

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนสำหรับการนำ
ความร้อนทิ้งจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องหนึ่งมาเชื่อมด้วยไอน้ำกลับมาใช้ใหม่

Design of Heat Pipe Heat Exchanger for Heat Recovery of Cooling Water
of Autoclave

นายวันชัย

มุลงาม

นายวิทยา

ภาวิธวรณ

นายก้องนาวิน

อำอินทร์

เรื่องมอบหมายวิทยานิพนธ์
วันที่รับ.....
เลขทะเบียน..... 5200074
เลขเรียกหนังสือ.....
มหาวิทยาลัยนเรศวร ๒๖.

14946224

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2551



คณะวิศวกรรมศาสตร์

ใบรับรองโครงการ

หัวข้อโครงการ : การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนสำหรับการนำความร้อนทิ้งจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องนิ่งฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำกลับมาใช้ใหม่
(Design of Heat Pipe Heat Exchanger for Heat Recovery of Cooling Water of Autoclave)

ผู้ดำเนินโครงการ : นายวันชัย มุลงาม รหัสสนិត 48380109
: นายวิทยา กาวีราวรรณ รหัสสนิต 48380111
: นายก้องนาวิน อ้ออินทร์ รหัสสนิต 48380262

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2551

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้โครงการวิจัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบ โครงการงานวิศวกรรมเครื่องกล

.....ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปฐมศักดิ์ วิไลพล)

.....กรรมการ
(อ.สุรัตน์ ปัญญาแก้ว)

หัวข้อโครงการ : การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนสำหรับการนำความร้อนทิ้งจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องึงมาเชื่อมด้วยไอน้ำกลับมาใช้ใหม่

ผู้ดำเนินโครงการ : นายวันชัย มุลงาม รหัสสนិត 48380109
 : นายวิทยา กาวีราวรรณ รหัสสนិត 48380111
 : นายก้องนาวิน อ้ออินทร์ รหัสสนิต 48380262

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2551

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนสำหรับการนำความร้อนทิ้งจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องึงมาเชื่อมด้วยไอน้ำกลับมาใช้ใหม่ โดยต้องการอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส ในการออกแบบใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 41.67 ลิตรต่อนาที อุณหภูมิ 80 องศาเซลเซียส และอัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ 5 ลิตรต่อนาที อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส การจัดเรียงตัวของเทอร์โมไซฟอนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบเหลื่อมกัน โดยที่ท่อเทอร์โมไซฟอนมีความยาวรวมแต่ละท่อคือ 1 เมตร

จากการรวบรวมข้อมูลและวิเคราะห์ผลพบว่า ความยาวของส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหยที่ควรเลือกใช้คือ 0.45 และ 0.5 เมตรตามลำดับความยาวส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนคือ 0.05 เมตร โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้น้ำเย็นขาออกมีอุณหภูมิมากกว่า 60 องศาเซลเซียสที่มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนต่ำที่สุด คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยท่อเทอร์โมไซฟอนจำนวนทั้งหมด 132 ท่อ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว มีจำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 24 แถว จำนวนแถวแนวอนเท่ากับ 6 แถว และมีประสิทธิภาพที่เหมาะสมเป็น 0.65 ค่าใช้จ่ายในการลงทุนเท่ากับ 9,357 บาท

Project title : Design of Heat Pipe Heat Exchanger for Heat Recovery of Cooling Water of Autoclave

Name : Mr. Wanchai Moonngam Code 48380109
 : Mr. Witthaya Kawirawan Code 48380111
 : Mr. Kongnarwin Um-in Code 48380262

Project Advisor : Asst. Prof. Dr. Piyanun Charoensawan

Department : Mechanical Engineering

Academic Year : 2008

Abstract

The heat pipe heat exchanger for heat recovery of cooling water of autoclave was studied and designed in this project. The temperature and flow rate of cooling water of autoclave were 80 °C and 41.67 L/min respectively. Because of a high temperature of cooling water of autoclave, it was applied as a heat source or hot water of the heat exchanger design. The outlet temperature of cold water required in design was 60 °C and above, and its flow rate was 5 L/min. The arrangement of thermosyphon within heat pipe heat exchanger was staggered and the total length of each thermosyphon was 1 m.

It was found from data analysis that the proper evaporator and condenser lengths were 0.5 and 0.45 m. respectively and the adiabatic length was 0.05 m. heat exchanger with the minimum first cost consisted of 132 tubes of thermosyphon with a diameter of 6/8 inch, 24 tubes in parallel to a flow direction and 6 tubes in transverse to a flow direction. The first cost and effectiveness of obtained heat exchanger were estimated at 9,357 baht and 0.65 respectively

กิตติกรรมประกาศ

โครงการฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดีเพราะได้รับความช่วยเหลือในด้านการให้คำแนะนำในการทำโครงการจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงการ ทางกลุ่มของข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ นายชัชวาทันท์ วรรณ โกมิตย์ รุ่นพี่ที่ให้คำแนะนำเกี่ยวกับการเขียนโปรแกรมมาโดยตลอด

