟลูออโรมีเทน (R-12), โมโนคลอโรไดฟลูออโรมีเทน (R-22) และ R-502 ถูกเรียกว่า สารทำความเย็นปฐมภูมิ เนื่องจากในแต่ละขั้นของการเปลี่ยนแปลงสถานะจะมีการดูดซับหรือคายความร้อนออกจากเนื้อของสาร

สารทำความเย็นปฐมภูมิ เป็นค่าที่ถูกตั้งขึ้น เนื่องจากมีพฤติกรรมที่ตอบสนองโดยตรงต่อพื้นที่หรือสสาร แม้ว่าจะอยู่ภายในระบบปิด สารทำความเย็นสามารถเย็นตัวลงได้ในระบบปิด โดยอาศัยการควบคุมแรงดัน จากนั้นสารทำความเย็นจะดูดซับความร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิ ณ จุดที่ต้องการ แต่ถ้าให้สารทำความเย็นดูดซับความร้อนต่อไป โดยไม่มีการควบคุมแรงดัน แรงดันจะต่ำลงๆ จนกระทั่งถึงจุดเยือกแข็ง สารทำความเย็นทุติยภูมิ คือสสาร ซึ่งได้แก่ อากาศ, น้ำ หรือ น้ำเกลือ ซึ่งถูกทำให้เย็นลงจากระบบสารทำความเย็นปฐมภูมิ

สารทำความเย็นถูกแบ่งออกได้หลายกลุ่ม โดยที่ The National Refrigeration Safety Code แบ่งสารทำความเย็นออกเป็นสามกลุ่ม

กลุ่ม 1 - สารทำความเย็นที่ปลอดภัยที่สุด ได้แก่ R-12, R-22 และ R-502

กลุ่ม 2 - สารทำความเย็นที่เป็นพิษและบางชนิดติดไฟได้ เช่น R-40 (Methyl Chloride) และ R-764 (Sulfur Dioxide)

กลุ่ม 3 - สารทำความเย็นที่ติดไฟได้ เช่น R-170 (Ethane) และ R-290 (Propane)

R-12 Dichlorodifluoromethane (CCl_2F_2)

ไคลอโรไดฟลูออโรมีเทน Dichlorodifluoromethane มีคุณสมบัติ ไม่มีสี และไม่มีกลิ่นที่ความเข้มข้นต่ำกว่า 20 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร ในความเข้มข้นที่มากขึ้น จะมีกลิ่นคล้ายกับ Carbon Tetrachloride นอกจากนี้ยังไม่เป็นพิษไม่กัดกร่อน ไม่ติดไฟ และมีจุดเดือดที่ $-21.7^{\circ}F$ ($-29^{\circ}C$) ที่ความดันบรรยากาศ รหัสสีของ R-12 คือ สีขาว

R-22 Monochlorodifluoromethane ($CHClF_2$)

โมโนคลอโรไดฟลูออโรมีเทน Monochlorodifluoromethane คือ สารทำความเย็นสังเคราะห์ที่ถูกพัฒนาขึ้นสำหรับรับระบบทำความเย็นที่ต้องการ Evaporating Temperature ต่ำๆ โดยสามารถใช้กับตู้เย็นภายในครัวเรือนและระบบปรับอากาศ R-22 มีคุณสมบัติไม่เป็นพิษ, ไม่กัดกร่อน, ไม่ติดไฟ และมีจุดเดือดเท่ากับ $-41^{\circ}F$ ที่ความดันบรรยากาศ R-22 สามารถใช้ได้กับคอมเพรสเซอร์ชนิด โรตารี ลูกสูบ ก้านหอย สกรู หรือชนิดหอยโข่ง โดย R-22 นั้นมักจะมีน้ำหรือความชื้นผสมอยู่ด้วยจำนวนหนึ่งดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้ Filter drier ในระบบเพื่อขจัดน้ำออกจากสารทำความเย็น รหัสสีของ R-22 คือ สีเขียว

R-502 Refrigerant ($\text{CHCl}_2/\text{CCl}_2\text{CF}_2$)

R-502 คือ สารผสมระหว่าง R-22 และ R-115 ในสัดส่วน 48.8 : 51.2 สารทำความเย็นชนิดนี้เป็นสารทำความเย็นผสม (Blend) ซึ่งมีจุดเดือดที่กึ่งที่สูงสุดและจุดเดือดที่กึ่งที่ต่ำสุด แต่จะแสดงพฤติกรรมเป็นสารผสมเนื้อเดียว โดยที่ R-502 มีคุณสมบัติไม่กัดกร่อน, ไม่ติดไฟ, ไม่เป็นพิษในการใช้งาน และมีจุดเดือดเท่ากับ -50°F ที่ความดันบรรยากาศ สารทำความเย็นชนิดนี้สามารถใช้ได้กับคอมเพรสเซอร์ชนิดลูกสูบเท่านั้น โดยส่วนใหญ่แล้วจะนำไปใช้กับอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการแช่แข็งอาหาร เช่น ตู้แช่แบบ walk-in, โรงงานแช่แข็ง และแปรรูปอาหารทะเล รหัสสีของ R-502 คือสีม่วงอ่อน

R-134a Tetrafluoroethane ($\text{C}_2\text{H}_2\text{FC}_4$) เตตระฟลูออโรอีเทน

R-134a มีความคล้ายคลึงกับ R-22 มากแต่จะแตกต่างกันที่ R-134a ไม่เป็นอันตรายต่อชั้นโอโซนจึงสามารถใช้แทน R-22 ได้ มีคุณสมบัติคือ ไม่กัดกร่อน ไม่ติดไฟ และไม่เป็นพิษ มีจุดเดือดเท่ากับ -15°F ที่ความดันบรรยากาศ โดยทั่วไปจะใช้ในระบบทำความเย็นที่มีอุณหภูมิปานกลางหรือระบบปรับอากาศ เช่น ระบบปรับอากาศในอาคาร รถยนต์ หรือตู้เย็น รหัสสีของ R-134a คือสีฟ้าอ่อน

R-245fa Pentafluoropropane

R-245fa มีคุณสมบัติ ไม่มีสี และไม่มีกลิ่น นอกจากนี้ยังไม่เป็นพิษ ไม่กัดกร่อน ไม่ติดไฟ และมีจุดเดือดที่ 14.91°C ที่ความดันบรรยากาศ โดยทั่วไปจะใช้ในระบบทำความเย็นประเภท chiller รหัสสีของ R-245fa คือ สีเงินอ่อน

สารทำความเย็นชนิดอื่นๆ

R-717 Ammonia (NH_3) แอมโมเนีย

R-717 เป็นสารทำความเย็นที่ใช้กันทั่วไปในอุตสาหกรรม มีจุดเดือดเท่ากับ -28°F ที่ความดันบรรยากาศด้วยคุณสมบัตินี้ทำให้ R-717 มักถูกนำไปใช้กันมากในระบบทำความเย็นที่ต้องการอุณหภูมิต่ำกว่า 0°C โดยที่ความดันใน Evaporator ไม่ต้องต่ำกว่าความดันบรรยากาศ คุณสมบัติโดยทั่วไปของ R-717 คือเป็นก๊าซไม่มีสี มีกลิ่นฉุน มีความเป็นพิษทำลายระบบประสาท หากสัมผัสกับผิวหนังโดยตรงจะทำให้เกิดแผลไหม้ และมีความสามารถในการติดไฟได้เล็กน้อย รหัสสีของ R-717 คือสีเงิน

R-125 Pentafluoroethane (CHFC_2F_3) เพนตะฟลูออโรอีเทน

R-125 คือสารผสมที่ถูกใช้ในอุณหภูมิต่ำและอุณหภูมিপานกลาง ซึ่งมีจุดเดือดเท่ากับ -55.3°F ที่ความดันบรรยากาศ คุณสมบัติของ R-125 คือไม่เป็นพิษ ไม่ติดไฟ และ ไม่กัดกร่อน นอกจากนี้ R-125 สามารถนำไปใช้แทน R-502 ได้อีกด้วย

สารทำความเย็นทั้งหมดที่กล่าวมามีลักษณะเฉพาะตัว ดังนั้นจึงมีความสำคัญมากในการเลือกใช้ให้ตรงกับความต้องการ หากมีการใช้งานผิดประเภทแล้วสามารถทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลงได้ หรืออาจเกิดปัญหาเกี่ยวกับอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ

ตารางที่ 2.4 สารทำความเย็นตามวัตถุประสงค์การใช้งาน [12]

RESIDENTIAL AIR CONDITION	R22, R407c, R410a, R417a, R424a
CHILLER	R134a, R123, R11, R12, R22, R500, R245fa
AUTOMOTIVE AIR CONDITION	R12, R134a, R416a, R413a, R426a
REEFER	R12, R134a, R500, R401a, R409a
FREEZER	R22, R404a, R408a, R507
REFRIGERATOR	R134a, R12, R22
VENDING MACHINE	R401a, 402a, R502
VERY LOW TEMP	R23, R508b
FLUSHING	R11, R123, R141b, R365mfc
FOAMING	R11, R141b, R365mfc, R245fa
FIRE EXTINGUISHING	R22, R141b, R125, R123
GLASS BOTTLE MFG	R152a

ในการเลือกใช้สารทำความเย็น นอกจากความเหมาะสมกับการใช้งานในระบบนั้นๆ แล้ว สิ่งที่ต้องคำนึงถึงอีกอย่างก็คือผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม นักวิทยาศาสตร์ค้นพบว่าสารเคมีบางชนิด เช่น คลอโรฟลูออโรคาร์บอน หรือ CFCs ที่มนุษย์สังเคราะห์ขึ้นและนำมาใช้กันอย่างแพร่หลาย ได้ขึ้นไปทำลายชั้นโอโซนทำให้เกิดช่องว่างในชั้นบรรยากาศสตราโตสเฟียร์ ชั้นโอโซนมีความสำคัญเนื่องจากเป็นเสมือนเกราะป้องกันไม่ให้รังสีอัลตราไวโอเล็ต (UV) ซึ่งเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิตบนโลกตกลงมาในบรรยากาศโลกได้ ประกอบกับมีการค้นพบรูรั่วของชั้นโอโซนที่แอนตาร์กติกในปลายปี พ.ศ. 2528 ทำให้หลายส่วนตระหนักถึงภัยของปัญหานี้และเห็นว่าจำเป็นต้องมีมาตรการลดการใช้สารทำลายโอโซนอย่างเข้มงวดขึ้น ในปีเดียวกันนี้จึงได้เกิดอนุสัญญาเวียนนา (Vienna Convention) ซึ่งเป็นอนุสัญญาที่ว่าด้วยเรื่องการป้องกันชั้นโอโซนในบรรยากาศโลก โดยโครงการสิ่งแวดล้อมแห่งสหประชาชาติ หลังจากนั้นอีก 2 ปี พิธีสารมอนทรีออลจึงถูกจัดทำขึ้นเมื่อ 16 กันยายน พ.ศ. 2530

เป้าหมายของอนุสัญญาเวียนนาเน้นในเรื่องการประสานความร่วมมือด้านการวิจัย การเฝ้าสังเกตการณ์ชั้นโอโซนอย่างเป็นระบบ การติดตามการผลิตสาร CFCs และการแลกเปลี่ยนข้อมูลระหว่างกัน ส่วนพิธีสารมอนทรีออลมีเป้าหมายเพื่อให้ประเทศต่างๆ ร่วมกันจัดทำแผนดำเนินการ

กำหนดมาตรการควบคุมการผลิต การใช้ การจำกัด การลดหรือเลิกใช้สารเคมีที่ทำลายชั้นโอโซน ได้แก่ คลอโรฟลูออโรคาร์บอน ฮาลอน คาร์บอนเตตระคลอไรด์ เมทิลคลอโรฟอร์ม และเมทิลโบรไมด์ รวมทั้งติดตามตรวจสอบและประสานงานเพื่อดำเนินการลดและเลิกใช้สารเคมีที่ทำลายชั้นโอโซนตามวัตถุประสงค์อย่างเป็นรูปธรรมและที่มีผลบังคับทางกฎหมาย

พิธีสารมอนทรีออลมีผลบังคับใช้ตั้งแต่วันที่ 1 มกราคม พ.ศ.2532 หลังจากนั้นได้มีการปรับแก้มาตรการควบคุมการใช้สารทำลายโอโซนอีก 5 ครั้ง ได้แก่ ในการประชุมที่ลอนดอน พ.ศ. 2533 โคเปนเฮเก้น ปี พ.ศ. 2535 เวียนนา ปี พ.ศ. 2538 มอนทรีออล ปี พ.ศ. 2540 และที่ปักกิ่ง ปี พ.ศ. 2542 สำหรับประเทศไทยได้ร่วมลงนามเป็นสมาชิกอนุสัญญาเวียนนาและพิธีสารมอนทรีออลไปตั้งแต่ปี พ.ศ. 2535

มาตรการควบคุมตามพิธีสารมอนทรีออลหลักประกอบด้วย การควบคุมปริมาณการใช้และการผลิตไม่ให้เพิ่มขึ้น ตามลำดับความจำเป็นซึ่งมีระยะเวลาและปริมาณควบคุมแตกต่างกันไปในแต่ละกลุ่มสารและความจำเป็นของประเทศนั้นๆ เมื่อควบคุมปริมาณการใช้แล้วจะต้องดำเนินการยกเลิกการใช้และผลิตในระยะเวลาที่กำหนด

ตารางที่ 2.5 ระยะเวลาควบคุมและยกเลิกใช้งาน [13]

สาร	ประเทศพัฒนาแล้ว		ประเทศกำลังพัฒนา	
	ควบคุมปริมาณการใช้ให้คงที่	ยกเลิก	ควบคุมปริมาณการใช้ให้คงที่	ยกเลิก
Chlorofluorocarbons (CFCs)	1 ก.ค. 2532	1 ม.ค. 2539	1 ก.ค. 2542	1 ม.ค. 2553
Halons	-	1 ม.ค. 2537	1 ก.ค. 2545	1 ม.ค. 2553
Other Fully Halogenated (CFCs)	-	1 ม.ค. 2539	-	1 ม.ค. 2553
Carbon Tetrachloride	-	1 ม.ค. 2539	-	1 ม.ค. 2553
Methyl Chloroform	1 ม.ค. 2536	1 ม.ค. 2539	1 ม.ค. 2543	1 ม.ค. 2558
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)	1 ม.ค. 2539	1 ม.ค. 2573	1 ม.ค. 2559	1 ม.ค. 2583
Hydrobromofluorocarbons (HBFCs)	-	1 ม.ค. 2539	-	-
Bromochlorometane	-	1 ม.ค. 2543	-	-
Methy Bromide	1 ม.ค. 2538	1 ม.ค. 2548	1 ม.ค. 2545	1 ม.ค. 2558

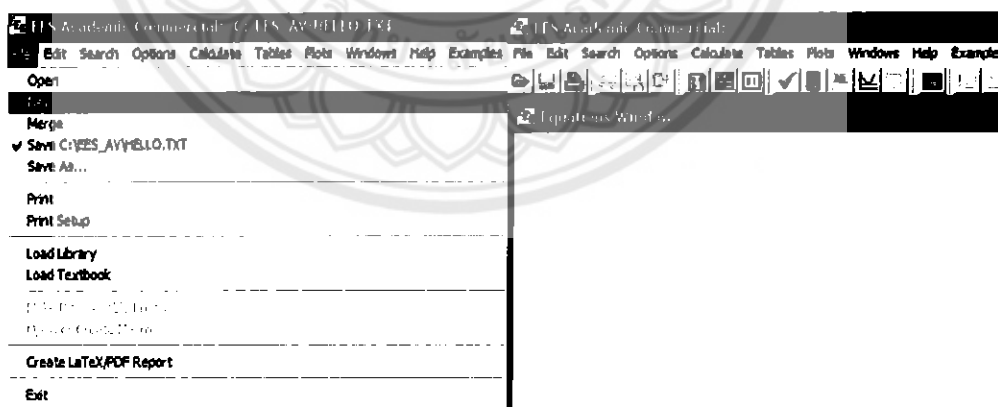
2.11 การคำนวณโดยโปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) [14]

EES. ได้รับการพัฒนาโดย ศาสตราจารย์ ดร. William Beckman และ ศาสตราจารย์ ดร. Sanford Klein ของมหาวิทยาลัยวิสคอนซิน-เมดิสัน จากประสบการณ์ในการสอนวิศวกรรมเครื่องจักรกลความร้อนกับพลังงานกลไอความร้อน ถูกพัฒมานักเรียนใช้เวลามากเกินไปในการดูข้อมูลคุณสมบัติและการแก้สมการของโจทย์ปัญหาต่างๆ ซึ่ง EES. ได้รับการออกแบบเพื่อความสะดวกของนักเรียน

โปรแกรม EES. เป็นโปรแกรมทางวิศวกรรมที่ใช้งานง่ายและมีความสะดวกในการใช้งานสามารถทำงานได้หลายอย่าง เช่น แก้สมการหลายๆ ตัวแปร ได้อย่างมีประสิทธิภาพ หาค่าต่างๆ ได้จากคุณสมบัติของสารเหล่านั้นแทนการเปิดตาราง ใช้แทนการเปิด Psychrometric chart สร้าง Diagram ของวัฏจักร ทำเป็นภาพ Animation เพื่อดูการทำงานของวัฏจักร ทั้งยังใช้ได้ทั้งหน่วย SI และหน่วยอังกฤษ และยังมีหลายฟังก์ชันให้เลือกใช้งาน เป็น โปรแกรมที่นิยมนำมาใช้งานอย่างแพร่หลาย โดยมีรูปร่างส่วนประกอบต่างๆ ดังต่อไปนี้

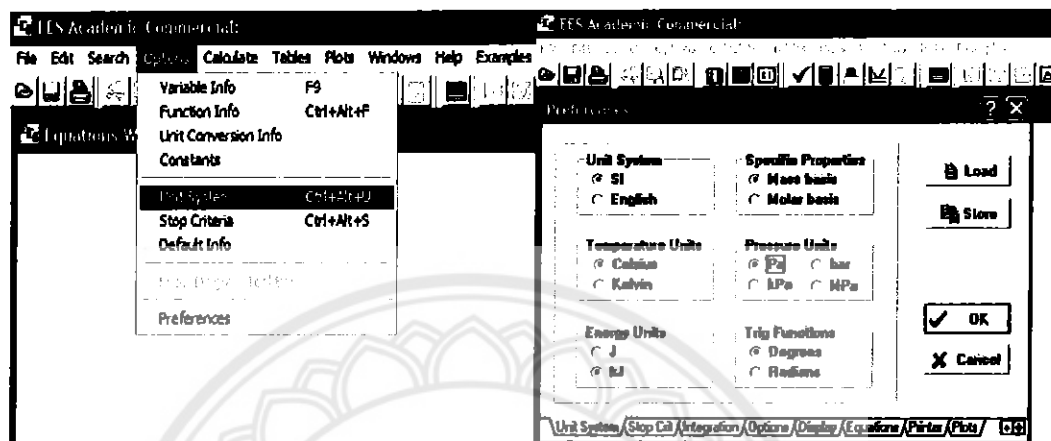
ขั้นตอนในการใช้โปรแกรมการคำนวณ

1. ทำการเปิดโปรแกรมแล้วคลิกที่ "File" เลือก "New" จะพบหน้าต่าง Equation window สำหรับใช้ในการใส่สมการในการคำนวณ



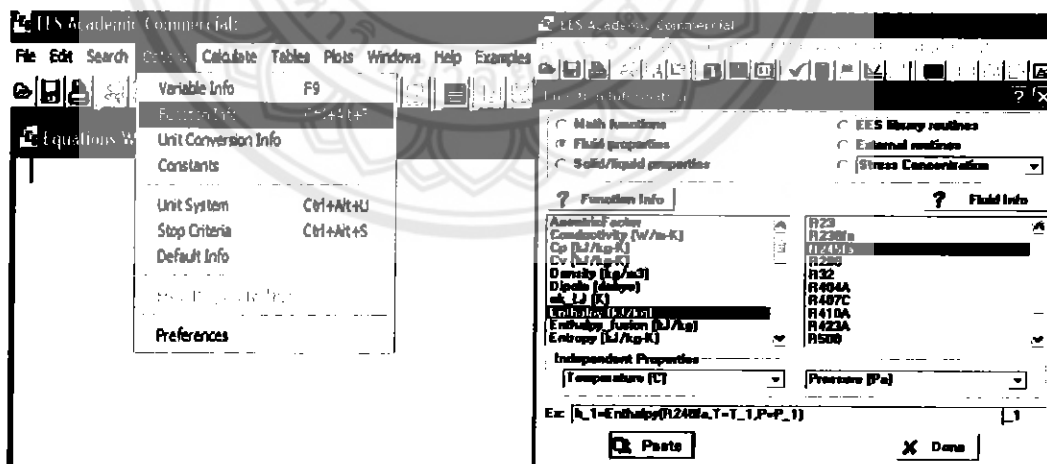
รูปที่ 2.28 การเปิดหน้าต่างของโปรแกรม [14]

2. ทำการตั้งค่าหน่วยที่ใช้ในการคำนวณ คลิกที่ "Options" เลือก "Unit system" ใช้สำหรับเลือกหน่วยที่ต้องการใช้ ไม่ว่าจะป็นอุณหภูมิ ความดัน พลังงาน



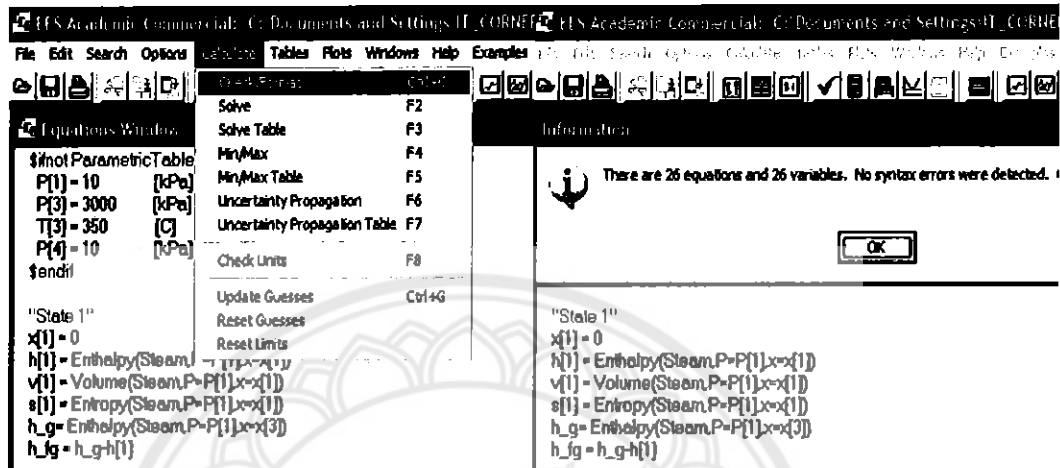
รูปที่ 2.29 การตั้งค่าของหน่วยต่างๆ [14]

3. Function Information ใช้สำหรับหาค่าต่างๆ ของสารทำความเย็น เช่น ค่าความหนืด ค่าความร้อนจำเพาะ ค่าเอนทาลปี ค่าความหนาแน่น เป็นต้น



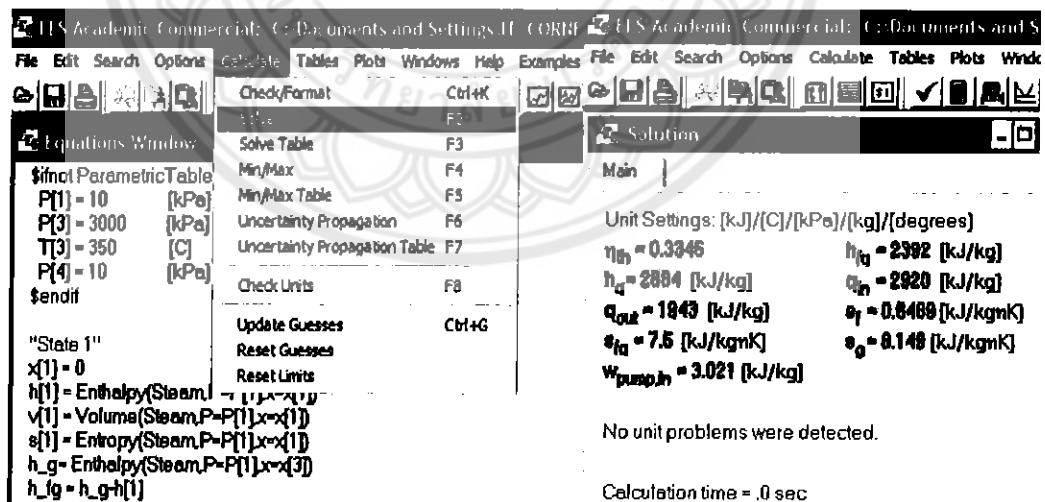
รูปที่ 2.30 การหาค่าต่างๆ ของสารทำความเย็น [14]

4. Check Equation ใช้สำหรับตรวจสอบสมการให้มีจำนวนตัวแปรเท่ากับจำนวนสมการ ไม่เช่นนั้นแล้ว ระบบจะประมวลผลไม่ได้



รูปที่ 2.31 การตรวจสอบจำนวนสมการกับตัวแปร [14]

5. Solve ใช้สำหรับการแก้สมการ เพื่อหาคำตอบเมื่อเขียนสมการเท่ากับจำนวนตัวแปร



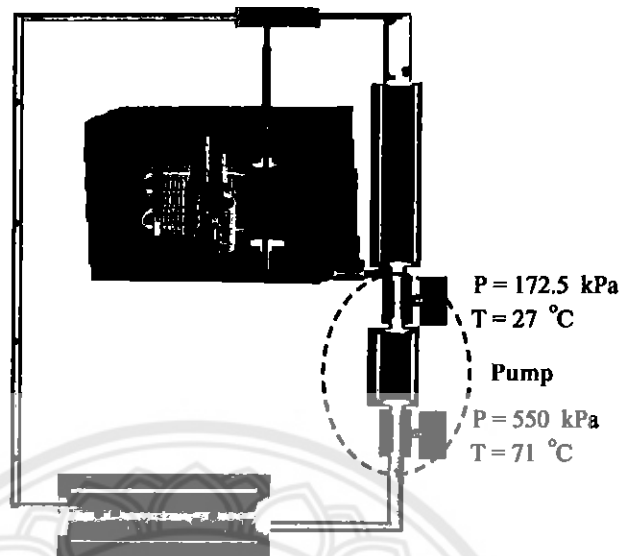
รูปที่ 2.32 ผลจากการแก้สมการ [14]

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงาน

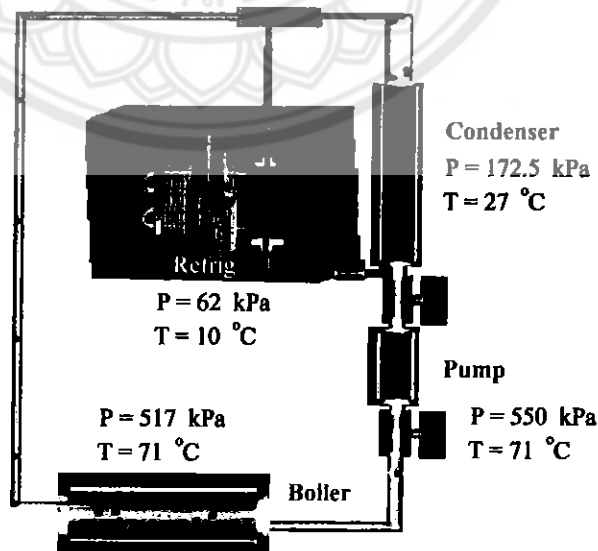
เมื่อเราได้ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องรวมทั้งข้อมูลต่างๆ ที่มีความจำเป็นที่จะนำมาใช้ในการวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์แล้ว ขั้นตอนต่อไปคือการลงมือเขียนโปรแกรม เบื้องต้นเราได้ทดลองใช้โปรแกรม EES. เขียนโปรแกรมเพื่อแก้โจทย์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ ในหนังสือ Thermodynamics An Engineering Approach บทที่ 10 เรื่องวัฏจักรกำลังไอและวัฏจักรกำลังร่วม (vapor and combined power cycles) ในตัวอย่างที่ 10-3 หน้า 562 ซึ่งเป็นเรื่องเกี่ยวกับผลของอุณหภูมิและความดันในหม้อต้มที่มีผลต่อประสิทธิภาพของวัฏจักร Rankine ซึ่งเป็นวัฏจักรหนึ่งที่น่าสนใจในการวิเคราะห์ระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ซึ่งจากการทดลองใช้โปรแกรมผลที่ออกมาก็ตรงกับในหนังสือ จากนั้นจึงได้เริ่มเขียนโปรแกรมเพื่อวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ โดยกำหนดให้ระบบทำความเย็นที่ 1 ดันความเย็น และกำหนดให้ขนาดของท่อภายในวัฏจักรทั้งหมดมีขนาด 0.5 นิ้ว ซึ่งมีจุดประสงค์และขั้นตอนดังนี้

1. พิจารณาหาสารทำความเย็นที่อุณหภูมิและความดันมีความสัมพันธ์กันตรงบริเวณทางเข้าและทางออกเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ โดยอาศัยข้อมูลที่มีอยู่ในระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ และใช้ทฤษฎี Rankine ช่วยพิจารณา เพื่อจะได้สารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิและความดันสัมพันธ์กัน ดังรูปที่ 3.1



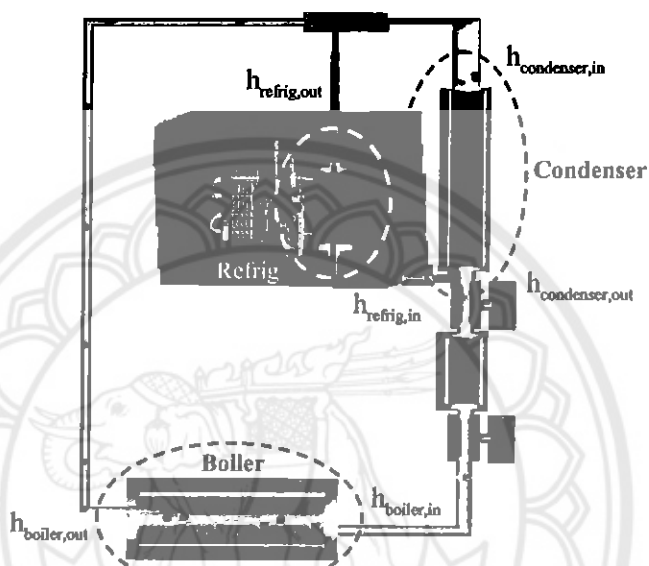
รูปที่ 3.1 บริเวณทางเข้าและทางออกเครื่องสูบบนไอน้ำของเครื่องที่ใช้พิจารณาเลือกสารทำความเย็น [1]

2. นำสารทำความเย็นที่เลือกไปทดสอบอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่บริเวณต่างๆว่าสารทำความเย็นที่เลือกจะเดือดกลายเป็นไอแล้วหรือยังคงเป็นของเหลวอยู่ ณ บริเวณที่ต้องการดังกล่าวจริง เพื่อเป็นการยืนยันว่าสารทำความเย็นที่เลือกสามารถนำมาใช้ได้จริงภายใต้ข้อมูลอุณหภูมิและความดันดังกล่าว ดังรูปที่ 3.2



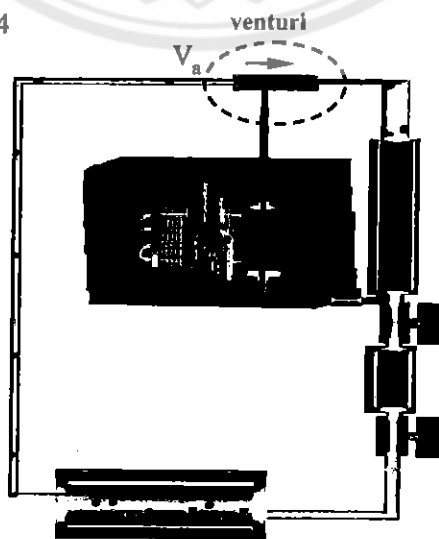
รูปที่ 3.2 บริเวณที่ใช้ทดสอบหาอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่เลือก [1]

3. นำสารทำความเย็นที่ผ่านการพิจารณาแล้วว่ามีความเป็นไปได้และเหมาะสมที่สุด ไปเขียนโปรแกรมหาค่าเอนทาลปีขาเข้าและขาออกของแต่ละอุปกรณ์จากค่าอุณหภูมิและความดันที่มีข้อมูลอยู่ในวัฏจักร โดยใช้ทฤษฎี Rankine ร่วมกับทฤษฎีอัดไอในการพิจารณา เพื่อจะได้ค่าเอนทาลปีขาเข้าและขาออกของแต่ละอุปกรณ์ เพื่อจะได้ค่าเอนทาลปีดังกล่าวไปหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ ดังรูปที่ 3.3



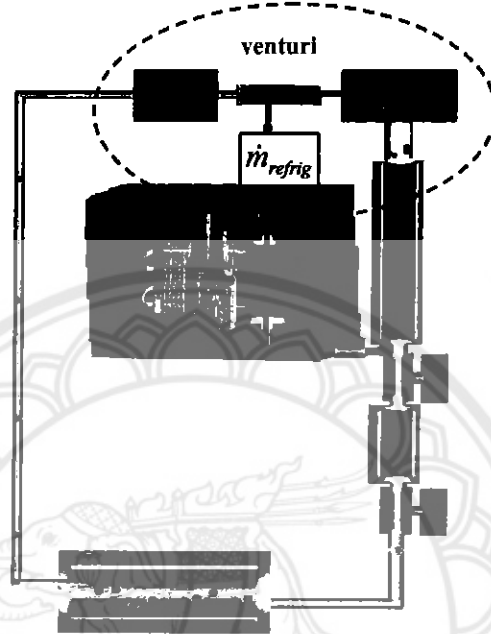
รูปที่ 3.3 บริเวณทางเข้าและทางออกของแต่ละอุปกรณ์ที่ใช้พิจารณาหาค่าเอนทาลปี [1]

4. หาค่าความเร็วขาเข้าที่ท่อเวนจูรีจากสมการท่อเวนจูรีโดยอาศัยข้อมูลความดันที่มีอยู่ในวัฏจักร โดยกำหนดขนาดขาเข้าที่ท่อเวนจูรีและขนาดตรงบริเวณคอขวด เพื่อจะได้ค่าความเร็วขาเข้าที่ท่อเวนจูรี ดังรูปที่ 3.4



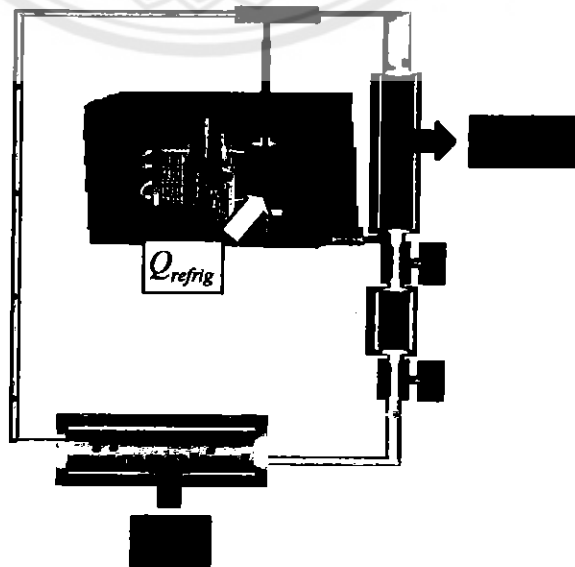
รูปที่ 3.4 แสดงบริเวณที่ใช้พิจารณาหาค่าความเร็วขาเข้าที่ท่อเวนจูรี [1]

5. ใช้สมการเบนูนิหาอัตราการไหลเชิงมวลขาเข้าท่อเวนจูรีและใช้สมการอนุรักษ์พลังงานหาอัตราการไหลเชิงมวลบริเวณต่างๆ เพื่อจะได้ค่าอัตราการไหลเชิงมวลบริเวณต่างๆ แล้วจะได้นำค่าดังกล่าวไปใช้ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ ดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แสดงบริเวณที่ใช้พิจารณาหาอัตราการไหลเชิงมวล [1]

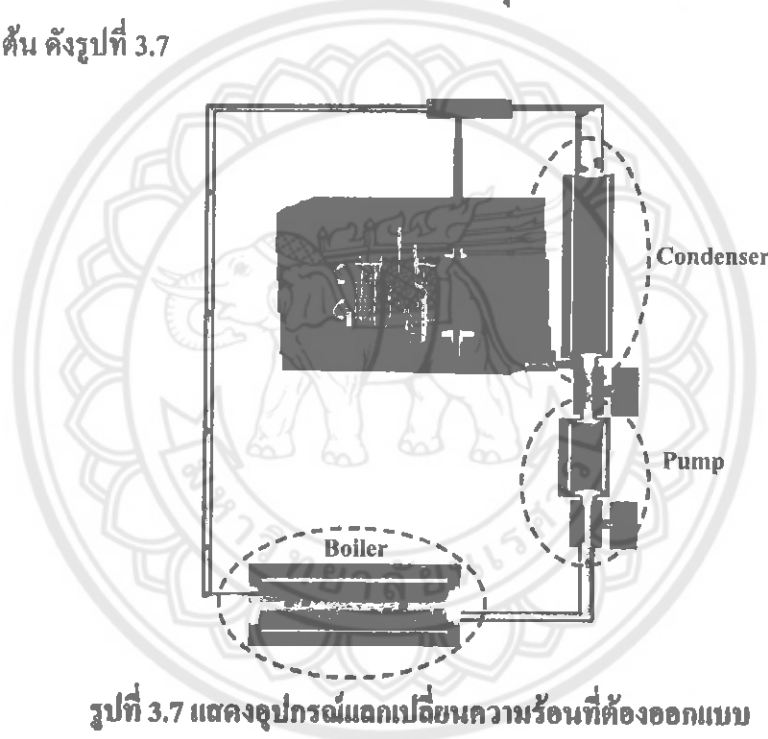
6. ใช้สมการพลังงานหาค่าการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ในของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ โดยใช้ค่าผลต่างเอนทาลปีของแต่ละอุปกรณ์และอัตราการไหลเชิงมวลของแต่ละอุปกรณ์ที่หาได้แล้วข้างต้น ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 แสดงการหาค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านแต่ละอุปกรณ์ [1]

7. ตรวจสอบค่า COP ของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบลมไม่ใช่มอเตอร์จากสูตรการหาตามระบบการทำความเย็นแบบดูดซึม เปรียบเทียบค่า COP ของระบบ กับค่า COP สูงสุดในกระบวนการแบบผันกลับได้ เพื่อเป็นการยืนยันว่าค่าการถ่ายเทพลังงานความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ที่หาได้นั้น มีความเหมาะสมและเป็นไปได้

8. เมื่อค่า COP มีความเป็นไปได้ จากนั้นก็หาขนาดของแต่ละอุปกรณ์และออกแบบอุปกรณ์ต่างๆ ภายในวัฏจักรตามวิธีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจาก Perry's Chemical Engineers' Handbook [5] โดยใช้ค่าการถ่ายเทพลังงานความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ที่หาได้แล้วมาใช้ในการออกแบบการออกแบบ เพื่อออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายในวัฏจักรเบื้องต้น ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องออกแบบ

9. หาขนาดของแหล่งกำเนิดพลังงานความร้อนแฝงความร้อนพลังแสงอาทิตย์จากความต้องการความร้อนในอุปกรณ์ให้ความร้อน และขนาดของตัวระบายความร้อนทิ้ง โดยออกแบบตามวิธีการออกแบบตัวเก็บรังสีพลังงานแสงอาทิตย์และวิธีการออกแบบตัวระบายความร้อนทิ้ง เพื่อให้ได้ค่าขนาดอุปกรณ์ทั้งสอง