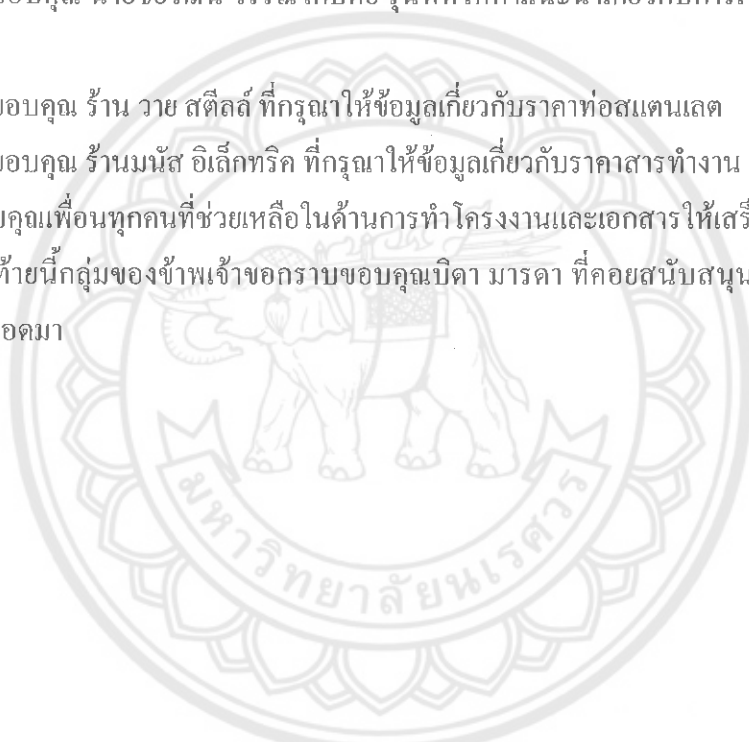
ขอขอบคุณ ร้าน วาย สตีสส์ ที่กรุณาให้ข้อมูลเกี่ยวกับราคาท่อสแตนเลส

ขอขอบคุณ ร้านมนัส อิเล็กทริก ที่กรุณาให้ข้อมูลเกี่ยวกับราคาสารทำงาน R-134a

ขอบคุณเพื่อนทุกคนที่ช่วยเหลือในด้านการทำโครงการและเอกสารให้เสร็จสิ้นโดยเรียบร้อย

สุดท้ายนี้กลุ่มของข้าพเจ้าขอกราบขอบคุณบิดา มารดา ที่คอยสนับสนุนและให้กำลังใจอย่างสม่ำเสมอตลอดมา

คณะผู้จัดทำโครงการ



สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงการ	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูปภาพ	ฉ
ลำดับสัญลักษณ์	ฎ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ที่มาและความสำคัญของ โครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์	4
1.3 ขอบเขตของโครงการ	4
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	5
1.6 ระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน (Gant chart)	5
1.7 สถานที่ปฏิบัติงาน	6
1.8 อุปกรณ์	6
1.9 งบประมาณทั้งโครงการ	6
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี	
2.1 เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรค (Automatic Autoclave)	7
2.2 เทอร์โมไซฟอน	9
2.3 การไหลขวางกลุ่มท่อ	15

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 วิธีดำเนินงาน	
3.1 การรวบรวมข้อมูล	21
3.2 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน	22
3.3 เงื่อนไขเริ่มต้นในการออกแบบ	23
3.4 ลำดับขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม	24
3.5 การวิเคราะห์ผลของตัวแปร	28
บทที่ 4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล	
4.1 วิเคราะห์หาความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นที่ดีที่สุด	29
4.2 วิเคราะห์หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมที่สุด	32
4.3 วิเคราะห์ผลจากการเปลี่ยนจำนวนท่อในแถวแนวนอนและแถวแนวตั้ง	35
4.4 วิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	41
บทที่ 5 บทสรุป	
5.1 บทสรุป	45
5.2 ข้อเสนอแนะ	45
เอกสารอ้างอิง	46
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. โปรแกรมจำลอง	48
ภาคผนวก ข. ตารางคุณสมบัติ	62
ตาราง ข.1 ตารางคุณสมบัติของ R-134a	63

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
ภาคผนวก ก. อื่นๆ	65
ตาราง ก.1 แสดงราคาสแตนแลตชนิดเส้นตรง	66
ตาราง ก.2 แสดงปริมาณการทำลายชั้นบรรยากาศของสารทำงานต่างๆ	66
ตาราง ก.3 แสดงความเข้ากันได้ของสารกับวัสดุ	67
ประวัติผู้ทำโครงการ	68



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1.1 ระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน	5
ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ C และ m สำหรับสมการที่ 23	18
ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ A และ n สำหรับสมการที่ 24	19
ตารางที่ 4.1 แสดงค่าความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น	29
ตารางที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนแถวแนวตั้งและแถวแนวนอนที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว, 1 นิ้ว และ 1 ¼ นิ้ว โดยอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส	39
ตารางที่ 4.3 แสดงค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อ 1 ท่อ ความยาว 1 เมตร	41
ตาราง ข.1 แสดงคุณสมบัติของ R-134a	61
ตาราง ค.1 แสดงราคาสแตนเลสชนิดเส้นตรง	64
ตาราง ค.2 แสดงปริมาณการทำลายชั้นบรรยากาศของสารทำงานต่างๆ	64
ตาราง ค.3 แสดงความเข้ากันได้ของสารกับวัสดุ	65

สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 1.1 ผังวงจรการทำงานของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำ	1
รูปที่ 1.2 วงจรการทำงานของน้ำหล่อเย็น	1
รูปที่ 1.3 เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำที่มีการใช้น้ำหล่อเย็นลดความดันไอน้ำเพื่อความปลอดภัย ขณะเปิดเครื่องเมื่อทำงานเสร็จ	2
รูปที่ 1.4 เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้พลังงานเสริมจากฮีตเตอร์ไฟฟ้า	3
รูปที่ 1.5 แสดงการออกแบบระบบการนำความร้อนทิ้งจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อ ด้วยไอน้ำกลับมาใช้ด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน	3
รูปที่ 2.1 แสดงการทำงานของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อ โรคแบบอัตโนมัติควบคุมโดยระบบ อิเล็กทรอนิกส์	8
รูปที่ 2.2 ลักษณะการทำงานของเทอร์โมไซฟอน	9
รูปที่ 2.3 แสดงตำแหน่งค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	11
รูปที่ 2.4 วงจรความต้านทานการถ่ายเทความร้อนภายในเทอร์โมไซฟอน	12
รูปที่ 2.5 การจัดเรียงของกลุ่มท่อ	16
รูปที่ 2.6 แสดงพื้นที่หน้าตัดของการไหล	16
รูปที่ 3.1 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	22
รูปที่ 4.1ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควมแน่นกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออก ที่จำนวนแฉวแฉวนอนเท่ากับ 10 แฉว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว	30
รูปที่ 4.1ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควมแน่นกับประสิทธิภาพของเทอร์โม ไซฟอนที่จำนวนแฉวแฉวนอนเท่ากับ 10 แฉว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว	30
รูปที่ 4.2ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควมแน่นกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออก ที่จำนวนแฉวแฉวตั้งเท่ากับ 10 แฉว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว	31
รูปที่ 4.2ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควมแน่นกับประสิทธิภาพของเทอร์โม ไซฟอนที่จำนวนแฉวแฉวตั้งเท่ากับ 10 แฉว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว	31
รูปที่ 4.3ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ กับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่จำนวนแฉวแฉวนอน เท่ากับ 10 แฉว ความยาว ส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควมแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	33

สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.3๗ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกับประสิทธิผล ที่จำนวนแฉกแฉกนอ น เท่ากับ 10 แฉก ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	33
รูปที่ 4.4๓ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออก ที่จำนวนแฉกแฉกนอ ดั้ง เท่ากับ 10 แฉก ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	34
รูปที่ 4.4๗ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกับประสิทธิผล ที่จำนวนแฉกแฉกนอ ดั้ง เท่ากับ 10 แฉก ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	34
รูปที่ 4.5๓ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแฉกนอ ดั้งกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ความยาว ส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	36
รูปที่ 4.5๗ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแฉกนอ ดั้งกับประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	37
รูปที่ 4.6๓ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแฉกนอ ดั้งกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ความยาว ส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	37
รูปที่ 4.6๗ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแฉกนอ ดั้งกับประสิทธิผลของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร	38
รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลของคู่ระหว่างแฉกแฉกนอ ดั้งกับแฉกแฉกนอ ดั้ง ตามตารางที่ 4.2กับค่าใช้จ่ายในการลงทุนและประสิทธิผลของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส	42
รูปที่ 4.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนที่ได้จากการออกแบบ	43
รูปที่ 4.9 รูปลดประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการออกแบบ	44

ลำดับสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
V_i	ปริมาณของของเหลวในเทอร์โมไซฟอนขณะยังไม่ได้ทำงาน	m^3
A	พื้นที่หน้าตัดภายในของเทอร์โมไซฟอนมีค่าเท่ากับ	$\pi D_i^2 / 4, m^2$
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเทอร์โมไซฟอน	m
D_o	เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อเทอร์โมไซฟอน	m
l_c	เป็นความยาวในส่วนทำระเหย	m
l_a	เป็นความยาวในส่วนที่ไม่มีถ่ายเทความร้อน	m
l_c	เป็นความยาวในส่วนควบแน่น	m
T_{so}	อุณหภูมิแหล่งกำเนิดความร้อน	$^{\circ}C$
T_{si}	อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน	$^{\circ}C$
Z_1	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการพาระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนและผิวด้านนอกของส่วนทำระเหย	K/W
Z_9	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการพาระหว่างผิวของส่วนควบแน่นกับแหล่งระบายความร้อน	K/W
Z_2	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอน ในส่วนทำระเหย	K/W
Z_8	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอน ในส่วนควบแน่น	K/W
Z_3	ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังเดือดในเทอร์โมไซฟอน	K/W
Z_7	ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังควบแน่นในเทอร์โมไซฟอน	K/W
Z_{3f}	ความต้านทานความร้อนฟิล์มของเหลว	K/W
Z_{3p}	ความต้านทานความร้อนในแอ่งเดือด	K/W

ลำดับสัญลักษณ์ (ต่อ)

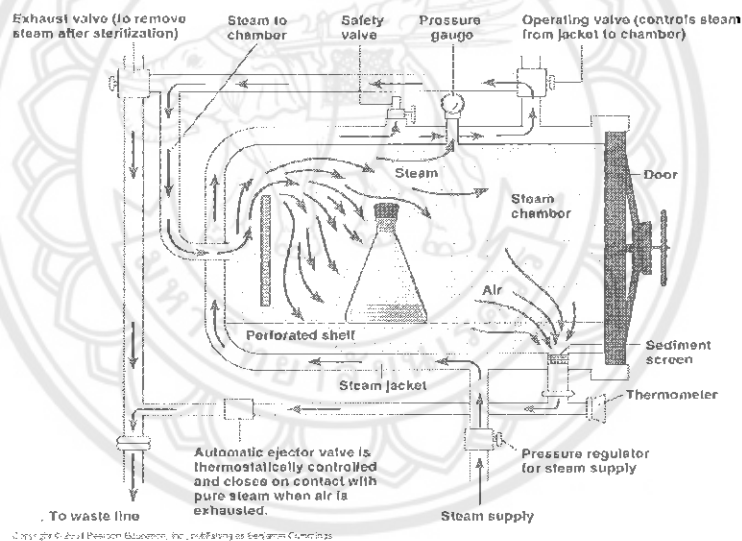
สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Z_4	ความต้านทานความร้อนระหว่างหน้าสัมผัสไอกับผิวของของเหลวในส่วนท่ของส่วนทำระเหย	K/W
Z_5	ความต้านทานความร้อนของ Pressure drop ระหว่างทางจากส่วนทำระเหยไปส่วนควบแน่น	K/W
Z_6	ความต้านทานความร้อนระหว่างหน้าสัมผัสไอกับผิวของ	K/W
h_{co}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาที่พื้นผิวของส่วนทำระเหย	$W/m^2 K$
h_{cn}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาที่พื้นผิวของส่วนควบแน่น	$W/m^2 K$
S_{co}	พื้นที่ผิวของส่วนทำระเหย	m^2
S_{cn}	พื้นที่ผิวของส่วนควบแน่น	m^2
λ_x	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	$W/m.K$
ρ_l	ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะของเหลว	kg/m^3
ρ_v	ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะก๊าซ	kg/m^3
λ_f	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน	$W/m.K$
h_{fg}	ค่าความร้อนแฝงของสารทำงาน	J/kg
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำงาน	$J/kg.K$
μ_l	สัมประสิทธิ์ความหนืดของสารทำงาน	m^2/s
P_v	ความดันไอของสารทำงาน	Pa
P_o	ความดันของบรรยากาศ	Pa
A_x	เป็นพื้นที่หน้าตัดของผนังท่อ	m^2