10. หาเวลาที่ใช้ในการทำให้อุณหภูมิของของสารทำความเย็นเปลี่ยนไปจากอุณหภูมิหนึ่งสู่อีกอุณหภูมิหนึ่งจนความดันเปลี่ยนตาม โดยใช้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบไม่คงตัว

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

4.1 ผลการเลือกสารทำความเย็น

ในการเลือกสารทำความเย็นที่มีความเหมาะสมกับวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ เราจะพิจารณาจากอุณหภูมิและความดันที่มีอยู่ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ว่าอุณหภูมิและความดันในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์นี้มีความสัมพันธ์กับสารทำความเย็นตัวใดบ้าง ซึ่งเราจะใช้โปรแกรม EES ช่วยในการเลือกสารทำความเย็นดังกล่าว ซึ่งมีขั้นตอนต่อไปนี้

1. ใช้ทฤษฎี Rankine หาอุณหภูมิก่อนเข้าเครื่องสูบบ (หลังออกจากคอยล์ร้อน) จากข้อมูลที่มีอยู่ในวัฏจักรที่ความดัน 172.5 kPa โดยที่สถานะก่อนเข้าปั๊มต้องเป็นของเหลวอิ่มตัว ($x=0$)
2. ใช้ทฤษฎี Rankine หาอุณหภูมิหลังออกจากเครื่องสูบบ (ก่อนเข้าหม้อต้ม) จากข้อมูลที่มีอยู่ในวัฏจักรที่ความดัน 550 kPa โดยที่สมมุติสถานะหลังออกจากเครื่องสูบบเป็น ไออิ่มตัว ($x=1$) โดยที่ความจริงแล้วสถานะสารทำความเย็นหลังออกจากเครื่องสูบบเคียดเป็นไอแล้ว

จากการเขียนโปรแกรมเพื่อเลือกสารทำความเย็น จากความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิที่มีข้อมูลในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ และอาศัยสถานะของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องสูบบและหลังจากออกเครื่องสูบบ ผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 4.1

1.22	1 R\$	2 T _{in}	3 T _{out}
Run 1	Ammonia	-22.16	6.791
Run 2	R11	39.83	82.42
Run 3	R113	64.58	110
Run 4	R114	18.58	58.11
Run 5	R12	-16.49	18.94
Run 6	R123	43.34	84.67
Run 7	R124	1.375	37.24
Run 8	R134a	-13.78	18.73
Run 9	R141b	48.11	90.9
Run 10	R152a	-11.33	22.25
Run 11	R22	-28.78	3.081
Run 12	R22_mh	-28.7	3.133
Run 13	R227ea	-3.182	31.48
Run 14	R236fa	12.05	47.88
Run 15	R246fa	28.98	66.16
Run 16	R290	-29.29	4.923
Run 17	R407c	-32.09	5.583
Run 18	R500	-20.65	13.31
Run 19	R600	14.33	53.96
Run 20	R600a	2.564	41.54
Run 21	R717	-22.16	6.791
Run 22	R718	115.6	155.5

รูปที่ 4.1 แสดงผลการทดสอบอุณหภูมิเข้าและออกเครื่องสูบของสารทำความเย็นชนิดต่างๆ

จากรูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ของความดันที่มีผลต่ออุณหภูมิของสารทำความเย็นชนิดต่างๆ จากข้อมูลในวัฏจักรที่ความดันดังกล่าวสารทำความเย็นที่เหมาะสมจะต้องมีอุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องสูบประมาณ 27 °C และอุณหภูมิออกจากเครื่องสูบประมาณ 71 °C ดังนั้นจะเห็นว่าสารทำความเย็นที่มีความใกล้เคียงกับข้อมูลที่มีอยู่ในวัฏจักรมากที่สุดก็คือ R245fa ซึ่งมีอุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องสูบ 28.98 °C และอุณหภูมิที่ทางออกเครื่องสูบ 66.16 °C ผลจากโปรแกรมจะเห็นว่าที่ทางออกเครื่องสูบลมภูมิมีความแตกต่างกันมาก อาจเป็นเพราะเรา กำหนดให้สถานะของสารทำความเย็นหลังออกจากเครื่องสูบเป็น ไออิ่มตัวทั้งที่ความจริงแล้ว สารทำความเย็นได้เดือดกลายเป็นไอทั้งหมดแล้วก่อนจะออกจากเครื่องสูบ

4.2 ผลการทดสอบอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น

เมื่อได้สารทำความเย็นที่มีความดันและอุณหภูมิสัมพันธ์กับข้อมูลในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบางไม่ใช้มอเตอร์แล้ว ซึ่งก็คือ R245fa จากนั้นก็นำสารทำความเย็นดังกล่าวไปตรวจสอบหาอุณหภูมิอิ่มตัว (saturation temperature, T_{sat}) ก็คืออุณหภูมิที่สารทำความเย็นระเหยเป็นไอ ภายใต้ความดันที่กำหนด โดยใช้โปรแกรม EES ช่วยในการทดสอบ ซึ่งอุณหภูมิอิ่มตัวจะเป็นตัวบอกว่าสารทำความเย็นดังกล่าวคือคบริเวณใด และยังคงเป็นของเหลวอยู่ ณ บริเวณใด

ซึ่งบริเวณที่ต้องการให้สารทำความเย็นเดือดคือบริเวณภายในหม้อต้ม บริเวณขาออกของเครื่องสูบ และบริเวณทำความเย็นซึ่งต้องเดือดเพื่อรับความร้อน ไปด้วยที่คอยล์ร้อน ส่วนบริเวณที่สารทำความเย็นจะต้องเป็นของเหลวคือบริเวณคอยล์ร้อนเพราะมีการถ่ายเทความร้อนออกตรงบริเวณนี้

จากการเขียน โปรแกรม โดยใช้ข้อมูลของความดันที่มีอยู่ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบางไม่ใช้มอเตอร์ ซึ่งข้อมูลของความดันตรงบริเวณต่างๆ มีค่าดังนี้

ความดันบริเวณหม้อต้ม 515 kPa

ความดันบริเวณคอยล์ร้อน 172.5 kPa

ความดันบริเวณคอยล์เย็น 62 kPa

ความดันบริเวณทางออกเครื่องสูบ 550 kPa

ผลจากการเขียน โปรแกรมเพื่อหาอุณหภูมิอิ่มตัวที่บริเวณต่างๆ และการเปรียบเทียบกับข้อมูลของอุณหภูมิที่มีอยู่ในวัฏจักร แสดงได้ดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 แสดงการหาอุณหภูมิอิ่มตัวเปรียบเทียบกับข้อมูลของอุณหภูมิในวัฏจักรที่บริเวณต่างๆ

บริเวณ	ผลของอุณหภูมิอิ่มจากโปรแกรม	อุณหภูมิอิ่มตัวจากข้อมูลในวัฏจักร
หม้อต้ม	63.77 °C	71 °C
คอยล์ร้อน	28.98 °C	27 °C
คอยล์เย็น	3.22 °C	10 °C
ทางออกเครื่องสูบ	66.16 °C	71 °C

จากตารางที่ 4.1 แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิอิ่มตัวจะมีค่าน้อยกว่าข้อมูลอุณหภูมิในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ในบริเวณที่ต้องการให้สารทำความเย็นเดือด ซึ่งก็มีความเหมาะสมเพราะว่าอุณหภูมิอย่างน้อยเท่ากับอุณหภูมิอิ่มตัวก็สามารถทำให้สารทำความเย็นเดือดได้แล้ว ซึ่งข้อมูลอุณหภูมิในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์มีค่าสูงกว่าเป็นการยืนยันว่าสามารถทำให้สารทำความเย็นเดือดได้ตามที่ต้องการแน่นอน

ส่วนบริเวณภายในคอยล์ร้อน ซึ่งเป็นบริเวณที่สารทำความเย็นจะต้องเป็นของเหลว อุณหภูมิอิ่มตัวก็มีค่าสูงกว่าข้อมูลอุณหภูมิในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ แสดงว่าบริเวณดังกล่าวสารทำความเย็นยังคงเป็นของเหลวอยู่

จากผลการทดสอบทั้งความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและความดัน กับการทดสอบอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น ได้ยืนยันแล้วว่าสารทำความเย็นที่มีความเป็นไปได้และเหมาะสมที่สุดที่จะนำมาใช้ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ก็คือ R245fa

4.3 ผลการหาค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อน

หลังจากที่เราได้ R245fa เป็นสารทำความเย็นที่เหมาะสมกับวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์แล้ว เราจะใช้สารทำความเย็นชนิดนี้ ในการหาค่าพลังงานในการถ่ายเทความร้อนเข้าและออกในแต่ละอุปกรณ์ เมื่อสมมุติว่าต้องการทำความเย็นที่ 1 ตันความเย็น (3.517 kW)

ซึ่งมีขั้นตอนในการหาค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ดังนี้

4.3.1 ใช้ทฤษฎี Rankine ร่วมกับทฤษฎีอัดไอหาค่าเอนทาลปีของแต่ละอุปกรณ์โดยเปิดจากค่าอุณหภูมิและความดันที่มีข้อมูลอยู่ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ซึ่งผลที่ได้จากการเขียนโปรแกรมแสดงดังรูปที่ 4.2

Solution

Main |

$$h_{\text{boiler,in}} = 235.6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{\text{boiler,out}} = 461.9 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{\text{condenser,in}} = 456.7 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{\text{condenser,out}} = 235.3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{\text{pump,in}} = 235.3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{\text{refri,in}} = 204.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{\text{refri,out}} = 413.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_w = 10 \text{ [w/m}^2\text{-c]}$$

รูปที่ 4.2 แสดงผลการผลการหาค่าเอนทาลปี

4.3.2 ใช้สมการของท่อเวนจูรีหาความเร็ว (velocity) ของสารทำความเย็นก่อนเข้าท่อเวนจูรี จากผลต่างความดันขาเข้าท่อและบริเวณคอคออดจากข้อมูลในวัฏจักร กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขาเข้าท่อเวนจูรีและบริเวณคอคออด โดยกำหนดให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขาเข้าท่อเวนจูรี 0.5 นิ้ว และบริเวณคอคออด 0.125 นิ้ว ซึ่งผลจากการใช้สมการดังกล่าวเขียนโปรแกรมได้ความเร็วขาเข้าท่อเวนจูรี 11.4 m/s

4.3.3 ใช้สมการแบนูลีหาอัตราการไหลเชิงมวลขาเข้าท่อเวนจูรี เมื่อทราบค่าความเร็วขาเข้าท่อเวนจูรี ทราบความหนาแน่นของสารทำความเย็น โดยเปิดหาได้จากข้อมูลความดันและอุณหภูมิที่มีอยู่ในวัฏจักร และทราบขนาดพื้นที่ขาเข้าท่อเวนจูรีจากการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ จะได้อัตราการไหลเชิงมวลขาเข้าท่อมีค่า 0.04254 kg/s

4.3.4 ใช้กฎสมมูลมวลเพื่อหาอัตราการไหลเชิงมวลขาออกจากท่อเวนจูรี เมื่อทราบอัตราการไหลเชิงมวลขาเข้าท่อเวนจูรี และอัตราการไหลเชิงมวลบริเวณทำความเย็น ผลจากการเขียนโปรแกรมแสดงผลดังรูปที่ 4.3

Solution	
Main	
$\dot{m}_{\text{boiler}} = 0.04254$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{condenser}} = 0.05936$ [kg/s]
$\dot{m}_{\text{heat,sink}} = 0.1745$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{refri}} = 0.01683$ [kg/s]
$\dot{m}_{\text{solar}} = 0.1149$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{pump}} = 20.63$ [kg]

รูปที่ 4.3 แสดงผลการหาอัตราการไหลเชิงมวลที่บริเวณต่างๆ

4.3.5 ใช้สมการหาค่าพลังงาน หาค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ จากอัตราการไหลเชิงมวลที่ได้ และผลต่างเอนทาลปีเข้าและออกของแต่ละอุปกรณ์ ผลจากการดังกล่าว จะได้ค่าถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ ดังแสดงในรูปที่ 4.4

Solution	
Main	
$P_{\text{water,solar}} = 57.81$ [kpa]	$Q_{\text{boiler}} = 9.626$ [kw]
$Q_{\text{condenser}} = 13.14$ [kW]	$Q_{\text{refri}} = 3.517$ [kW]

รูปที่ 4.4 แสดงค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์

ผลของค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ที่ได้นั้น จะมีความเหมาะสม และเป็นไปได้ ต้องนำไปหาค่าประสิทธิภาพซึ่งค่าประสิทธิภาพในระบบทำความเย็นส่วนใหญ่ จะพิจารณาโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

4.4 ตรวจสอบและเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

เนื่องจากระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบางไม่ใช้มอเตอร์มีหลักการทำงานคล้ายกับ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม คือพลังงานที่ต้องการใช้ในระบบเพื่อให้เกิดการทำงานจะอยู่ใน รูปของพลังงานความร้อนเป็นส่วนใหญ่ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น ดังนั้นการพิจารณาค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบที่ใช้เครื่องสูบบางไม่ใช้มอเตอร์จะมีหลักการพิจารณาคคล้ายกับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

รูปที่ 4.5 แสดงผลการหาค่า COP ของระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบางไม่ใช้มอเตอร์โดยใช้สมการการหาค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เปรียบเทียบกับค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบผันกลับได้ (reversible process)

Solution	
Main	
C = 466.3	COP _{rev} = 0.4319
	COP _{act} = 0.3654
	cp _{pump,in} = 1.357 [kJ/kgK]

รูปที่ 4.5 แสดงการหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

ผลจากโปรแกรมค่าที่ได้มีความเหมาะสมและเป็นไปได้ เพราะว่าค่า COP ของระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบางไม่ใช้มอเตอร์มีค่าอยู่ที่ 0.3645 ซึ่งน้อยกว่าค่า COP ของกระบวนการทำความเย็นแบบผันกลับได้ ซึ่งมีค่าอยู่ที่ 0.4319 และโดยปกติค่า COP ของระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจะมีค่าน้อยกว่า 1

4.5 ผลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งตัวหม้อต้มและคอนเดนเซอร์ใช้หลักการออกแบบเดียวกัน คือออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบ shell and tube ชนิดไหลสวนทางกัน มีการไหลผ่านในเปลือก และไหลออกเพียงครั้งเดียว

เริ่มจากการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ที่มีความเหมาะสมซึ่งพิจารณาจากค่าในหนังสือ Perry's Chemical Engineers' Handbook [5] ร่วมกับการพิจารณาค่าจากตารางที่มีอยู่ใน <http://www.engineeringtoolbox.com> [6] ซึ่งจากการพิจารณาได้ผลดังนี้

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ใช้ในคอยล์ร้อนมีค่า $400 \text{ W}/(\text{m}^2\text{-K})$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ใช้ในหม้อต้มมีค่า $800 \text{ W}/(\text{m}^2\text{-K})$

เมื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสองจะเห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ที่อยู่คอยล์ร้อนซึ่งใช้ถ่ายเทความร้อนและใช้ในอุณหภูมิที่ต่ำกว่า จะมีค่าน้อยกว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ที่ใช้ในหม้อต้มซึ่งใช้ในการให้ความร้อนและใช้กับอุณหภูมิที่สูงกว่า

จากนั้นก็หาค่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึม (Log-mean temperature difference) ของทั้งหม้อต้มและคอนเดนเซอร์ โดยอาศัยข้อมูลของอุณหภูมิที่มีอยู่ในวัฏจักร ข้อมูลของอุณหภูมิที่แผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ทำได้ และข้อมูลของอุณหภูมิที่ได้ผิวดิน พิจารณาเป็นการไหลแบบสวนทางกันซึ่งได้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมดังนี้

ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมของคอยล์ร้อนคือ $13.02 \text{ }^{\circ}\text{C}$

ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมของหม้อต้ม คือ $24.04 \text{ }^{\circ}\text{C}$

เมื่อทราบค่าพลังงานความร้อนที่หม้อต้มต้องการ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่เหมาะสม และค่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมแล้ว ต่อไปก็หาพื้นที่ทั้งหมดที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนซึ่งได้ผลดังนี้

พื้นที่ทั้งหมดที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์ร้อน คือ 2.523 m^2

พื้นที่ทั้งหมดที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของหม้อต้ม คือ 0.5006 m^2

จากนั้นก็หาจำนวนท่อที่อยู่ภายในเปลือก โดยกำหนดให้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อทั้งในคอยล์ร้อนและหม้อต้ม มีขนาด 0.5 นิ้ว ความยาวท่อในคอยล์ร้อนยาว 1.3 เมตร และความยาวท่อในหม้อต้มยาว 0.8 เมตร เมื่อได้กำหนดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อและความยาวท่อก็จะได้พื้นที่ต่อ 1 ท่อเพื่อนำไปหารพื้นที่ทั้งหมดที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน จะได้จำนวนท่อทั้งหมดที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งได้ผลดังนี้

จำนวนท่อทั้งหมดที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนของคอยล์ร้อน คือ 49 ท่อ
 จำนวนท่อทั้งหมดที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนของหม้อต้ม คือ 16 ท่อ

ผลจากการหาจำนวนท่อโดยอาศัยข้อมูลในวัฏจักร ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง และการกำหนดขนาดของท่อ จะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 4.6

Solution

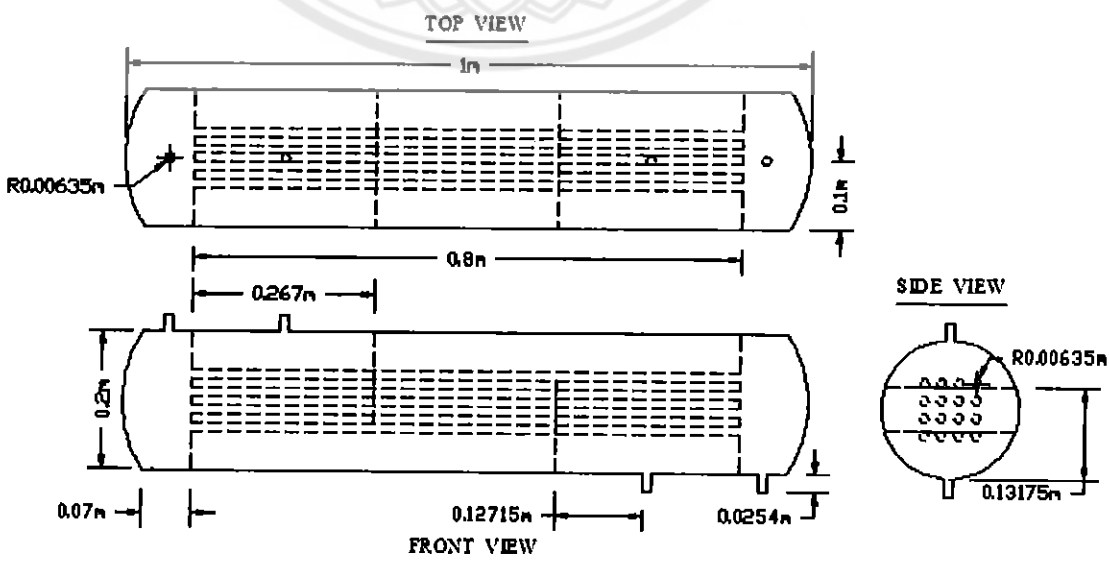
Main |

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

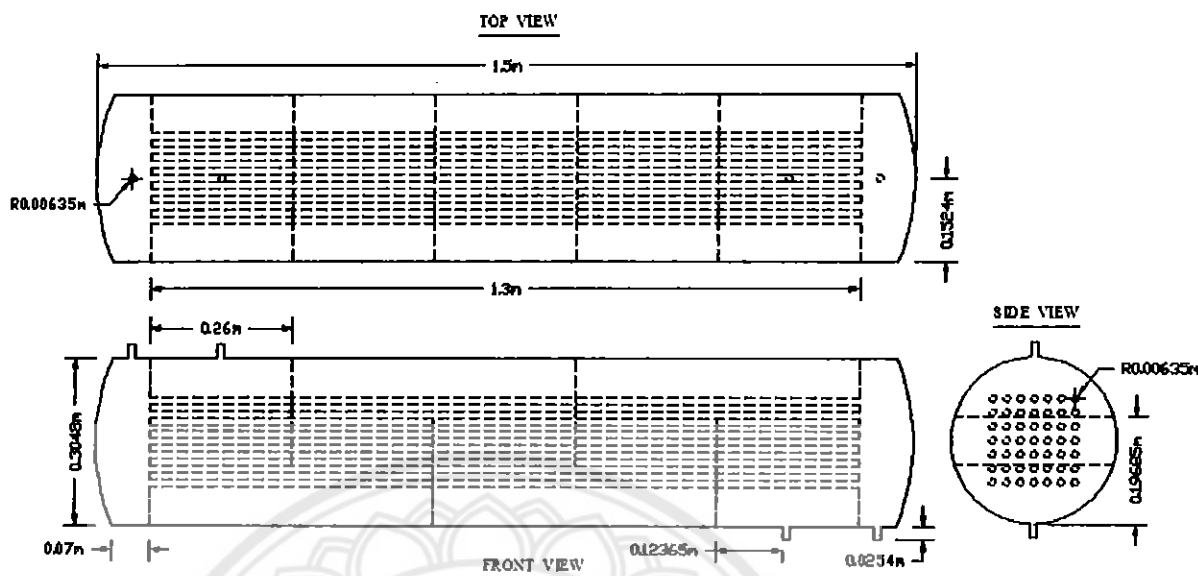
$\Delta T_{lm,boiler} = 24.04 [C]$	$\Delta T_{lm,condenser} = 13.02 [C]$
$D_{tube,condenser} = 0.0127 [m]$	$l_{boiler} = 0.8 [m]$
$Q_{condenser} = 13.14 [kW]$	$T_{boiler,in} = 27 [C]$

รูปที่ 4.6 แสดงผลการหาจำนวนท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับการวางท่อเราจะออกแบบการวางตามหนังสือ Perry's Chemical Engineers' Handbook [5] ซึ่งเราจะวางท่อในลักษณะที่เหลื่อมจตุรัสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อครึ่งนิ้ว ระยะห่างระหว่างท่อ 1 นิ้ว โดยต้องวางท่อให้มีความสมมาตรซึ่งอาจจะเพิ่มจำนวนท่อได้หากวางแล้วไม่มีความสมมาตร แต่จะลดจำนวนท่อลงไม่ได้ เพราะจะทำให้การถ่ายเทความร้อนไม่ได้ผลตามที่ต้องการ ซึ่งเมื่อนำท่อไปวางแล้วจะได้ลักษณะดังนี้ (รายละเอียดของแบบแสดงในภาคผนวก ก)



รูปที่ 4.7 ลักษณะการจัดวางท่อของหม้อต้ม



รูปที่ 4.8 ลักษณะการจัดวางท่อของคอนเดนเซอร์

4.6 ผลของการออกแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์

ในการออกแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ เริ่มจากการหาสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน (U_r) โดยใช้สมการ (2.37) เป็นแนวทางในการออกแบบ เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมในการออกแบบที่สามารถทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน (U_r) มีค่าต่ำที่สุด

โดยการออกแบบเริ่มจาก

1. กำหนดชั้นของกระจกที่คิดในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์เป็น 1, 2 และ 3 ชั้น
2. กำหนดอุณหภูมิของอากาศภายนอกแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ ที่มีค่าเท่ากับ 20, 30 และ 40 °C
3. กำหนดอุณหภูมิของแผ่นรับรังสี ที่มีค่าเริ่มต้นเท่ากับ 273 K หรือเท่ากับ 0 °C และให้ค่าเพิ่มขึ้นครั้งละ 10 องศา จนไปถึงค่าสุดท้ายที่มีค่าเท่ากับ 500 K หรือเท่ากับ 227 °C

จากการเขียน โปรแกรมเพื่อหาค่าการหาสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน (U_r) โดยใช้สมการ (2.37) เพื่อหาค่าที่สภาวะต่างๆที่ได้กำหนดมาในขั้นต้น จากนั้นนำมาสร้างกราฟเพิ่มใช้ในการตัดสินใจเลือกจำนวนชั้นของกระจกที่จะนำไปใส่ในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ ผลการคำนวณและกราฟที่ได้แสดงดังรูปที่ 4.9 และ 4.10

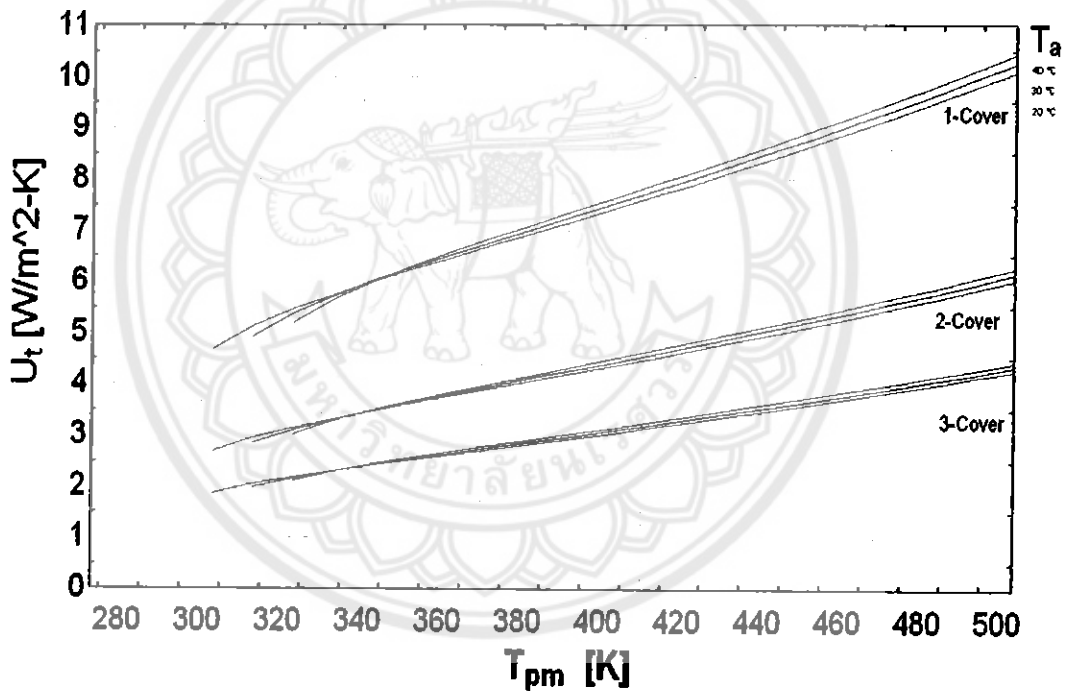
Solution

Main

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

B = 45	C = 466.3
e = 0.3206	E _g = 0.88
E _p = 0.95	f = 0.8438
h _w = 10 [w/m ² -c]	N = 1
T _a = 293 [K]	T _{pm} = 393 [K]
U _t = 7.183	

รูปที่ 4.9 แสดงผลการคำนวณเบื้องต้นที่ได้จากโปรแกรม



รูปที่ 4.10 แสดงกราฟค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน (U) ที่สถานะเงื่อนไขที่แตกต่างกัน

และจากกราฟแสดงให้เห็นว่าตัวแปรที่มีผลมากที่สุดต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน คือจำนวนชั้นของกระจก คำนึงในการออกแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ จะเลือกจำนวนชั้นของกระจกเท่ากับ 3 ชั้น เพื่อจะทำให้แผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ สามารถดึงพลังงานแสงอาทิตย์ไปใช้งานให้มีประสิทธิภาพสูงสุด

จากนั้นเราจะนำค่าที่ได้จากการคำนวณหาพลังงานความร้อนที่ระบบต้องการมาหาพื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์เพื่อเป็นตัวกำหนดการออกแบบขนาดของแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ โดยมีขั้นตอนดังนี้

1. กำหนดสภาวะเงื่อนไขที่ต้องการออกแบบ ดังต่อไปนี้

อุณหภูมิแผ่นรับรังสี $T_{pm} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิอากาศ $T_a = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

ค่าพลังงานแสงอาทิตย์ $S = 800\text{ W/m}^2$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยธรรมชาติ $h_w = 10\text{ W/m}^2\cdot\text{C}$

มุมเอียงแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ $\beta = 45^{\circ}$

2. กำหนดวัสดุที่นำมาใช้เป็นฉนวนด้านหลังแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ และกำหนดความหนาของฉนวน เพื่อกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($K_{insulation}$) เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนรวมของแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (U_p)

3. นำค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนรวมของแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (U_p) มาใช้คำนวณหาพื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์ (A_p) จากสมการ (2.29)

4. นำค่าที่ได้มาหาประสิทธิภาพของแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้สมการ (2.30)

5. นำค่าความร้อนที่ระบบต้องการมาคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนภายในแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ โดยคิดว่าแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดถ่ายเทความร้อนจากแหล่งพลังงานที่มีอุณหภูมิคงที่ ถ่ายเทพลังงานจากแผ่นรับรังสีไปสู่ท่อทองแดงขนาด 1 นิ้ว ที่อยู่ภายใน เริ่มจากการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อภายในแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ($U_{pipe,solar}$) ที่มีความเหมาะสมซึ่งพิจารณาจากค่าในหนังสือ Perry's Chemical Engineers' Handbook [5] ร่วมกับการพิจารณาค่าจากตารางที่มีอยู่ใน <http://www.engineeringtoolbox.com> [6] ได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ $17\text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$ และใช้สมการ (2.17) และ (2.20) หาค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาความยาวของท่อในแผงความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

จากขั้นตอนที่กล่าวมาทั้งหมดนี้จะทำให้ทราบผลการคำนวณหาพื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์และค่าประสิทธิภาพ ดังรูปต่อไปนี้

Solution

Main

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$A_0 = 22.06 \text{ [m}^2\text{]}$	$B = 45$
$C = 466.3$	$e = 0.3233$
$\eta_f = 54.55$	$E_g = 0.88$
$E_p = 0.95$	$f = 0.9669$
$h_w = 10 \text{ [W/m}^2\text{-c]}$	$K_{\text{insulation}} = 0.035 \text{ [W/m-C]}$
$L_{\text{insulation}} = 0.05 \text{ [m]}$	$N = 3$
$Q_{\text{boiler}} = 9.626 \text{ [KW]}$	$S = 0.8 \text{ [KW/m}^2\text{]}$
$T_a = 35 \text{ [c]}$	$T_{\text{pm}} = 130 \text{ [c]}$
$U_b = 0.7 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$U_L = 0.003828 \text{ [KW/m}^2\text{-K]}$
$U_t = 3.128 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	

รูปที่ 4.11 แสดงการคำนวณหาพื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์ และประสิทธิภาพของแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์

จากรูปแสดงผลการคำนวณก่อนหน้านี้ทำให้ทราบว่า ต้องออกแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่มีพื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์ประมาณ 22.06 ตารางเมตร และแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่เราออกแบบนั้นมีประสิทธิภาพประมาณ 54.55 %

ขั้นตอนการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและและความยาวของท่อทองแดงภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์กับสมการที่ใช้ในการคำนวณและผลการคำนวณสามารถแสดงผลได้ดังรูปต่อไปนี้

Solution

Main

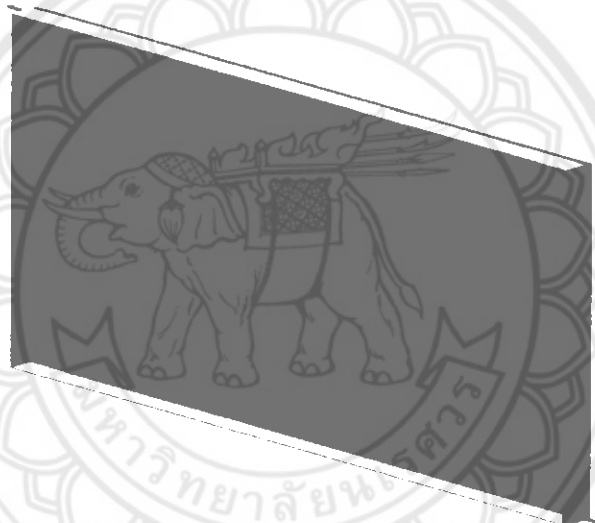
Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$A_{\text{g,solar}} = 1.444$	$A_{\text{pipe,solar}} = 10.41 \text{ [m}^2\text{]}$
$cp_{\text{water,solar}} = 4.19 \text{ [kJ/kgK]}$	$\Delta T_{\text{lm,solar}} = 54.39 \text{ [c]}$
$DT_{\text{solar}} = 20 \text{ [c]}$	$D_{\text{pipe,solar}} = 0.0245 \text{ [m]}$
$L_{\text{pipe,solar}} = 136.3 \text{ [m]}$	$\dot{m}_{\text{solar}} = 0.1149 \text{ [kg/s]}$
$P_{\text{water,solar}} = 57.81 \text{ [kPa]}$	$Q_{\text{boiler}} = 9.626 \text{ [KW]}$
$T_{\text{Avg,solar}} = 75 \text{ [c]}$	$T_c = 130 \text{ [c]}$
$T_i = 65 \text{ [c]}$	$T_{\text{in,solar}} = 65 \text{ [c]}$
$T_o = 85 \text{ [c]}$	$T_{\text{out,solar}} = 85 \text{ [c]}$
$T_{\text{pm}} = 130 \text{ [c]}$	$UA_{\text{pipe,solar}} = 0.177 \text{ [kw/k]}$
$U_{\text{pipe,solar}} = 0.017 \text{ [kw/m}^2\text{-c]}$	

รูปที่ 4.12 แสดงการหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน และความยาวของท่อทองแดงภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์

จากรูปแสดงผลการคำนวณก่อนหน้าทำให้ทราบว่าเราต้องออกแบบท่อภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 10.14 ตารางเมตร และทำให้ทราบว่าภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่เราออกแบบนั้นต้องมีความยาวของท่อที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 136 เมตร

จากผลการคำนวณข้างต้นที่ได้มาทำให้สามารถออกแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่มีขนาด 4.6×5 ตารางเมตร โดยมีความหนาของฉนวนด้านล่างแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ หนา 0.05 เมตร และกระจกแต่ละชั้นมีความหนา 0.004 เมตร และสามารถแสดงรูปแบบคร่าวๆ ได้ดังนี้



รูปที่ 4.13 การจำลองแบบแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่ทำการออกแบบ

ผลของการคำนวณย้อนกลับ โดยแทนค่าขนาดของอุปกรณ์ ตัวเก็บรังสีดวงอาทิตย์ และตัวระบายความร้อน โดยแทนค่าของ พื้นที่ และความยาวท่อ เพื่อหาค่าความร้อนที่อุปกรณ์ที่กล่าวมาก่อนหน้านี้ โดยใช้หลักการและขั้นตอนการคำนวณตามลักษณะเดิม

Solution	
Main	
$A_{g,solar} = 1.444$	$A_c = 23 [m^2]$
$A_{pipe,solar} = 10.47 [m^2]$	$B = 45$
$Q_{boiler} = 10.04 [kw]$	$L_{pipe,solar} = 136 [m]$

รูปที่ 4.14 แสดงผลการคำนวณตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์

จากผลการคำนวณย้อนกลับพบว่า พลังงานที่สามารถจะป้อนให้หม้อต้ม มีค่ามากกว่า การคำนวณในขั้นต้นอยู่ 0.414 kW หรือเท่ากับ 4.3 % จากผลการคำนวณที่ได้ สามารถบอก ได้ว่าระบบสามารถทำงานได้ เพราะค่าความร้อนไม่ต่ำหรือมากเกินไปจากผลการคำนวณใน ขั้นแรก

4.7 ผลของการออกแบบตัวระบายความร้อนทิ้ง

การออกแบบท่อภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์และตัวทิ้งความร้อนใช้หลักการ ออกแบบเดียวกัน เพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบถ่ายเทพลังงานจากแหล่งพลังที่ อุณหภูมิหนึ่งที่ไปสู่ที่มีอุณหภูมิเข้าและออกแตกต่างกัน

ขั้นตอนการออกแบบเริ่มจาก

การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ที่มีความเหมาะสมซึ่งพิจารณาจากการ ค่าในหนังสือ Perry's Chemical Engineers' Handbook [5] ร่วมกับการพิจารณาค่าจากตารางที่มี อยู่ใน <http://www.engineeringtoolbox.com> [6] ได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม เท่ากับ 450 (W/m²-K) และใช้สมการ (2.17) และ (2.20) หาค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อ หาความยาวของท่อที่ตัวระบายความร้อนทิ้ง โดยกำหนดขนาดท่อทองแดงขนาด 0.5 นิ้ว

ขั้นตอนการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและและความยาวของท่อทองแดง ภายในตัวระบายความร้อนทิ้งกับ สมการที่ใช้ในการคำนวณและผลการคำนวณสามารถแสดง ผลได้ดังรูปต่อไปนี้

Solution	
Main	
$A_{g,heat,sink} = 10$	$A_{heat,sink} = 3.735 \text{ [m}^2\text{]}$
$cp_{water,heat,sink} = 1.88 \text{ [kJ/kg-K]}$	$\Delta T_{lm,heatsink} = 7.817 \text{ [c]}$
$DT_{heat,sink} = 18 \text{ [c]}$	$D_{pipesink} = 0.0127 \text{ [m]}$
$L_{heat,sink} = 93.62 \text{ [m]}$	$\dot{m}_{heat,sink} = 0.3882 \text{ [kg/s]}$
$P_{water,heatsink} = 2.339 \text{ [kPa]}$	$Q_{condenser} = 13.14 \text{ [kW]}$
$T_{Avg,heat,sink} = 29 \text{ [c]}$	$T_{c,sink} = 18 \text{ [c]}$
$T_{heat,sink,in} = 20 \text{ [c]}$	$T_{heat,sink,out} = 38 \text{ [c]}$
$T_{i,sink} = 38 \text{ [c]}$	$T_{o,sink} = 20 \text{ [c]}$
$UA_{heat,sink} = 1.681 \text{ [kw/c]}$	$U_{sink} = 0.45 \text{ [kw/m}^2\text{-k]}$

รูปที่ 4.15 แสดงพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและและความยาวของท่อ ทองแดงภายในตัวระบายความร้อนทิ้ง

จากรูปแสดงผลการคำนวณก่อนหน้าทำให้ทราบว่าเราต้องออกแบบท่อตัวระบายความร้อนทิ้งที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 3.735 ตารางเมตร และทำให้ทราบว่าภายในแผงความร้อนพลังแสงอาทิตย์ที่เราออกแบบนั้นต้องมีความยาวของท่อที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 95 เมตร

จากผลการคำนวณข้างต้นที่ได้มาทำให้สามารถออกแบบให้ตัวทิ้งความร้อนที่มีความยาวของท่อ 95 เมตร ฝังอยู่ใต้ดิน โดยมีลักษณะเป็นขดสี่เหลี่ยมแสดงรูปแบบคร่าวๆ ได้ดังนี้



รูปที่ 4.16 การจำลองแบบตัวระบายความร้อนทิ้งที่ทำการออกแบบ

จากผลการคำนวณย้อนกลับพบว่า พลังงานที่สามารถดึงออกจากระบบ มีค่ามากกว่าการคำนวณในขั้นต้นอยู่ 0.19 kW หรือเท่ากับ 1.45 % จากผลการคำนวณที่ได้ สามารถบอกได้ว่าระบบสามารถทำงานได้ เพราะค่าความร้อนที่สามารถดึงออกได้ ไม่ต่ำหรือมากเกินไปจากผลการคำนวณในขั้นแรก

Solution

Main

$A_{g,heat,sink} = 10$	$A_{heat,sink} = 3.78 \text{ [m}^2\text{]}$
$c_{p,water,heat,sink} = 1.88 \text{ [kJ/kg-K]}$	$\Delta T_{lm,heatsink} = 7.817 \text{ [C]}$
$\Delta T_{heat,sink} = 18 \text{ [C]}$	$\rho_{pipesink} = 0.0127 \text{ [m]}$
$L_{heat,sink} = 95 \text{ [m]}$	$m_{heat,sink} = 0.394 \text{ [kg/s]}$
$P_{water,heatsink} = 2.339 \text{ [kpa]}$	$Q_{condenser} = 13.33 \text{ [kw]}$