บทที่ 1

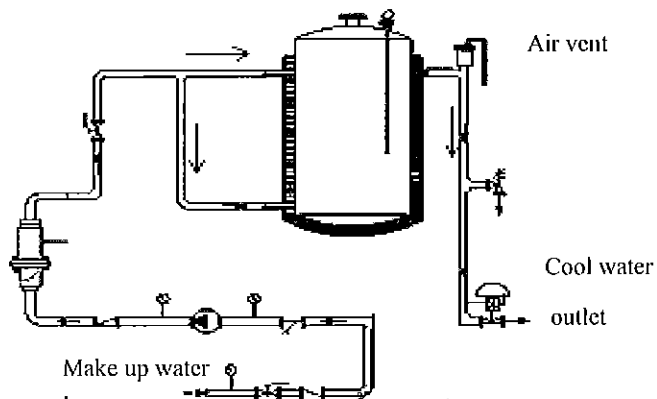
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ

เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำ (Autoclave) จะใช้สำหรับฆ่าเชื้ออุปกรณ์ เครื่องมือแพทย์และเสื้อผ้าตามโรงพยาบาลต่างๆ โดยผังวงจรการทำงานดังแสดงในรูปที่ 1.1 ซึ่งอาศัยน้ำในการหล่อเย็น เครื่องดังแสดงในรูปที่ 1.2



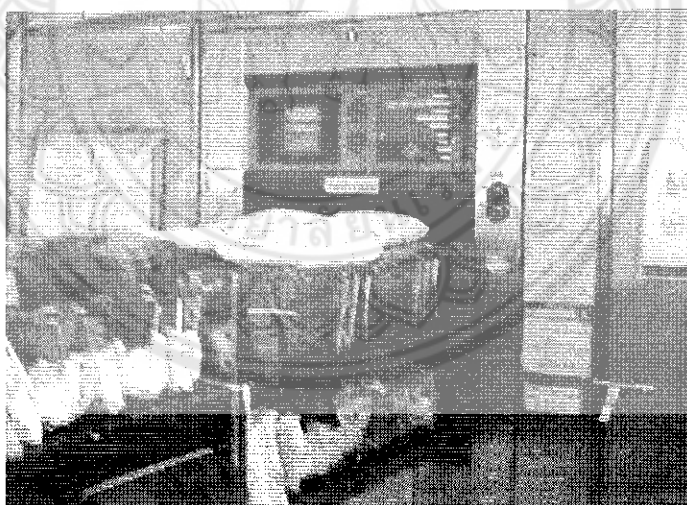
รูปที่ 1.1 ผังวงจรการทำงานของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำ [1]



รูปที่ 1.2 วงจรการทำงานของน้ำหล่อเย็น [2]

เนื่องจากเครื่องนี้ฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำที่ใช้ในโรงพยาบาลพุทธชินราช จังหวัดพิษณุโลกต้องมีการใช้น้ำหล่อเย็นระบายความร้อนออกจากเครื่องเพื่อประหยัดเวลาในการลดความดันไอและความปลอดภัยขณะเปิดเครื่องเมื่อทำงานเสร็จ ดังแสดงในรูปที่ 1.3 น้ำหล่อเย็นหลังจากใช้งานแล้วจะมีอุณหภูมิสูงประมาณ 80-100°C และมีปริมาณมากถึง 30,000 ลิตรต่อวัน โดยนำกลับมาใช้ในหม้อไอน้ำเพียง 5,000 ลิตรต่อวัน เท่านั้น ส่วนที่เหลือจะปล่อยทิ้งไปจึงเป็นการทิ้งน้ำที่มีพลังงานความร้อนโดยเปล่าประโยชน์

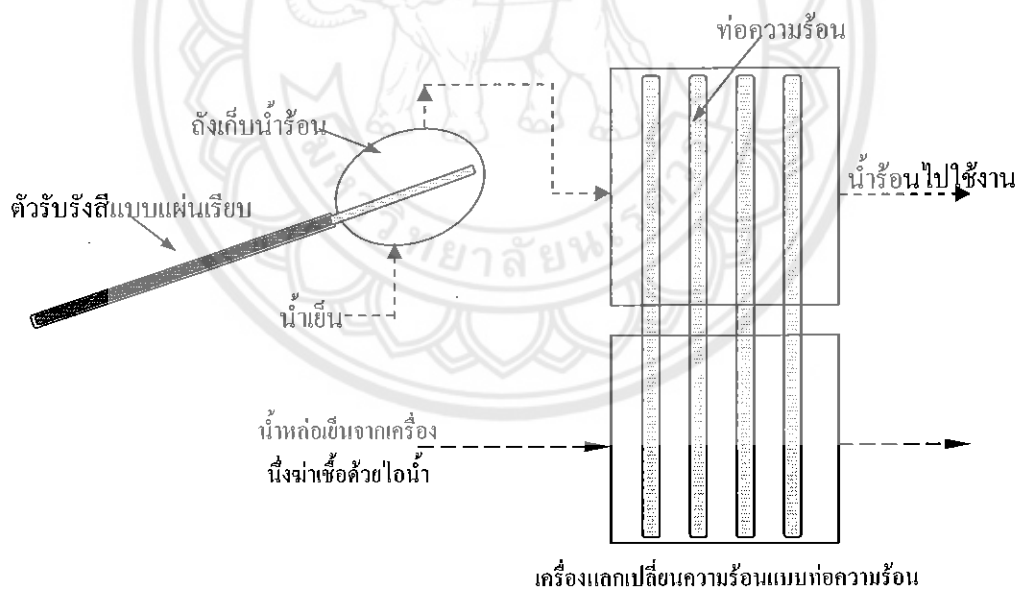
เนื่องจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ในปัจจุบัน จะใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนเสริมแก่ระบบทำน้ำร้อน ดังแสดงในรูปที่ 1.4 จึงเกิดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าสูง โครงการนี้จึงต้องการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนเพื่อดึงความร้อนจากน้ำหล่อเย็นที่ทิ้งกลับมาใช้เป็นความร้อนเสริมให้กับเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ด้วยการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 1.5 ซึ่งไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกในการทำงานของระบบ จึงเป็นการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพและประหยัดค่าใช้จ่ายด้านไฟฟ้า