รูปที่ 4.17 แสดงผลการคำนวณค่าความร้อนที่สามารถดึงออกได้

4.8 ผลการหาเวลาที่ใช้ในเครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์

เมื่อพิจารณากระบวนการการทำงานภายในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์แล้ว จะเห็นว่าอุปกรณ์ทำงานภายในวัฏจักรเกือบทุกตัวจะทำงานที่สภาวะคงที่ ไม่ขึ้นกับเวลาคือไม่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อเวลาเปลี่ยนไป อุปกรณ์ดังกล่าวได้แก่ หม้อต้ม คอยล์ร้อน และคอยเย็น โดยการทำงานลักษณะนี้จะเป็นการทำงานเหมือนวัฏจักรการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอต่างๆ ไปแต่จะมีอุปกรณ์ภายในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์อยู่หนึ่งตัวที่ทำงานในสภาวะไม่คงที่โดยเปลี่ยนแปลงตามเวลาอุปกรณ์ดังกล่าวคือ เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์ ซึ่งการทำงานจะเปลี่ยนแปลงโดยทำความร้อนที่เวลาหนึ่ง และถ่ายเทความร้อนที่เวลาหนึ่ง สลับกันไปมา

การหาเวลาที่ใช้ในการให้ความร้อนแก่เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์จนมีความดันสูงกว่าความดันในหม้อต้มโดยตรงนั้นเป็นเรื่องที่ยาก แต่เราสามารถหาได้จากการใช้เวลาในการให้ความร้อนแก่เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์จนมีอุณหภูมิที่สูงขึ้น จากนั้นจึงใช้อุณหภูมิที่สูงขึ้นดังกล่าวนี้มาทดสอบหาความดันว่าอุณหภูมิดังกล่าวสามารถสร้างความดันภายในเครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์ให้มีค่าสูงกว่าความดันในหม้อต้มและมีค่าใกล้เคียงกับข้อมูลความดันขาออกจากเครื่องสูบบนวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์ โดยมีขั้นตอนการหาเวลาดังนี้

1. สุ่มอุณหภูมิที่ทำให้สารทำความเย็นมีความดันสูงกว่าความดันในหม้อต้ม
2. ตรวจสอบความดันที่ได้จากอุณหภูมิดังกล่าวให้มีค่าใกล้เคียงกับข้อมูลความดันขาออกเครื่องสูบบนวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบนไมใช้หม้อเตอร์
3. ถ้าอุณหภูมิดังกล่าวสร้างความดัน ไม่ได้ตามที่ต้องการ ก็ทำการสุ่มอุณหภูมิใหม่
4. ถ้าอุณหภูมิดังกล่าวสร้างความดัน ได้ตามที่ต้องการแล้ว ก็นำอุณหภูมิดังกล่าวไปหาผลต่างของอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิขาเข้าและอุณหภูมิขาออกจากเครื่องสูบได้ผลต่างอุณหภูมิดังกล่าวคือ 39°C
5. หาค่าความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นขาเข้าเครื่องสูบจากอุณหภูมิและความดันขาเข้าเครื่องสูบที่มีข้อมูลอยู่ในวัฏจักรซึ่งได้ค่าความร้อนจำเพาะคือ $1.357 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
6. หามวลของสารทำความเย็นขณะให้ความร้อนจากปริมาตรของเครื่องสูบคูณกับความหนาแน่นของสารทำความเย็นขาเข้าเครื่องสูบจะได้มวลของสารทำความเย็นภายในเครื่องสูบ 20.63 kg

7. นำข้อมูลจากข้อ 4 5 และ 6 ร่วมกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบไม่คงตัวหาเวลาที่ใช้ในการให้ความร้อนแก่เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์จนมีความดันสูงกว่าความดันในหม้อต้มซึ่งใช้เวลาประมาณ 2 นาที

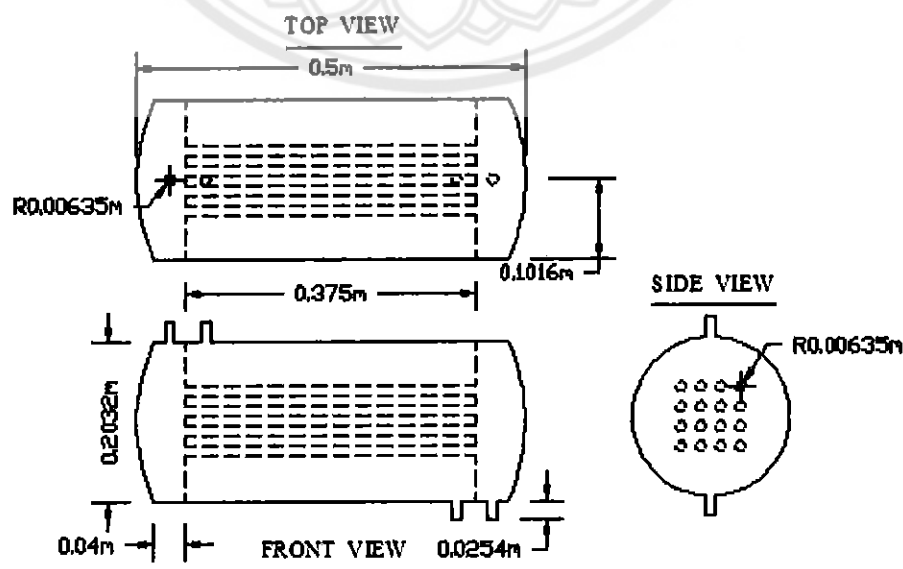
Solution

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$c_{p,pump,in} = 1.357$ [kJ/kgK]	$DELTAT_{pump} = 39$
$D_{shell,pump} = 0.2032$ [m]	$\rho_{pump,in} = 1334$ [kg/m ³]
$l_{tube,pump} = 0.375$ [m]	$l_{shell,pump} = 0.5$ [m]
$m_{pump} = 20.63$ [kg]	$P_{pump} = 647.6$ [kPa]
$T_{time,pump,out} = 113.6$ [s]	$T_{pump,in} = 27$ [C]
$T_{pump,out} = 66$ [C]	$v_{pump} = 0.0007499$ [m ³ /kg]
$Vol_{tube,out} = 0.000745$ [m ³]	$Vol_{pump} = 0.01547$ [m ³]
$Q_{boiler} = 9.626$ [kW]	

รูปที่ 4.18 แสดงผลโปรแกรมการหาเวลาที่ใช้ในเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์

เมื่อพิจารณาเวลาที่ใช้ในการให้ความร้อนแก่เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์จนมีความดันสูงกว่าความดันในหม้อต้มแล้ว มีความเหมาะสมและเป็นไปได้เนื่องจากเราออกแบบให้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์นี้มีขนาดเล็กกว่าหม้อต้มครึ่งหนึ่ง เป็นการยืนยันว่าสารทำความเย็นในเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์จะไหลเข้าหม้อต้มก่อนที่สารทำความเย็นในหม้อต้มจะเดือดกลายเป็นไอจนหมด และเวลาที่ใช้ประมาณ 2 นาทีก็ไม่ได้ช้าหรือเร็วจนเกินไป



รูปที่ 4.19 แสดงรูปการออกแบบเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลของโปรแกรม

จากการวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ผลจากการใช้โปรแกรมสามารถสรุปได้ดังนี้

1. ระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ที่วิเคราะห์มีความเป็นไปได้สูง โดยใช้ตัวเก็บความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนและใช้ความเย็นใต้ผิวดินเป็นแหล่งระบายความร้อน
2. สารทำความเย็นที่มีความเป็นไปได้และเหมาะสมที่สุดที่จะนำมาใช้ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดไว้ คือ R245fa
3. ค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ต่างๆ เมื่อทำความเย็นที่ 1 ต้นความเย็นมีค่าดังนี้

ค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์เย็น มีค่า 3.517 kW

ค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้ม มีค่า 9.626 kW

ค่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์ร้อน มีค่า 13.14 kW

4. ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์มีค่า 0.3635
5. ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์มีค่าดังนี้

5.1 หม้อต้ม - ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.5 นิ้ว

- ความยาวท่อ 0.8 เมตร

- จำนวนท่อ 16 ท่อ

- ระยะห่างระหว่างท่อ 1 นิ้ว

- รูปแบบการจัดเรียงท่อ เป็นแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

- เปลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 นิ้ว

- ความยาวเปลือก 1 เมตร

5.2 คอยล์ร้อน - ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.5 นิ้ว

- ความยาวท่อ 1.3 เมตร
- จำนวนท่อ 49 ท่อ
- ระยะห่างระหว่างท่อ 1 นิ้ว
- รูปแบบการจัดเรียงท่อ เป็นแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส
- เปลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12 นิ้ว
- ความยาวเปลือก 1.5 เมตร

5.3 เครื่องสูบบนแบบไม่ใช้มอเตอร์

- ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.5 นิ้ว
- ความยาวท่อ 0.375 เมตร
- จำนวนท่อ 16 ท่อ
- ระยะห่างระหว่างท่อ 1 นิ้ว
- รูปแบบการจัดเรียงท่อ เป็นแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส
- เปลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 นิ้ว
- ความยาวเปลือก 0.5 เมตร

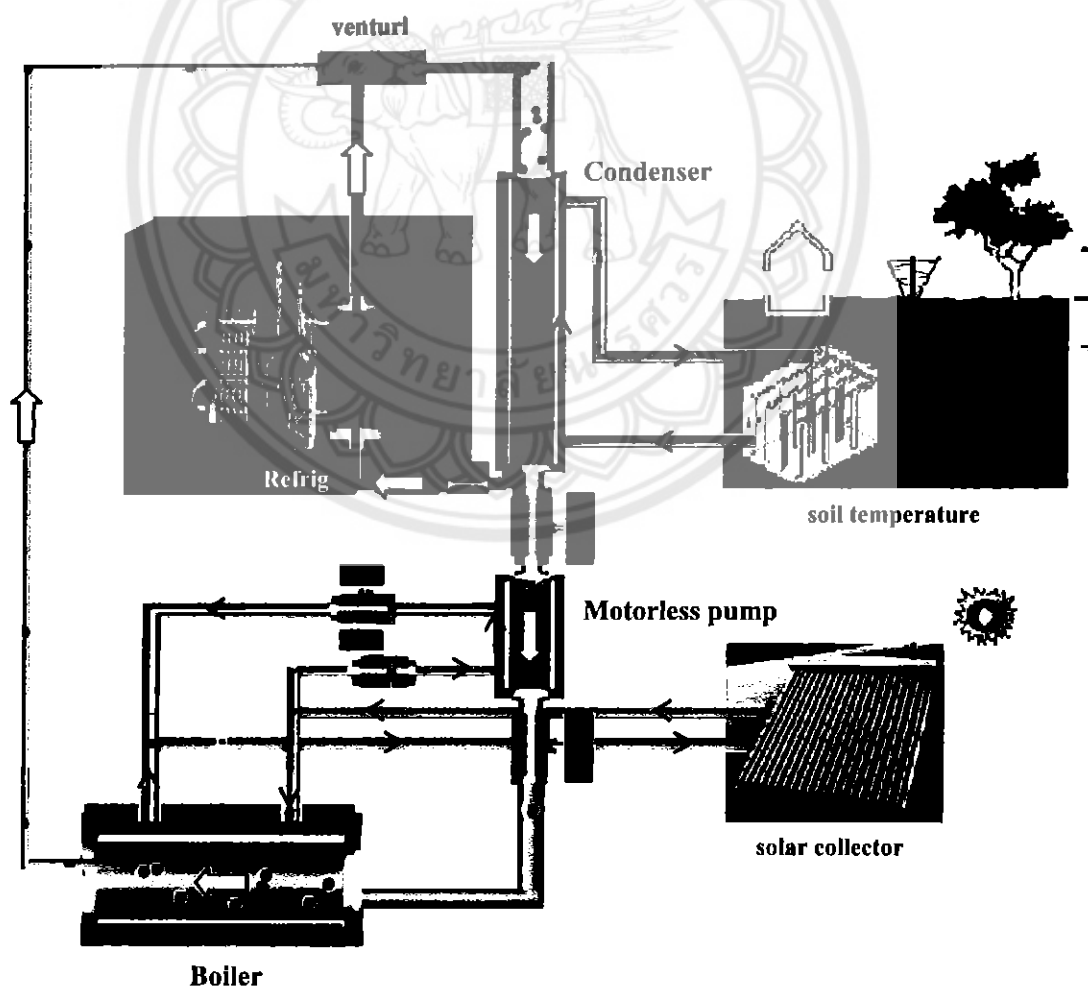
6. ลักษณะของตัวเก็บรังสีดวงอาทิตย์ที่ใช้ในวิจัยกรทำความชื้นที่ใช้เครื่องสูบบนแบบไม่ใช้มอเตอร์มีค่าดังนี้

- พื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์จากการคำนวณ 4.412×5 ตารางเมตร
- พื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์จากการออกแบบ 4.6×5 ตารางเมตร
- ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 นิ้ว
- ความยาวท่อจากการคำนวณ 135.3 เมตร
- ความยาวท่อจากการออกแบบ 136 เมตร
- จำนวนท่อ 29 ท่อ
- ระยะห่างระหว่างท่อ 0.15 เมตร
- ความหนาฉนวนด้านหลัง 0.05 เมตร
- ความหนาฉนวนด้านข้าง 0.02 เมตร
- ความหนาของกระจก 0.004 เมตร
- ระยะห่างระหว่างกระจก 0.025 เมตร

7. ลักษณะของตัวระบายความร้อนที่ใช้ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์มีค่าดังนี้

- ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.5 นิ้ว
- ความยาวท่อจากการคำนวณ 93.64 เมตร
- ความยาวท่อจากการออกแบบ 95 เมตร
- ระยะห่างระหว่างท่อในแผง 0.05 เมตร
- จำนวน 4 แผง
- ระยะห่างระหว่างท่อแต่ละแผง 0.2 เมตร

8. เวลาที่ทำให้สารทำความเย็นความดันต่ำมีความดันสูงขึ้นมากพอที่จะคืนสารทำความเย็นจากเครื่องสูบเข้าหม้อต้มใช้เวลาทั้งสิ้นประมาณ 2 นาที



รูปที่ 5.1 แผนภาพการทำงานระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. เนื่องจากโปรแกรมที่เขียนขึ้น เป็นการเขียนจากการวิเคราะห์ข้อมูลที่มีอยู่ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ และทฤษฎีต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง ไม่ได้มีการตรวจวัดข้อมูลจริง การตรวจสอบค่าต่างๆ ด้วยการวัดจากการทดลอง จึงเป็นสิ่งจำเป็น
2. สารทำความเย็นที่ได้เลือกไว้ (R245fa) หาได้ยากในประเทศไทยและมีราคาสูง หากมีการปรับค่าเริ่มต้นใหม่ก็จะสามารถเลือกสารทำความเย็นที่มีความเหมาะสมกับประเทศไทยมากขึ้น
3. ในการทำให้น้ำไหลเวียนในระบบระบายความร้อนลงสู่ได้ผิวดินอาจจะต้องใช้เครื่องสูบเข้ามาช่วย ซึ่งใน ณ ที่นี้ ไม่ได้นำมาพิจารณาด้วยในการออกแบบโครงการนี้
4. ควรวิเคราะห์เกี่ยวกับความคุ้มค่าในการสร้างระบบทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์นี้เปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอทั่วไป

เอกสารอ้างอิง

- [1] Matteranenergy. 2008; [cited 2008 August 10]; [10 screens]. Available at: URL :
<http://www.matteranenergy.us/animation.htm>
- [2] ASHRAE, (1969), ASHRAE Handbook-Guide and Data Book, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineering.
- [3] Yunus A. Qengel and Michael A. Boles, (2006), Thermodynamics An Engineering Approach, McGraw-Hill Education (Asia).
- [4] Frank P. Incropera and David P. Dewitt, (2002), Introduction to Heat Transfer, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Perry R.H. and Green D.W., (1997), Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th Edition, McGraw-Hill Education (Asia).
- [6] The engineeringtoolbox .Heat Transfer Coefficients in Heat Exchangers. 2005; [cited 2008 december 10]; [1 screens]. Available at: URL :
http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html
- [7] Venturi Flowmeter Calculator. 2008; [cited 2008 November 10]; [1screens]. Available at: URL : http://www.efunda.com/formulae/fluids/venturi_flowmeter.cfm#calc
- [8] Earth Temperature and Site Geology. 2007; [cited 2008 August 18]; [3 screens]. Available at: URL : <http://www.geo4va.vt.edu/A1/A1.htm>
- [9] Edward G. Pita, (2002), Air Conditioning Principles and Systems, Fourth Edition, Prentice-Hill Education, Inc., New York.
- [10] นารี คำจิมะ. “การถ่ายเทความร้อนและมวลสาร” คณะวิศวกรรมและเทคโนโลยี การเกษตร มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
- [11] สารทำความเย็น. 2550; [สืบค้น 12 กันยายน 2551]; [3 หน้า]. เข้าถึงได้ที่ URL : http://www.chillmatch.co.th/images/attach/chapt_4.2%20refrigerant.pdf
- [12] บริษัทบูรณินซ์พลายจำกัด. ประเภทของสารทำความเย็น. 2550; [สืบค้น 12 กันยายน 2551]; [1 หน้า]. เข้าถึงได้ที่ URL : <http://www.blueplanet.co.th>

เอกสารอ้างอิง (ต่อ)

- [13] เอกสารเผยแพร่พิธีสารมอนทรีออล. 2550; [สืบค้น 17 กันยายน 2551]; [6 หน้า].
เข้าถึงได้ที่ URL : <http://www.chemtrack.org/doc/f206.pdf>
- [14] Dr. William Beckman. Engineering Equation Solver. 2008; [cited 2008 September 30]
Available at: URL : <http://fchart.com>







ภาคผนวก ก
ตัวอย่างการคำนวณโดยโปรแกรม EES.

ตัวอย่างการคำนวณวัฏจักรอุดมคติ Rankine โดยโปรแกรม EES

พิจารณาโรงจักรกำลังไอน้ำที่ทำงานในลักษณะวัฏจักรอุดมคติ Rankine ไอน้ำไหลเข้า
กังหันที่สภาวะ 3 MPa และ 350 °C และควบแน่นในเครื่องควบแน่นที่ความดัน 75 kPa
จงคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรนี้

"State 1"

$$P_1 = 75 \quad [\text{kPa}]$$

$$h_1 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, P=P_1, x=0)$$

$$v_1 = \text{Volume}(\text{Steam}, P=P_1, x=0)$$

$$s_1 = \text{Entropy}(\text{Steam}, P=P_1, x=0)$$

$$h_g = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, P=P_1, x=1)$$

$$h_{fg} = h_g - h_1$$

"State 2"

$$P_2 = 3000 \quad [\text{kPa}]$$

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{pump_in}} = v_1 * (P_2 - P_1)$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump_in}}$$

"State 3"

$$P_3 = 3000 \quad [\text{kPa}]$$

$$T_3 = 350 \quad [\text{C}]$$

$$h_3 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, P=P_3, T=T_3)$$

$$s_3 = \text{Entropy}(\text{Steam}, P=P_3, T=T_3)$$

"State 4"

$$P_4 = 75 \quad [\text{kPa}]$$

$$s_4 = s_3$$

$$s_f = s_1$$

$$s_g = \text{Entropy}(\text{Steam}, P=P_4, x=1)$$

$$s_{fg} = s_g - s_f$$

$$x_4 = (s_4 - s_f) / s_{fg}$$

$$h_4 = h_1 + (x_4 * h_{fg})$$

$$q_{in} = h_3 - h_2$$

$$q_{out} = h_4 - h_1$$

$$\text{Eta}_{th} = 1 - (q_{out} / q_{in})$$

ผลการคำนวณ

$$\text{Eta}_{th} = 0.2602$$

$$q_{in} = 2727 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q_{out} = 2018 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$w_{\text{pump}_{in}} = 3.034 \quad [\text{kJ/kg}]$$





ภาคผนวก ข

ผลการเขียน โปรแกรม EES.

วิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์

การคำนวณวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องแบบไม่ใช้มอเตอร์โดยโปรแกรม EES

"!pump case"

R\$ = 'R245fa'

"!system"

"!Pump"

P_pump_in = 172.5 [kPa]

T_pump_in = 27 [C]

v_stage_pump = Volume(R\$,P=P_pump_in,T=T_pump_in)

h_pump_in = Enthalpy(R\$,P=P_pump_in,T=T_pump_in)

w_pump_in = v_stage_pump * (P_pump_out - P_pump_in)

P_pump_out = 550 [kPa]

"!Boiler"

P_boiler = 517 [kPa]

T_boiler_in = 27 [C]

T_boiler_out = 71 [C]

h_boiler_in = h_pump_in + w_pump_in

h_boiler_out = Enthalpy(R\$,P=P_boiler,T=T_boiler_out)

"!Venturi"

P_venturi_in_1 = P_pump_out

P_venturi_in_2 = P_refri

T_venturi_in_1 = T_boiler_out

rho_coolant = Density(R\$,P=P_venturi_in_1,T=T_venturi_in_1)

D_venturi = 0.0127 [m]

D_venturi_mix = 0.003175 [m]

A_venturi = (pi * D_venturi^2) / 4

A_venturi_mix = (pi * D_venturi_mix^2) / 4

DELTA P = (P_venturi_in_1 - P_venturi_in_2) * Convert('kPa','Pa')

DELTA P = ((rho_coolant * V_venturi^2) / 2) * (((A_venturi / A_venturi_mix)^2) - 1)

DELTA P = ((rho_coolant * V_venturi_mix^2) / 2) - ((rho_coolant * V_venturi^2) / 2)

"!Condenser"

$$P_{\text{condenser}} = P_{\text{pump_in}}$$

$$T_{\text{condenser_out}} = T_{\text{pump_in}}$$

$$h_{\text{condenser_out}} = \text{Enthalpy}(\text{R}\$, P=P_{\text{condenser}}, T=T_{\text{condenser_out}})$$

$$T_{\text{condenser_in}} = \text{Temperature}(\text{R}\$, P=P_{\text{condenser}}, h=h_{\text{condenser_in}})$$

"!Refrigeration"

$$P_{\text{refri}} = 62 \quad [\text{kPa}]$$

$$T_{\text{refri}} = 10 \quad [\text{C}]$$

$$Q_{\text{refri}} = 3.517 \quad [\text{kW}]$$

$$h_{\text{refri_out}} = \text{Enthalpy}(\text{R}\$, P=P_{\text{refri}}, T=T_{\text{refri}})$$

$$h_{\text{refri_in}} = \text{Enthalpy}(\text{R}\$, P=P_{\text{refri}}, x=0)$$

"!Mass Balance"

$$m_{\text{dot_boiler}} = \rho_{\text{coolant}} * V_{\text{venturi}} * A_{\text{venturi}}$$

$$Q_{\text{refri}} = m_{\text{dot_refri}} * (h_{\text{refri_out}} - h_{\text{refri_in}})$$

$$m_{\text{dot_condenser}} = m_{\text{dot_boiler}} + m_{\text{dot_refri}}$$

"!Energy Balance"

$$(m_{\text{dot_boiler}} * (h_{\text{boiler_out}} - h_{\text{boiler_in}})) + (m_{\text{dot_refri}} * (h_{\text{refri_out}} - h_{\text{refri_in}})) =$$

$$(m_{\text{dot_condenser}} * (h_{\text{condenser_in}} - h_{\text{condenser_out}}))$$

$$Q_{\text{boiler}} = m_{\text{dot_boiler}} * (h_{\text{boiler_out}} - h_{\text{boiler_in}})$$

$$Q_{\text{condenser}} = m_{\text{dot_condenser}} * (h_{\text{condenser_in}} - h_{\text{condenser_out}})$$

$$W_{\text{dot_pump_in}} = m_{\text{dot_condenser}} * w_{\text{pump_in}}$$

"!COP"

$$\text{COP}_R = Q_{\text{refri}} / Q_{\text{boiler}}$$

$$\text{COP}_{R_rev} = (1 - (T_{\text{air}} / T_{\text{boiler_out}})) * (T_{\text{refri}} / (T_{\text{air}} - T_{\text{refri}}))$$

$$T_{\text{air}} = 25 \quad [\text{C}]$$

"!Heat Exchanger"

"Boiler design"

$$T_{\text{out_solar}} = 85 \quad [\text{C}]$$

$$T_{\text{in_solar}} = 65 \quad [\text{C}]$$

$$U_{\text{boiler}} = 0.8 \quad [\text{kW}/\text{m}^2\text{-K}]$$

$$\text{DELTA}T_{lm_boiler} = ((T_{out_solar} - T_{boiler_out}) - (T_{in_solar} - T_{boiler_in})) /$$

$$\ln((T_{out_solar} - T_{boiler_out}) / (T_{in_solar} - T_{boiler_in}))$$

$$A_{boiler_t} = Q_{boiler} / (U_{boiler} * \text{DELTA}T_{lm_boiler})$$

$$D_{tube_boiler} = 0.0127 \text{ [m]}$$

$$L_{boiler} = 0.8 \text{ [m]}$$

$$c_{boiler} = \pi * D_{tube_boiler} * l_{boiler}$$

$$N_{pipe_boiler} = A_{boiler_t} / c_{boiler}$$

"Condenser design"

$$T_{heat_sink_in} = 20 \text{ [C]}$$

$$T_{heat_sink_out} = 38 \text{ [C]}$$

$$U_4 = 0.4 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$$\text{DELTA}T_{lm_condenser} = ((T_{condenser_in} - T_{heat_sink_out}) - (T_{condenser_out} -$$

$$T_{heat_sink_in})) / \ln((T_{condenser_in} - T_{heat_sink_out}) / (T_{condenser_out} - T_{heat_sink_in}))$$

$$A_{condenser_t} = Q_{condenser} / (U_4 * \text{DELTA}T_{lm_condenser})$$

$$D_{tube_condenser} = D_{tube_boiler}$$

$$L_{condenser} = 1.3 \text{ [m]}$$

$$c_{condenser} = \pi * D_{tube_condenser} * l_{condenser}$$

$$N_{pipe_condenser} = A_{condenser_t} / c_{condenser}$$

"!end"

"!Power input by solar"

"!solar collector"

$$T_{pm} = 130 \text{ [C]}$$

$$T_a = 35 \text{ [C]}$$

$$S = 0.800 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

$$N = 3$$

$$h_w = 10 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$$

$$B = 45$$

$$E_g = 0.88$$

$$E_p = 0.95$$

$$e = 0.43 * (1 - (100 / (T_{pm} + 273)))$$

$D_{\text{pipesink}} = 0.0127$ [m] "pipe 0.5 inch 2mm thick"
 $U_{\text{sink}} = 0.45$ [kW/m²-C]
 $T_{\text{c_sink}} = 18$ [C]
 $T_{\text{o_sink}} = T_{\text{heat_sink_in}}$
 $T_{\text{i_sink}} = T_{\text{heat_sink_out}}$
 $T_{\text{Avg_heat_sink}} = \text{Average}(T_{\text{o_sink}}, T_{\text{i_sink}})$
 $P_{\text{water_heatsink}} = \text{Pressure}(\text{Water}, T=T_{\text{o_sink}}, x=0)$
 $cp_{\text{Water_heat_sink}} = \text{Cp}(\text{Water}, T=T_{\text{Avg_heat_sink}}, P=P_{\text{water_heatsink}})$
 $\text{DELTA}T_{\text{heat_sink}} = T_{\text{i_sink}} - T_{\text{o_sink}}$
 $\text{Arg}_{\text{heat_sink}} = ((T_{\text{i_sink}} - T_{\text{c_sink}}) / (T_{\text{o_sink}} - T_{\text{c_sink}}))$
 $\text{DELTA}T_{\text{lm_heatsink}} = (((T_{\text{i_sink}} - T_{\text{c_sink}}) - (T_{\text{o_sink}} - T_{\text{c_sink}})) / \ln(\text{Arg}_{\text{heat_sink}}))$
 $UA_{\text{heat_sink}} = Q_{\text{condenser}} / \text{DELTA}T_{\text{lm_heatsink}}$
 $Q_{\text{condenser}} = m_{\text{dot_heat_sink}} * cp_{\text{Water_heat_sink}} * \text{DELTA}T_{\text{heat_sink}}$
 $UA_{\text{heat_sink}} = U_{\text{sink}} * A_{\text{heat_sink}}$
 $L_{\text{heat_sink}} = A_{\text{heat_sink}} / (\pi * D_{\text{pipesink}})$
 "time of moterless"
 $T_{\text{pump_out}} = 66$
 $\text{DELLTAT}_{\text{pump}} = T_{\text{pump_out}} - T_{\text{pump_in}}$
 $\rho_{\text{pump_in}} = \text{Density}(\text{R\$}, T=T_{\text{pump_in}}, P=P_{\text{pump_in}})$
 $cp_{\text{pump_in}} = \text{Cp}(\text{R\$}, T=T_{\text{pump_in}}, P=P_{\text{pump_in}})$
 $D_{\text{shell_pump}} = 0.2032$ [m]
 $l_{\text{tube_pump}} = 0.375$ [m]
 $l_{\text{shell_pump}} = 0.5$ [m]
 $\text{Vol}_{\text{tube_pump}} = (\pi * D_{\text{tube_boiler}}^2 * l_{\text{tube_pump}} * n_{\text{pipe_boiler}}) / 4$
 $\text{Vol}_{\text{shell_pump}} = (\pi * D_{\text{shell_pump}}^2 * l_{\text{shell_pump}}) / 4$
 $\text{Vol}_{\text{pump}} = \text{Vol}_{\text{shell_pump}} - \text{Vol}_{\text{tube_pump}}$
 $m_{\text{pump}} = \rho_{\text{pump_in}} * \text{Vol}_{\text{pump}}$
 $v_{\text{pump}} = \text{Vol}_{\text{pump}} / m_{\text{pump}}$
 $P_{\text{pump}} = \text{Pressure}(\text{R\$}, T=T_{\text{pump_out}}, v=v_{\text{pump}})$
 $\text{Time}_{\text{pump_out}} = (m_{\text{pump}} * cp_{\text{pump_in}} * \text{DELLTAT}_{\text{pump}}) / Q_{\text{boiler}}$

ผลการคำนวณ

Arg_heat_sink = 10	
Arg_solar = 1,444	
A_boiler_t = 0.5006	[m ²]
A_c = 22.06	[m ²]
A_condenser_t = 2.523	[m ²]
A_heat_sink = 3.736	[m ²]
A_pipe_solar = 10.41	[m ²]
A_venturi = 0.0001267	[m ²]
A_venturi_mix = 0.000007917	[m ²]
B = 45	
C = 466.3	
COP_R = 0.3654	
COP_R_rev = 0.4319	
cp_pump_in = 1.357	[kJ/kg·C]
cp_Water_heat_sink = 4.183	[kJ/kg·C]
cp_Water_solar = 4.19	[kJ/kg·C]
c_boiler = 0.03192	[m ²]
c_condenser = 0.05187	[m ²]
DELTAT_pump = 39	[C]
DELTAP = 488000	[Pa]
DELTAT_heat_sink = 18	[C]
DELTAT_lm_boiler = 24.04	[C]
DELTAT_lm_condenser = 13.02	[C]
DELTAT_lm_heatsink = 7.817	[C]
DELTAT_lm_solar = 54.39	[C]
DELTAT_solar = 20	[C]
D_pipesink = 0.0127	[m]
D_pipe_solar = 0.0245	[m]
D_shell_pump = 0.2032	[m]

$D_{\text{tube_boiler}} = 0.0127$ [m]
 $D_{\text{tube_condenser}} = 0.0127$ [m]
 $D_{\text{venturi}} = 0.0127$ [m]
 $D_{\text{venturi_mix}} = 0.003175$ [m]
 $e = 0.3233$
 $\text{eff} = 54.55$
 $E_g = 0.88$
 $E_p = 0.95$
 $f = 0.9669$
 $h_{\text{boiler_in}} = 235.6$ [kJ/kg]
 $h_{\text{boiler_out}} = 461.9$ [kJ/kg]
 $h_{\text{condenser_in}} = 456.7$ [kJ/kg]
 $h_{\text{condenser_out}} = 235.3$ [kJ/kg]
 $h_{\text{pump_in}} = 235.3$ [kJ/kg]
 $h_{\text{refri_in}} = 204.1$ [kJ/kg]
 $h_{\text{refri_out}} = 413.1$ [kJ/kg]
 $h_w = 10$ [W/m²-C]
 $K_{\text{Insulation}} = 0.035$ [W/m-C]
 $L_{\text{boiler}} = 0.8$ [m]
 $L_{\text{condenser}} = 1.3$ [m]
 $L_{\text{heat_sink}} = 93.64$ [m]
 $L_{\text{Insulation}} = 0.05$ [m]
 $L_{\text{pipe_solar}} = 135.3$ [m]
 $l_{\text{shell_pump}} = 0.5$ [m]
 $l_{\text{tube_pump}} = 0.375$ [m]
 $m_{\text{dot_boiler}} = 0.04254$ [kg/s]
 $m_{\text{dot_condenser}} = 0.05936$ [kg/s]
 $m_{\text{dot_heat_sink}} = 0.1745$ [kg/s]
 $m_{\text{dot_refri}} = 0.01683$ [kg/s]
 $m_{\text{dot_solar}} = 0.1149$ [kg/s]

m_pump = 20.63 [kg]
N = 3
N_pipe_boiler = 15.68
N_pipe_condenser = 48.64
P_boiler = 517 [kPa]
P_condenser = 172.5 [kPa]
P_pump = 547.6 [kPa]
P_pump_in = 172.5 [kPa]
P_pump_out = 550 [kPa]
P_refri = 62 [kPa]
P_venturi_in_1 = 550 [kPa]
P_venturi_in_2 = 62 [kPa]
P_water_heatsink = 57.81 [kPa]
P_water_solar = 57.81 [kPa]
Q_boiler = 9.626 [kW]
Q_condenser = 13.14 [kW]
Q_refri = 3.517 [kW]
R\$='R245fa'
rho_coolant = 29.46 [kg/m³]
rho_pump_in = 1334 [kg/m³]
S = 0.8 [kW/m²]
Time_pump_out = 113.5 [s]
T_a = 35 [C]
T_air = 25 [C]
T_Avg_heat_sink = 29 [C]
T_Avg_solar = 75 [C]
T_boiler_in = 27 [C]
T_boiler_out = 71 [C]
T_c = 130 [C]
T_condenser_in = 59.79 [C]

$T_{\text{condenser_out}} = 27$	[C]
$T_{\text{c_sink}} = 18$	[C]
$T_{\text{heat_sink_in}} = 20$	[C]
$T_{\text{heat_sink_out}} = 38$	[C]
$T_{\text{i}} = 65$	[C]
$T_{\text{in_solar}} = 65$	[C]
$T_{\text{i_sink}} = 38$	[C]
$T_{\text{o}} = 85$	[C]
$T_{\text{out_solar}} = 85$	[C]
$T_{\text{o_sink}} = 20$	[C]
$T_{\text{pm}} = 130$	[C]
$T_{\text{pump_in}} = 27$	[C]
$T_{\text{pump_out}} = 66$	[C]
$T_{\text{refri}} = 10$	[C]
$T_{\text{venturi_in_1}} = 71$	[C]
$UA_{\text{heat_sink}} = 1.681$	[kW/C]
$UA_{\text{pipe_solar}} = 0.177$	[kW/C]
$U_4 = 0.4$	[kW/m ² -C]
$U_b = 0.7$	[W/m ² -C]
$U_{\text{boiler}} = 0.8$	[kW/m ² -C]
$U_L = 0.003828$	[kW/m ² -C]
$U_{\text{pipe_solar}} = 0.017$	[kW/m ² -C]
$U_{\text{sink}} = 0.45$	[kW/m ² -C]
$U_t = 3.128$	[W/m ² -C]
$\text{Vol}_{\text{pump}} = 0.01547$	[m ³]
$\text{Vol}_{\text{shell_pump}} = 0.01621$	[m ³]
$\text{Vol}_{\text{tube_pump}} = 0.000745$	[m ³]
$v_{\text{pump}} = 0.0007499$	[m ³ /kg]
$v_{\text{stage_pump}} = 0.0007499$	[m ³ /kg]
$V_{\text{venturi}} = 11.4$	[m/s]

$V_{\text{venturi_mix}} = 182.4$	[m/s]
$W_{\text{dot_pump_in}} = 0.0168$	[kW]
$w_{\text{pump_in}} = 0.2831$	[kJ/kg]

ตัวแปรต่างๆ ในวัฏจักรทำความเย็นที่ใช้เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์

Arg_{heatlink}	ผลต่างอุณหภูมิของตัวระบายความร้อน [C]
Arg_{solar}	ผลต่างอุณหภูมิของตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$A_{\text{boiler,t}}$	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดของหม้อต้ม [m ²]
A_c	พื้นที่ของตัวตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [m ²]
$A_{\text{condenser,t}}$	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดของคอนเดนเซอร์ [m ²]
A_{heatsink}	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตัวระบายความร้อน [m ²]
$A_{\text{pipesolar}}$	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อในตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [m ²]
A_{venturi}	พื้นที่หน้าตัดทางเข้าของท่อเวนจูรี [m ²]
$A_{\text{venturimix}}$	พื้นที่หน้าตัดที่คอคคอคของท่อเวนจูรี [m ²]
B	มุมเอียงของตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์
C	ค่าแฟกเตอร์จากสมการ 2.25
COP_R	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ
$COP_{R,rev}$	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบแบบผันกลับได้
$cp_{\text{pump,in}}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นที่เครื่องสูบ [kJ/kg·K]
$cp_{\text{Water,heatsink}}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำที่ใช้ระบายความร้อน [kJ/kg·K]
$cp_{\text{Water,solar}}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำที่ตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [kJ/kg·K]
C_{boiler}	พื้นที่ผิวของท่อในหม้อต้ม [m ²]
$C_{\text{condenser}}$	พื้นที่ผิวของท่อในคอนเดนเซอร์ [m ²]
DELTA P	ผลต่างของความดันของท่อกับคอคคอคของท่อเวนจูรี [Pa]
$DELTA T_{\text{pump}}$	ผลต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้าและออกของเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [C]
$DELTA T_{\text{lm,boiler}}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมของหม้อต้ม [C]
$DELTA T_{\text{lm,condenser}}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมของคอนเดนเซอร์ [C]
$DELTA T_{\text{lm,heatsink}}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมของตัวระบายความร้อน [C]
$DELTA T_{\text{lm,solar}}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมของตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$DELTA T_{\text{heat,sink}}$	ผลต่างของอุณหภูมิของตัวระบายความร้อน [C]

ΔT_{solar}	ผลต่างของอุณหภูมิของตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$D_{pipe,sink}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อตัวระบายความร้อน [m]
$D_{pipe,solar}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [m]
$D_{shell,pump}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [m]
$D_{tube,boiler}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อในหม้อต้ม [m]
$D_{tube,condenser}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อในคอนเดนเซอร์ [m]
$D_{venturi}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเวนจูรี [m]
$D_{venturi,mix}$	เส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอของท่อเวนจูรี [m]
e	ค่าแฟกเตอร์จากสมการ 2.25
eff	ค่าประสิทธิภาพตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์
E_g	ค่าการแผ่รังสีของกระจก
E_p	ค่าการแผ่รังสีของตัวรับรังสี
f	ค่าแฟกเตอร์จากสมการ 2.25
$h_{boiler,in}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางเข้าหม้อต้ม [kJ/kg]
$h_{boiler,out}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางออกหม้อต้ม [kJ/kg]
$h_{condenser,in}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ [kJ/kg]
$h_{condenser,out}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางออกคอนเดนเซอร์ [kJ/kg]
$h_{pump,in}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางเข้าเครื่องสูบ [kJ/kg]
$h_{refri,in}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางเข้าบริเวณทำความเย็น [kJ/kg]
$h_{refri,out}$	ค่าเอนทาลปีที่ทางออกบริเวณทำความเย็น [kJ/kg]
h_w	ค่าการพาความร้อนโดยธรรมชาติ [W/m^2-C]
$K_{insulation}$	ค่าการนำความร้อนของฉนวน [$W/m-C$]
L_{boiler}	ความยาวของหม้อต้ม [m]
$L_{condenser}$	ความยาวของคอนเดนเซอร์ [m]
$L_{best,sink}$	ความยาวของท่อในตัวระบายความร้อน [m]
$L_{insulation}$	ความหนาของฉนวน [m]
$L_{pipe,solar}$	ความยาวของท่อในตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [m]
$L_{shell,pump}$	ความยาวของเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [m]
$L_{tube,pump}$	ความยาวของท่อในเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [m]
$m_{dot,boiler}$	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นในหม้อต้ม [kg/s]