รูปที่ 1.3 เครื่องนี้ฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำที่มีการใช้น้ำหล่อเย็นลดความดันไอเพื่อความปลอดภัยขณะเปิดเครื่องเมื่อทำงานเสร็จ [ที่มา: โรงพยาบาลพุทธชินราช]



รูปที่ 1.4 เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้พลังงานเสริมจากฮีตเตอร์ไฟฟ้า
[ที่มา: โรงพยาบาลพุทธชินราช]



รูปที่ 1.5 แสดงการออกแบบระบบการนำความร้อนทั้งจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำกลับมาใช้ด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 สร้างโปรแกรมจำลองการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดเทอร์โมไซฟอน

1.2.2 ศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆจากโปรแกรมจำลองที่สร้างขึ้น เช่น ความยาวของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น, จำนวนแถวแนวตั้ง, จำนวนแถวแนวนอน และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

1.2.3 วิเคราะห์ผลเชิงเศรษฐศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.3 ขอบเขตของโครงการ

1.3.1 น้ำร้อนที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้องมีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 60°C

1.3.2 ใช้โปรแกรม MATLAB ในการสร้างโปรแกรมจำลอง

1.3.3 ใช้สารทำงาน R-134a เพราะไม่ทำลายชั้นบรรยากาศ ดังแสดงในภาคผนวก ค.2 และ อัตราการเติมสารทำงานอยู่ที่ 0.5 ของความยาวส่วนทำระเหย

1.3.4 เทอร์โมไซฟอนสร้างจากท่อสแตนเลส เพราะเข้ากันได้กับสารทำงานและทนความสกปรกได้ดี ดังแสดงในภาคผนวก ค.3

1.3.5 อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นจากเครื่องนำมาเชื่อมด้วยไอน้ำเพื่อใช้ในการออกแบบคือ 41.67 ลิตรต่อนาที (น้ำหล่อเย็นที่ทิ้ง 25,000 ลิตรต่อวัน) และมีอุณหภูมิเป็น 80 องศาเซลเซียส

1.3.6 อัตราการไหลของน้ำเย็นที่ใช้ในการออกแบบคือ 5 ลิตรต่อนาที (ความต้องการใช้น้ำร้อน 3,000 ลิตรต่อวัน) และมีอุณหภูมิเป็น 25 องศาเซลเซียส

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้โปรแกรมจำลองการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดเทอร์โมไซฟอน

1.4.2 ได้ค่าความยาวของส่วนทำระเหย, ส่วนควบแน่น, จำนวนแถวแนวตั้ง, จำนวนแถวแนวนอน, และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนมีค่าประสิทธิภาพแลค่าใช้จ่ายในการลงทุนที่เหมาะสมที่สุด

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.5.1 ศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับเครื่องนั่งมาเชื่อมด้วยไอน้ำของโรงพยาบาลพุทธชินราช จังหวัดพิษณุโลก เพื่อเป็นข้อมูลในการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

1.5.3 เขียนโปรแกรมจำลองระบบโดยใช้โปรแกรม MATLAB

1.5.4 ทดลองการใช้งาน โปรแกรม ทำการปรับปรุงแก้ไขให้สมบูรณ์

1.5.5 ประมวลผลโปรแกรมการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน โดยศึกษาปัจจัยต่างๆดังนี้

1.5.5.1 ความยาวส่วนทำระเหย

1.5.5.2 ความยาวส่วนควบแน่น

1.5.5.3 จำนวนแถวแนวตั้ง

1.5.5.4 จำนวนแถวแนวนอน

1.5.5.5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง

1.5.5 รวบรวมข้อมูลจากการประมวลผลของ โปรแกรมมาทำการวิเคราะห์เชิงสมรรถนะ และวิเคราะห์ผลเชิงเศรษฐศาสตร์

1.5.6 สรุปผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลได้รูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนที่เหมาะสมที่สุด

1.5.7 จัดทำรายงานและเตรียมนำเสนอผลงาน

1.6 ระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน (Gant chart)

ตารางที่ 1.1 ระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน

กิจกรรม	2551					2552			
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.
1. ศึกษาข้อมูลและทฤษฎีพื้นฐาน									
2. เขียนโปรแกรมจำลองระบบ									
3. ทดสอบและปรับปรุงแก้ไขโปรแกรม									
4. วิเคราะห์ผลเชิงสมรรถนะ									

กิจกรรม	2551						2552		
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.
5. วิเคราะห์ผลเชิงเศรษฐศาสตร์									
6. สรุปผล									
7. จัดทำรูปเล่มรายงาน									

1.7 สถานที่ปฏิบัติงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก

1.8 อุปกรณ์

- 1.8.1 คอมพิวเตอร์
- 1.8.2 โปรแกรม MATLAB

1.9 งบประมาณทั้งโครงการ

1.9.1 ค่าหนังสือประกอบการทำโครงการ	200 บาท
1.9.2 ค่าพิมพ์งานและถ่ายเอกสาร	500 บาท
1.9.3 ค่าจัดทำรูปเล่มรายงาน	2000 บาท
1.9.4 อื่นๆ	300 บาท
รวม	3,000 บาท