$m_{\dot{d}ot,condenser}$	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ [kg/s]
$m_{\dot{d}ot,heat,sink}$	อัตราการไหลเชิงมวลของตัวระบายความร้อน [kg/s]
$m_{\dot{d}ot,refri}$	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำในบริเวณทำความเย็น [kg/s]
$m_{\dot{d}ot,solar}$	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำในตู้รับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [kg/s]
m_{pump}	มวลของสารทำความเย็นในเครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [kg]
N_c	จำนวนชั้นของกระจกที่ติดบนตู้รับความร้อนพลังแสงอาทิตย์
$N_{pipe,boiler}$	จำนวนของท่อในหม้อต้ม
$N_{pipe,condenser}$	จำนวนของท่อในคอนเดนเซอร์
P_{boiler}	ความดันที่หม้อต้ม [kPa]
$P_{condenser}$	ความดันที่คอนเดนเซอร์ [kPa]
P_{pump}	ความดันที่เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [kPa]
$P_{pump,in}$	ความดันที่ทางเข้าเครื่องสูบบ [kPa]
$P_{pump,out}$	ความดันที่ทางออกเครื่องสูบบ [kPa]
P_{refri}	ความดันที่บริเวณทำความเย็น [kPa]
$P_{venturi,in,1}$	ความดันที่ทางเข้าท่อเวนจูรีจากหม้อต้ม [kPa]
$P_{venturi,in,2}$	ความดันที่ทางเข้าท่อเวนจูรีจากบริเวณทำความเย็น [kPa]
$P_{water,heatsink}$	ความดันที่ตัวระบายความร้อน [kPa]
$P_{water,solar}$	ความดันที่ตู้รับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [kPa]
Q_{boiler}	พลังงานการแลกเปลี่ยนความร้อนที่หม้อต้ม [kW]
$Q_{condenser}$	พลังงานการแลกเปลี่ยนความร้อนที่คอนเดนเซอร์ [kW]
Q_{refri}	พลังงานการแลกเปลี่ยนความร้อนที่บริเวณทำความเย็น [kW]
$\rho_{coolant}$	ค่าความหนาแน่นของสารทำความเย็น [kg/m ³]
S	0.8 [kW/m ²]
$Time_{pumpout}$	เวลาในการให้ความร้อนที่เครื่องสูบบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [s]
T_a	อุณหภูมิอากาศ [C]
T_{air}	อุณหภูมิอากาศที่สภาวะมาตรฐาน [C]
$T_{Avg,heat,sink}$	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตัวระบายความร้อน [C]
$T_{Avg,solar}$	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตู้รับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$T_{boiler,in}$	อุณหภูมิที่ทางเข้าหม้อต้ม [C]
$T_{boiler,out}$	อุณหภูมิที่ทางออกหม้อต้ม [C]

T_c	อุณหภูมิแผ่นรับรังสี [C]
$T_{condenser,in}$	อุณหภูมิที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ [C]
$T_{condenser,out}$	อุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์ [C]
$T_{c,sink}$	อุณหภูมิได้ผิวคิน [C]
$T_{heat,sink,in}$	อุณหภูมิออกจากตัวระบายความร้อน [C]
$T_{heat,sink,out}$	อุณหภูมิเข้าตัวระบายความร้อน [C]
T_i	อุณหภูมิเข้าตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$T_{in,solar}$	อุณหภูมิเข้าตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$T_{i,sink}$	อุณหภูมิเข้าตัวระบายความร้อน [C]
T_o	อุณหภูมิออกจากตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$T_{out,solar}$	อุณหภูมิออกจากตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [C]
$T_{o,sink}$	อุณหภูมิออกจากตัวทิ้งความร้อน [C]
T_{pin}	อุณหภูมิเฉลี่ยแผ่นรับรังสี [C]
$T_{pump,in}$	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องสูบ [C]
$T_{pump,out}$	อุณหภูมิที่ออกจากเครื่องสูบ [C]
T_{refri}	อุณหภูมิในพื้นที่ทำความเย็น [C]
$T_{venturi,in,1}$	อุณหภูมิที่ทางเข้าท่อเวนจูรีจากหม้อต้ม [C]
UA_{heat_sink}	1.599 [kW/C]
UA_{pipe_solar}	0.1649 [kW/C]
$U_{condenser}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คอนเดนเซอร์ [kW/m ² -C]
U_b	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของฉนวน [W/m ² -C]
U_{boiler}	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่หม้อต้ม [kW/m ² -C]
U_L	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [kW/m ² -C]
$U_{pipe,solar}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อในตัวรับความร้อนพลังแสงอาทิตย์ [kW/m ² -C]
U_{sink}	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ตัวระบายความร้อน [kW/m ² -C]
U_i	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คอนเดนเซอร์ [W/m ² -C]
Vol_{pump}	ปริมาตรของเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [m ³]
$Vol_{shell,pump}$	ปริมาตรของเปลือกเครื่องสูบแบบไม่ใช้มอเตอร์ [m ³]

$V_{oi,tube,pump}$	ปริมาตรท่อในเครื่องสูบลแบบไม่ใช้มอเตอร์ [m^3]
v_{pump}	ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่เครื่องสูบล [m^3/kg]
$V_{venturi}$	ความเร็วของสารทำความเย็นที่ทางเข้าท่อเวนจูรี [m/s]
$V_{venturi,mix}$	ความเร็วของสารทำความเย็นที่คอคอคท่อเวนจูรี [m/s]
$W_{dot,pump,in}$	พลังงานที่ป้อนให้เครื่องสูบล [kW]
$w_{pump,in}$	กำลังที่ป้อนให้เครื่องสูบล [kJ/kg]

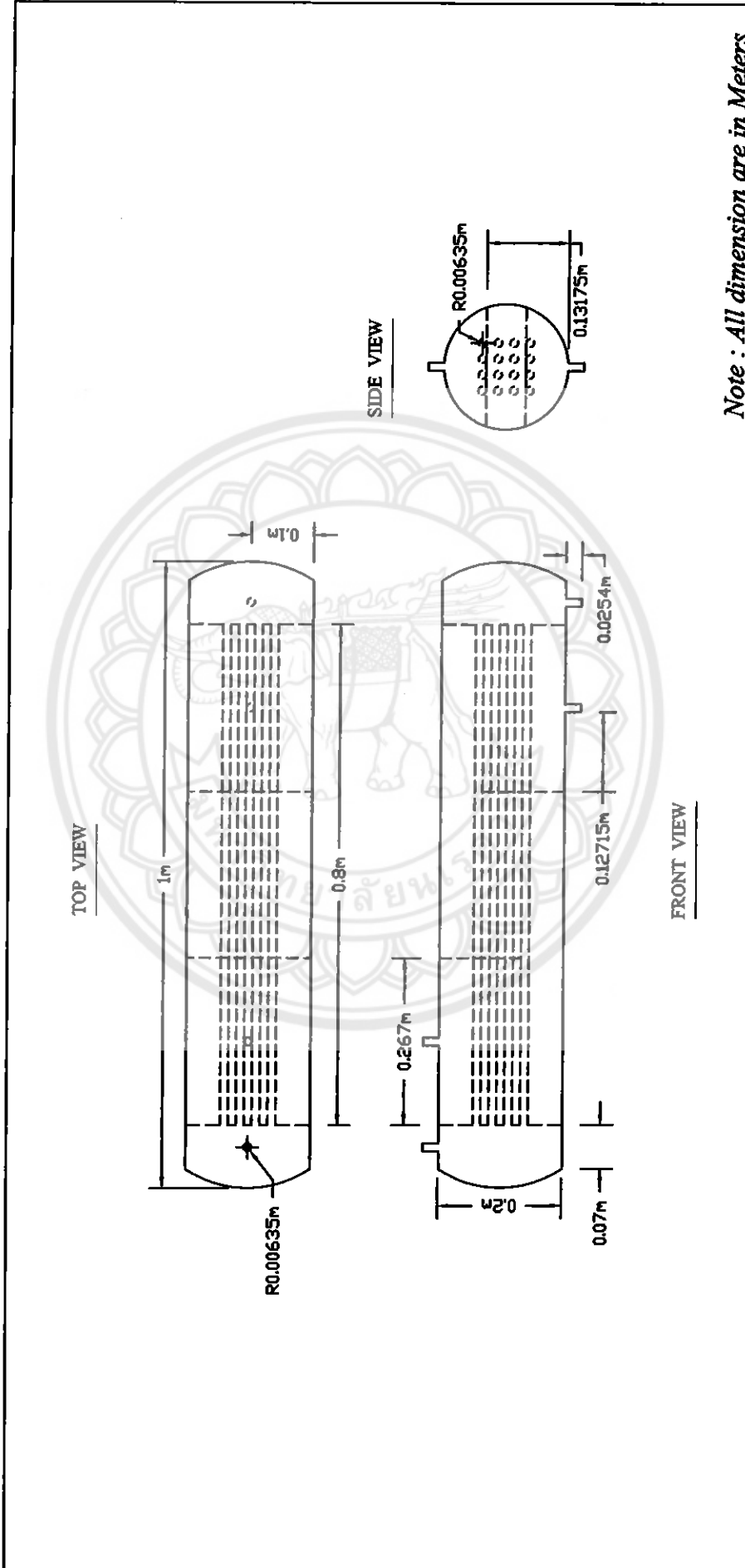




ภาคผนวก ค

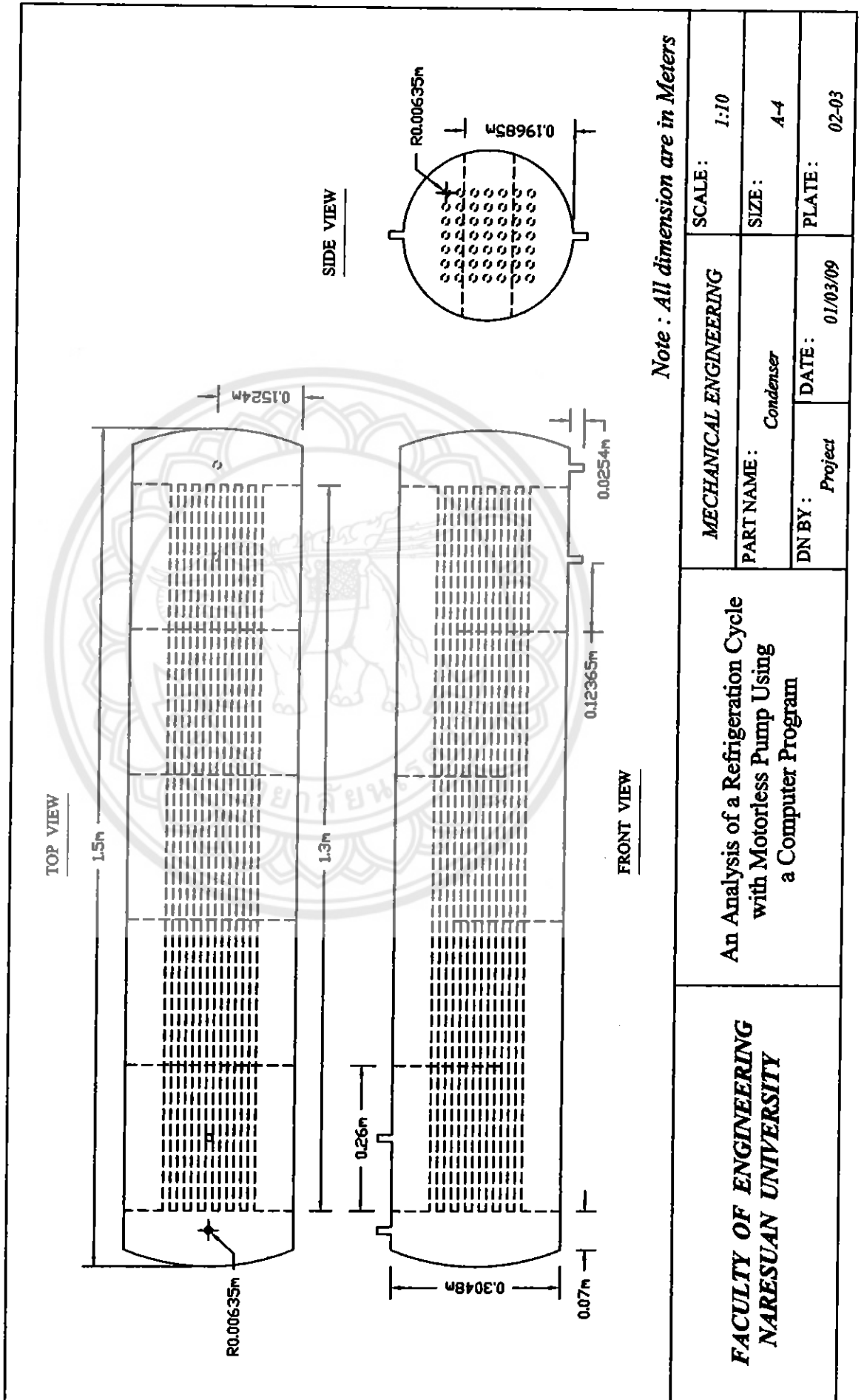
รูปการออกแบบอุปกรณ์ภายในวิจัยกร

มหาวิทยาลัยพระศวร

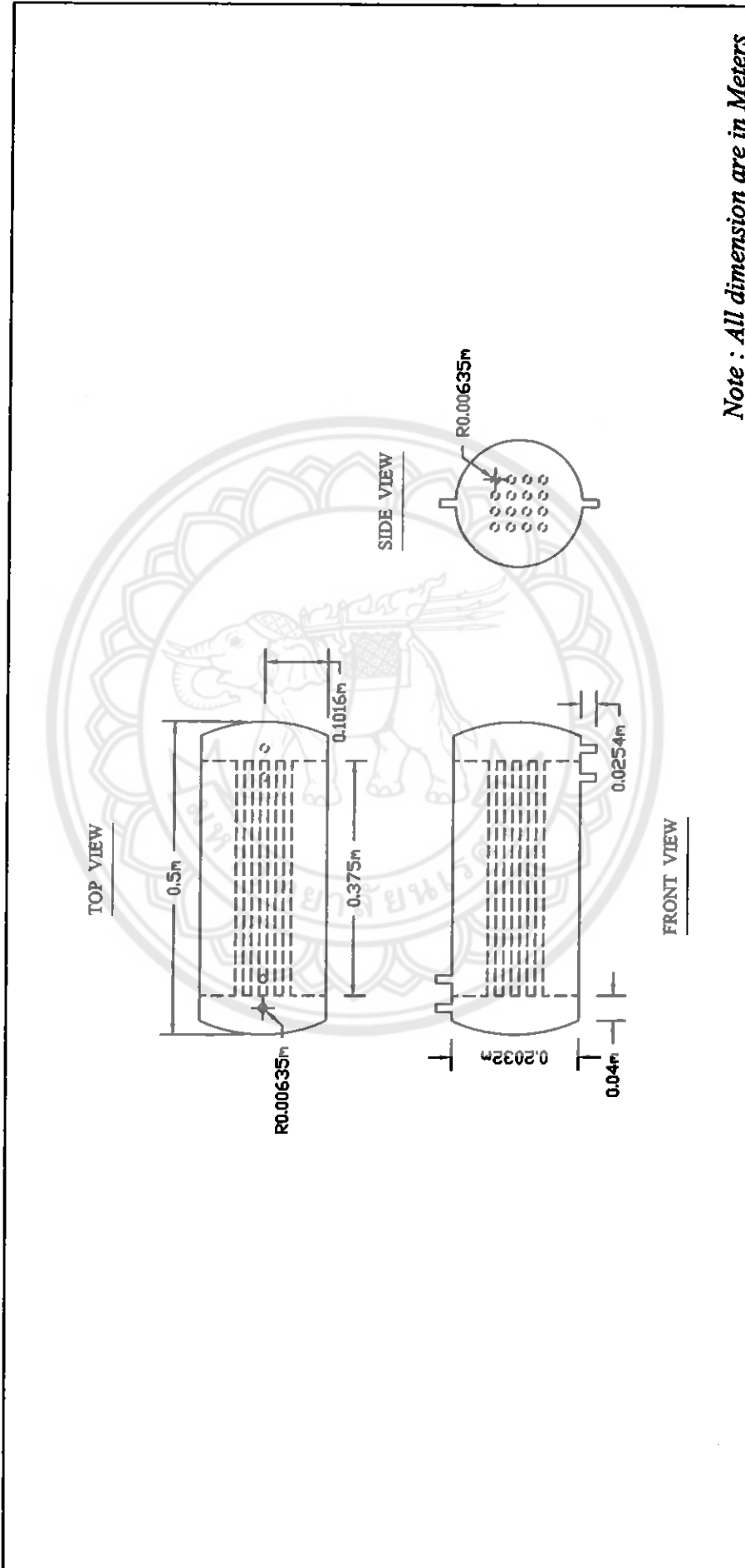


Note : All dimension are in Meters

FACULTY OF ENGINEERING NARESUAN UNIVERSITY	An Analysis of a Refrigeration Cycle with Motorless Pump Using a Computer Program		MECHANICAL ENGINEERING	SCALE: 1:10
			PART NAME : Boiler	SIZE: A-4
	DN BY : Project	DATE : 01/03/09		
			PLATE :	01-03

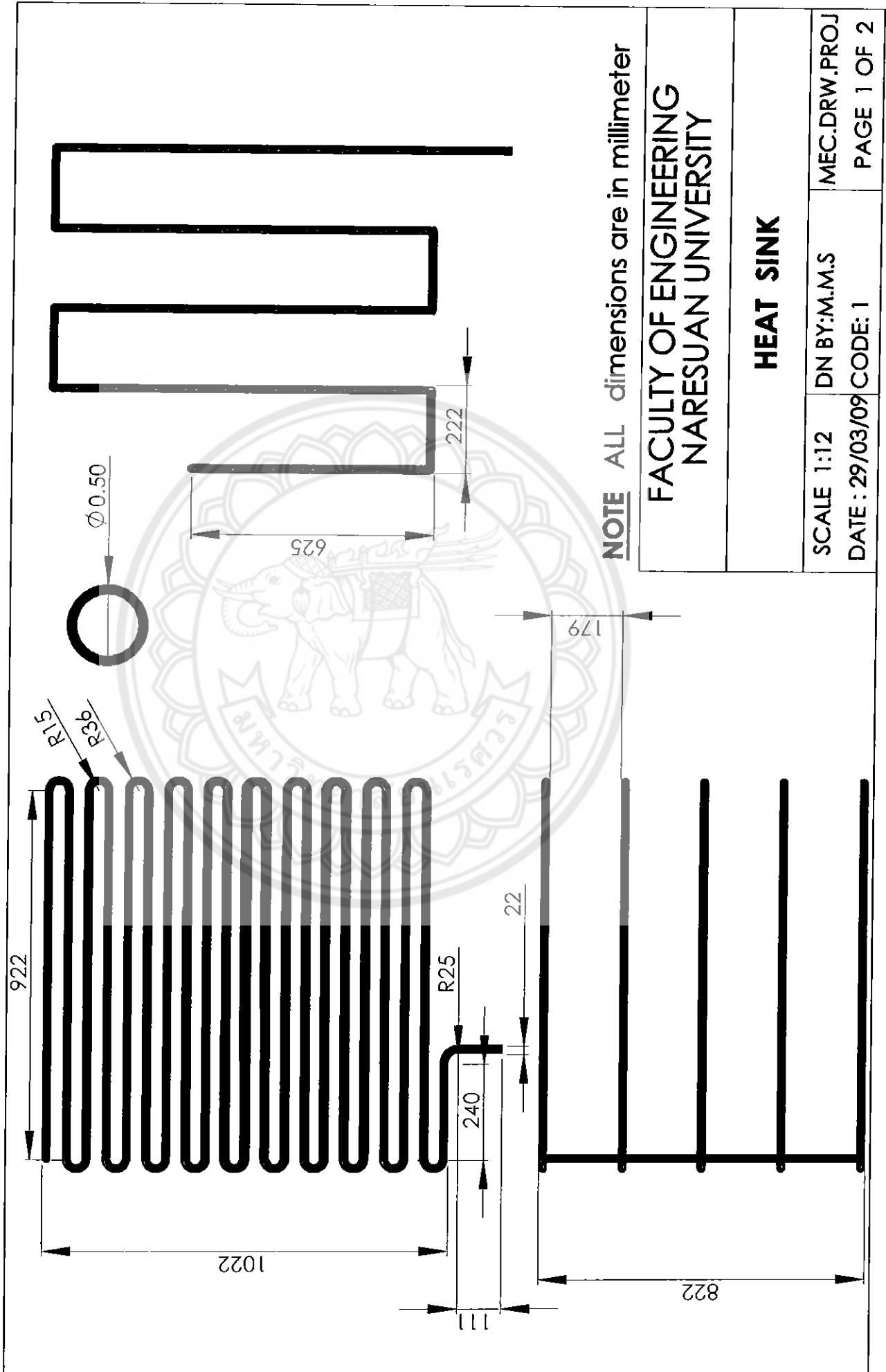


<p>FACULTY OF ENGINEERING NARESUAN UNIVERSITY</p>	<p>An Analysis of a Refrigeration Cycle with Motorless Pump Using a Computer Program</p>		<p>MECHANICAL ENGINEERING</p>	<p>SCALE: 1:10</p>
	<p>DN BY: Project</p>		<p>PART NAME: Condenser</p>	<p>SIZE: A-4</p>
	<p>DATE: 01/03/09</p>		<p>PLATE: 02-03</p>	



Note : All dimension are in Meters

<p>FACULTY OF ENGINEERING NARESUAN UNIVERSITY</p>		<p>MECHANICAL ENGINEERING</p>		<p>SCALE: 1:10</p>
		<p>PART NAME: Pump</p>		<p>SIZE: A-4</p>
<p>An Analysis of a Refrigeration Cycle with Motorless Pump Using a Computer Program</p>		<p>DN BY: Project</p>	<p>DATE: 01/03/09</p>	<p>PLATE: 03-03</p>

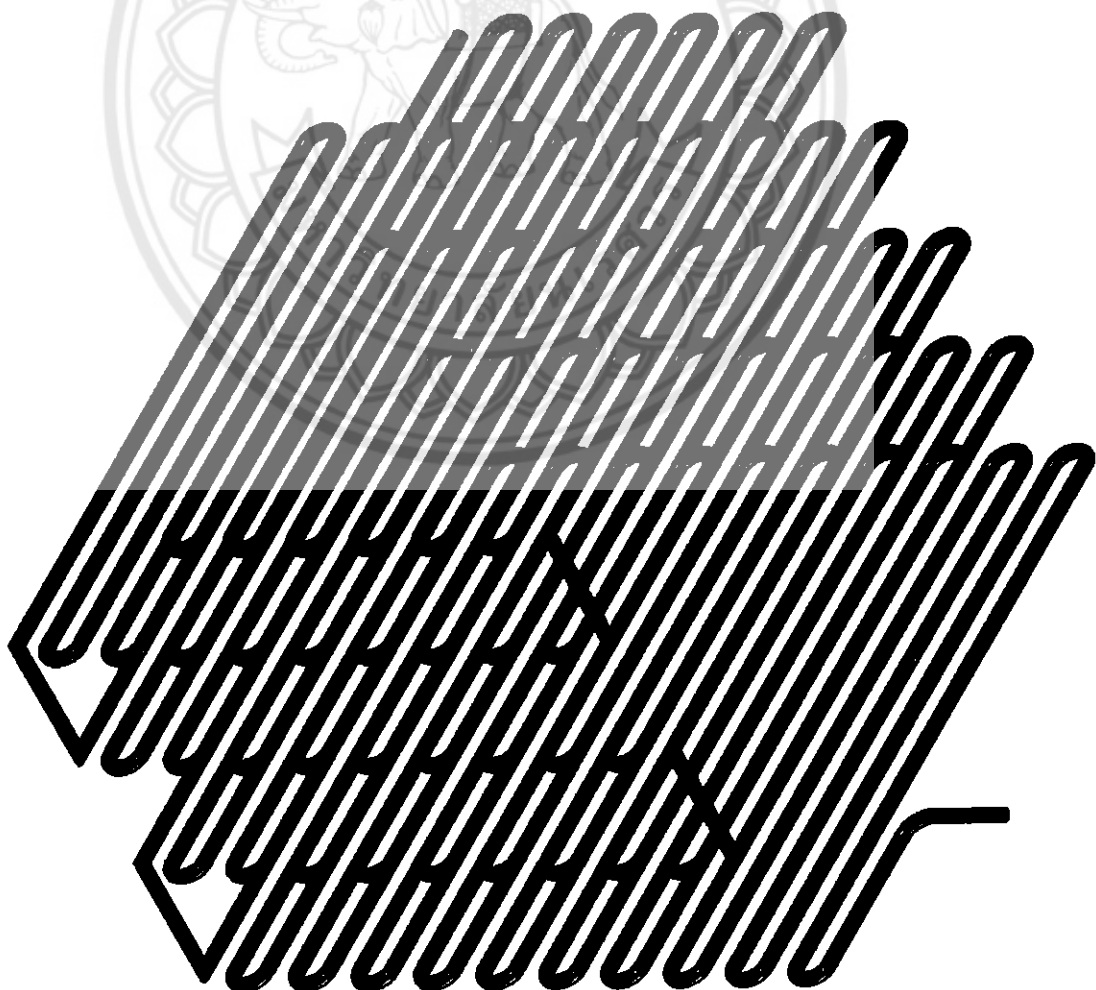


NOTE ALL dimensions are in millimeter

FACULTY OF ENGINEERING
NARESUAN UNIVERSITY

HEAT SINK

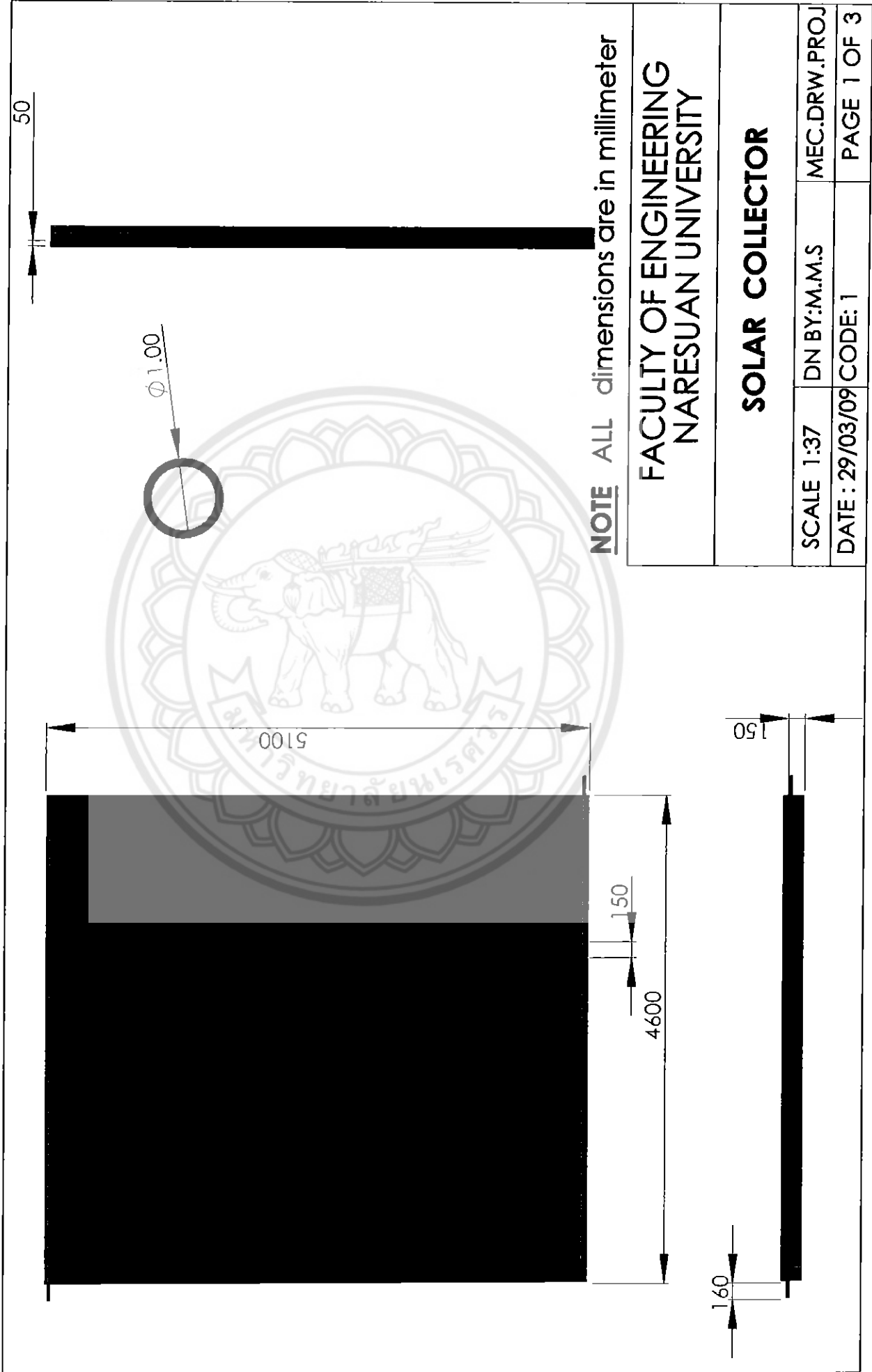
SCALE 1:12	DN BY:M.M.S	MEC.DRW.PROJ
DATE : 29/03/09	CODE: 1	PAGE 1 OF 2



FACULTY OF ENGINEERING
NARESUAN UNIVERSITY

HEAT SINK

SCALE 1:9	DN BY:M.M.S	MEC.DRW.PROJ
DATE : 29/03/09	CODE: 2	PAGE 2 OF 2

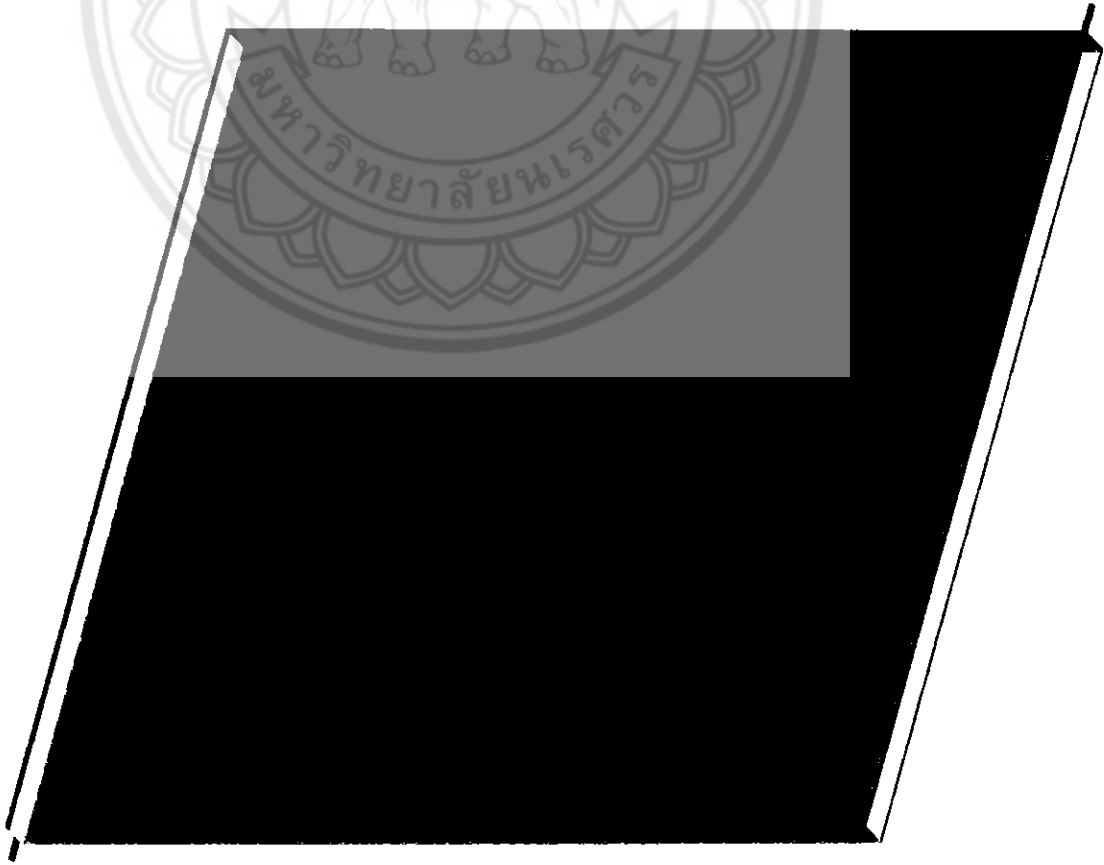


NOTE ALL dimensions are in millimeter

FACULTY OF ENGINEERING
NARESUAN UNIVERSITY

SOLAR COLLECTOR

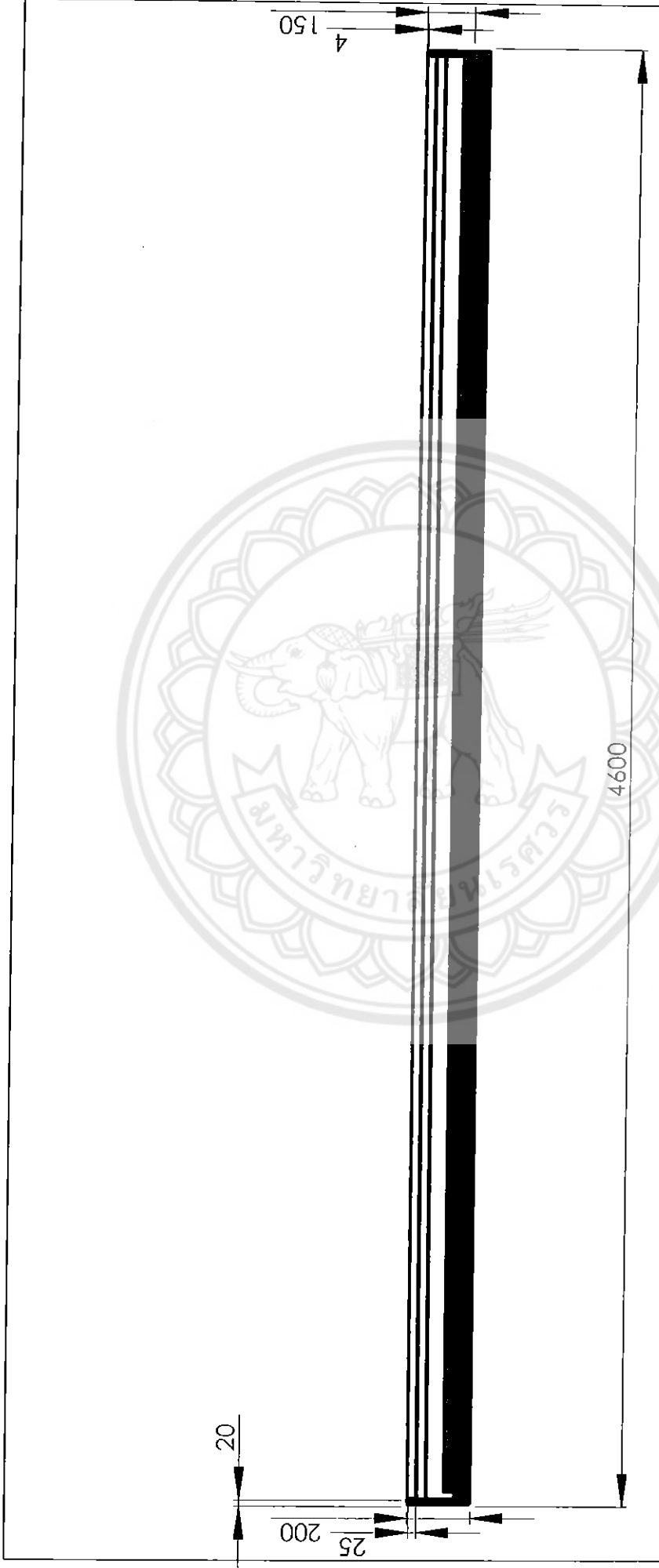
SCALE 1:37	DN BY:M.M.S	MEC.DRW.PROJ
DATE : 29/03/09		CODE: 1
		PAGE 1 OF 3



FACULTY OF ENGINEERING
NARESUAN UNIVERSITY

SOLAR COLLECTOR

SCALE 1:35	DN BY:M.M.S	MEC.DRW.PROJ
DATE : 29/03/09	CODE: 2	PAGE 2 OF 3



NOTE ALL dimensions are in millimeter

**FACULTY OF ENGINEERING
NARESUAN UNIVERSITY**

SOLAR COLLECTOR

SCALE 1:17	DN BY:M.M.S	MEC.DRW.PROJ
DATE : 29/03/09	CODE: 3	PAGE 3 OF 3

ประวัติผู้ดำเนินโครงการ

ชื่อผู้ดำเนินโครงการ	นายสุรัฐพงษ์ มีมุง
วัน เดือน ปีเกิด	15 พฤศจิกายน 2528
สถานที่เกิด	จังหวัดมุกดาหาร
การศึกษา	สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษาจาก โรงเรียนเขนชัยอแซฟ มุกดาหาร จังหวัดมุกดาหาร สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้นจาก โรงเรียน มุกดาหาร จังหวัดมุกดาหาร สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจาก โรงเรียน มุกดาหาร จังหวัดมุกดาหาร มัธยม 4-5 และ โรงเรียนตากฟ้าวิชา ประสิทธิ์ จังหวัดนครสวรรค์ มัธยม 6 ปัจจุบันกำลังศึกษาระดับปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก
ชื่อผู้ดำเนินโครงการ	นายวรพล อภิการัตน์
วัน เดือน ปีเกิด	9 ตุลาคม 2529
สถานที่เกิด	จังหวัดอุตรธานี
การศึกษา	สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษาจาก โรงเรียนบ้าน โลกกลาง จังหวัดอุตรธานี สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้นจาก โรงเรียน ภ.ป.ร. ราชวิทยาลัย ในพระบรมราชูปถัมภ์ จังหวัดนครปฐม สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจาก โรงเรียน อุครพิชัยรัษฎพิทยา จังหวัดอุตรธานี ปัจจุบันกำลังศึกษาระดับปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก

ประวัติผู้ดำเนินโครงการ (ต่อ)

ชื่อผู้ดำเนินโครงการ	นายอาคม จันทร์ฟ้า
วัน เดือน ปีเกิด	5 กันยายน 2529
สถานที่เกิด	จังหวัดนครราชสีมา
การศึกษา	สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษาจากโรงเรียนเทศบาล 2 (วัดสมอราย) จังหวัดนครราชสีมา สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาศึกษาตอนต้นจากโรงเรียนบุญเหลือวิทยานุสรณ์ จังหวัดนครราชสีมา สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาศึกษาตอนปลายจากโรงเรียนบุญเหลือวิทยานุสรณ์ จังหวัดนครราชสีมา ปัจจุบันกำลังศึกษาระดับปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพมหานคร