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

2.1 เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรค (Automatic Autoclave) [3]

เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรค หมายถึง เครื่องที่นำเอาไอน้ำมาเก็บไว้ในภาชนะชนิดปิดที่ทำด้วยเหล็กกล้า หรือเหล็กไร้สนิม ซึ่งได้รับการออกแบบและสร้างไว้อย่างแข็งแรงมีส่วนสำหรับเก็บน้ำ และเก็บไอน้ำ ไอน้ำเกิดจากน้ำที่ได้รับการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง หรือขดลวดทำความร้อน จนกระทั่งกลายเป็นไอ เพื่อทำการฆ่าเชื้อโรคหรืออบแห้ง

2.1.1 จุดประสงค์การใช้งาน

2.1.1.1 เป็นเครื่องมือสำหรับสนับสนุนการรักษาพยาบาล

2.1.1.2 ใช้ฆ่าเชื้อเครื่องมือแพทย์ให้ปราศจากเชื้อด้วยความร้อน

2.1.2 หลักการทำงานของเครื่อง

การใช้ความร้อนเพื่อกำจัดเชื้อเป็นวิธีที่เก่าแก่ที่สุด ในปัจจุบันการใช้ความร้อน เพื่อวัตถุประสงค์นี้ก็ยังเป็นที่นิยม สำหรับความร้อนที่ทำลายจุลินทรีย์ได้นั้นมีทั้งความร้อนแบบชื้นและความร้อนแบบแห้ง สำหรับการทำความร้อนแบบชื้น เช่น การต้ม การนึ่ง ฯลฯ ไอน้ำที่เกิดขึ้นสามารถนำพาความร้อนแทรกซึมเข้าไปในจุลินทรีย์ได้รวดเร็ว ความร้อนแบบนี้จึงฆ่าเชื้อโรคได้ค่อนข้างเร็ว ส่วนความร้อนแบบแห้ง เช่น การเผา การอบ เป็นต้น เนื่องจากไม่มีไอน้ำช่วยนำพาความร้อน เวลาที่ใช้เพื่อการทำลายเชื้อจึงนานกว่า เพราะต้องรอเวลาให้ความร้อนซึมผ่านเข้าไปในเนื้อสาร เพื่อการทำลายเชื้อภายในด้วย อย่างไรก็ตาม ความร้อนแบบแห้งเหมาะกับผลิตภัณฑ์ที่ไอน้ำไม่สามารถเข้าถึง หรือจะเกิดการแยกตัวหรือสูญเสียคุณสมบัติเมื่อถูกความชื้น

2.1.3 กรรมวิธีสำคัญของการใช้ความร้อนเพื่อการทำให้ปราศจากเชื้อมีดังนี้

การใช้ความร้อนแบบชื้น

- การทำให้ปราศจากเชื้อโดยไอน้ำภายใต้ความดันเพิ่มมากกว่า 100°C

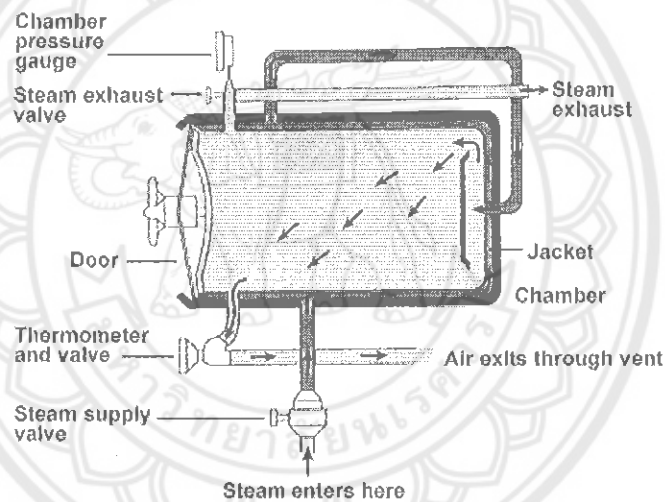
- การทำให้ปราศจากเชื้อโดยไอน้ำที่มีความดันปกติหรือต่ำกว่าหรือเท่ากับ 100°C

การใช้ความร้อนแบบแห้ง

- เป็นการฆ่าทำลายเชื้อโดยใช้ความร้อนแห้งจากเปลวไฟโดยตรง อุณหภูมิที่ใช้จะสูงกว่าและใช้เวลานานกว่าการใช้ความร้อนแบบชื้น

- เป็นการฆ่าทำลายเชื้อโดยใช้ความร้อนแห้งจากตู้อบ (Hot Air Oven) อุณหภูมิที่ใช้ในการทำให้ปราศจากเชื้อทั่วๆ ไป เช่น อุณหภูมิ 170°C ใช้เวลาอบ 60 นาที หรืออุณหภูมิ 160°C ใช้เวลาอบ 120 นาที หรือหรืออุณหภูมิ 100°C ใช้เวลาอบ 150 นาที เป็นต้น

การนำไอน้ำและความดันมาใช้ในการทำลายและฆ่าเชื้อโรค ให้กับเครื่องมือที่ใช้ในการผ่าตัดหรือใช้กับเครื่องมือบางชนิดในห้องวิทยาศาสตร์ ดังนั้น จึงมีการประดิษฐ์เครื่องมือที่เก็บไอน้ำและรักษาความดันไว้เพื่อใช้ในการอบนิ่งหรือทำลาย ฆ่าเชื้อโรค เรียกว่า เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรค (Autoclave)



รูปที่ 2.1 แสดงการทำงานของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรคแบบอัตโนมัติควบคุมโดยระบบอิเล็กทรอนิกส์ [3]

2.1.4 การทำงานของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรคแบบอัตโนมัติควบคุมโดยระบบอิเล็กทรอนิกส์

เมื่อเครื่องเริ่มทำงานไอน้ำจะไหลเข้าสู่ห้องนึ่ง (Chamber) อุณหภูมิและความดันภายในห้องนี้จะเพิ่มขึ้นสังเกตได้จากเกจวัดแรงดัน (Pressure Gauge) และเมื่ออุณหภูมิถึงจุดที่ตั้งไว้ตามโปรแกรมที่เราเลือกเครื่องก็จะเข้าสู่ขั้นตอนการ Sterilize ทำการฆ่าเชื้อตามเวลาที่กำหนด เมื่อสิ้นสุดเวลา Sterilize โปรแกรมของเครื่องก็จะเข้าสู่ขั้นตอนการอบแห้ง (ถ้ามี) ทำการอบแห้งของที่นึ่งและเป็นการลดแรงดันภายในห้องนึ่งให้เท่ากับบรรยากาศภายนอก เมื่อครบเวลาอบแห้งก็จะเสร็จสิ้นขบวนการนึ่ง นำของที่ผ่านการนึ่งฆ่าเชื้อออกไปใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 2.1

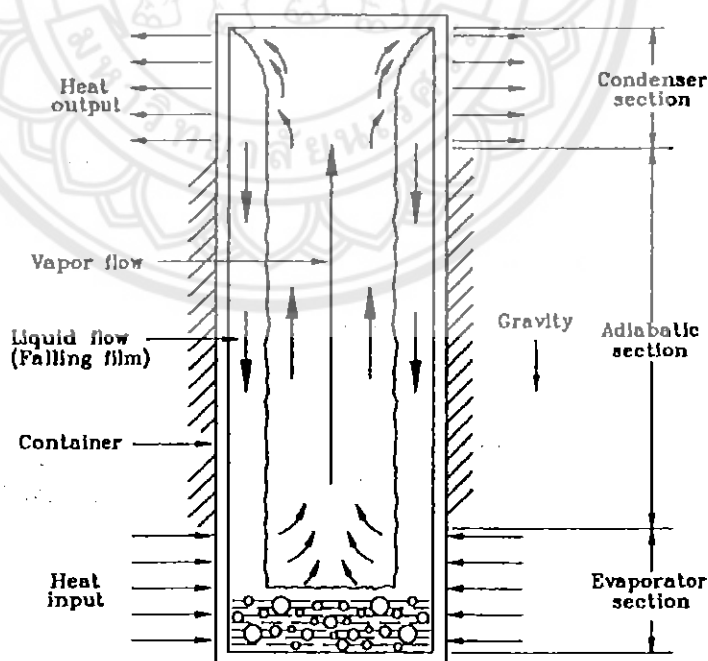
2.2 เทอร์โมไซฟอน [4]

2.2.1 ลักษณะของเทอร์โมไซฟอน

เทอร์โมไซฟอนคือท่อความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งเป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนที่มีความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนได้สูงมาก ประมาณ 100 เท่า เมื่อเทียบกับค่าการนำความร้อนของท่อทองแดงที่มีมิติเท่ากัน ท่อที่ใช้ทำจากท่อปลายปิดทั้งสองด้าน ภายในเป็นสุญญากาศบรรจุด้วยสารทำงาน (Working fluid) ใ้จำนวนหนึ่ง

2.2.2 โครงสร้างของเทอร์โมไซฟอน

เทอร์โมไซฟอนมีส่วนประกอบ 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator) ซึ่งเป็นส่วนที่รับความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อน ส่วนควบแน่น (Condenser) เป็นส่วนที่ระบายความร้อนออกจากสารทำงานไปสู่บรรยากาศ ส่วนกันความร้อน (Adiabatic) เป็นส่วนที่อุณหภูมิคงที่ ภายในท่อจะบรรจุสารทำงานปริมาณหนึ่งไว้ โดยสารทำงานจะเคลื่อนที่จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นเพื่อระบายความร้อนที่ส่วนนี้ ชนิดของสารทำงานขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่จะนำเทอร์โมไซฟอนไปใช้งาน ซึ่งโครงสร้างของเทอร์โมไซฟอนดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 ลักษณะการทำงานของเทอร์โมไซฟอน [4]

2.2.3 หลักการทำงานของเทอร์โมไซฟอน

การทำงานของเทอร์โมไซฟอนจะอาศัยหลักการของการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน เมื่อสารทำงานรับความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อน จะทำให้สารเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะกลายเป็นไอ ทำให้เคลื่อนที่ขึ้นไปตามท่อจนถึงส่วนควบแน่นและทำให้เกิดการระบายความร้อนระหว่างสารทำงานกับบรรยากาศภายนอก จนทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะกลับเป็นของเหลวอย่างเดิม และไหลกลับลงสู่ส่วนทำระเหยโดยแรงโน้มถ่วงของโลกเพื่อกลับไปรับความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อนอีกครั้งหนึ่งซึ่งถือว่าเป็นการทำงานแบบวัฏจักร

2.2.4 ข้อดีของเทอร์โมไซฟอน

1. ง่ายต่อการสร้าง
2. สามารถนำความร้อนสูง
3. สามารถถ่ายเทความร้อนได้เมื่อแหล่งรับและระบายความร้อนอยู่ห่างกัน
4. สามารถใช้เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนในบริเวณที่มีพื้นที่เล็กและแคบได้
5. ไม่ต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอกสำหรับใช้ในการทำงาน

2.2.5 อัตราการเติมสารทำงาน

ควรหลีกเลี่ยงการเติมสารทำงานที่มากเกินไป เพราะสารทำงานจะไปลดพื้นที่ในส่วนควบแน่น และทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง แต่ถ้าเติมสารทำงานไม่เพียงพอ จะเกิดการแห้ง (Dry out) ขึ้นที่ผิววนอกของส่วนทำระเหย อัตราการเติมสารทำงานแทนด้วยสัญลักษณ์ F เป็นสัดส่วนกับปริมาตรของๆเหลวในเทอร์โมไซฟอนที่ขณะยังไม่ได้ทำงาน (V_l) กับปริมาตรในส่วนทำระเหยคือ

$$F = V_l / A l_c \quad (1)$$

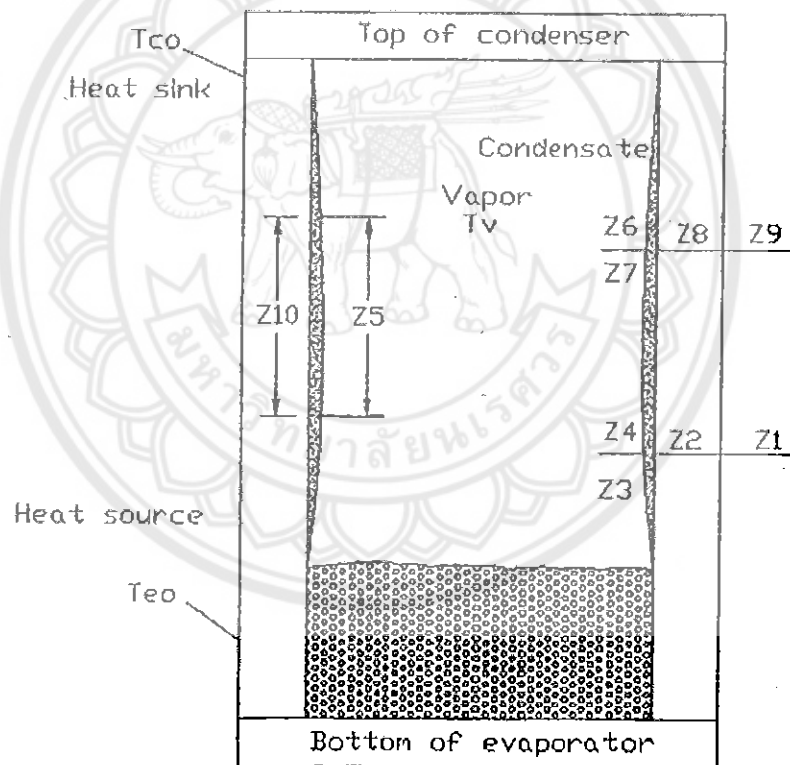
โดยที่	V_l	คือ ปริมาตรของของเหลวในเทอร์โมไซฟอนขณะยังไม่ได้ทำงาน, m^3
	A	คือ พื้นที่หน้าตัดภายในของเทอร์โมไซฟอนมีค่าเท่ากับ $\pi D_i^2 / 4$, m^2
	l_c	คือ ความยาวในส่วนทำระเหย, m
	D_i	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเทอร์โมไซฟอน, m

สำหรับเทอร์โมไซฟอนที่วางตัวอยู่ในแนวตั้ง โดยปกติจะเติมของเหลวมากกว่าครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหยเพื่อให้ความหนาฟิล์มมากกว่า 0.3 mm. ตลอดความยาวท่อ ซึ่งจะอยู่ในช่วง 40 % ถึง 60 % ของส่วนทำระเหยและ

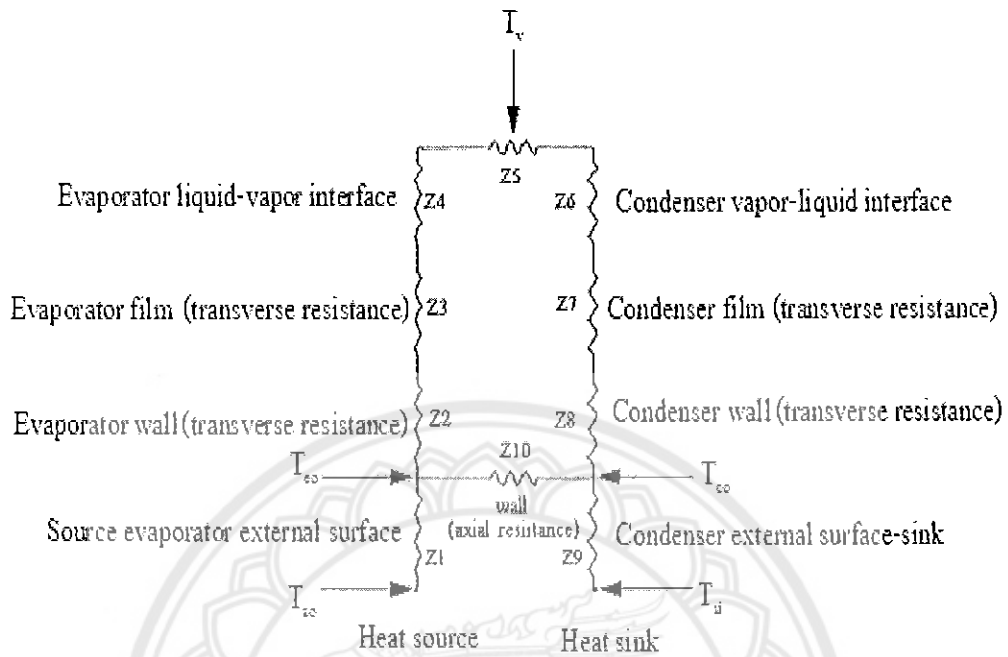
$$V_d \geq 0.001 D_o (l_e + l_a + l_c) \quad (2)$$

- เมื่อ D_o เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางกลางภายนอกของท่อเทอร์โมไซฟอน, m
 l_e เป็นความยาวในส่วนทำระเหย, m
 l_a เป็นความยาวในส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน, m
 l_c เป็นความยาวในส่วนควบแน่น, m

2.2.6 การถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน



รูปที่ 2.3 แสดงตำแหน่งค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด [4]



รูปที่ 2.4 วงจรความต้านทานการถ่ายเทความร้อนภายในเทอร์โมไซฟอน [4]

ความสัมพันธ์ของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (Q_{TS}) ค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z) และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนกับแหล่งระบายความร้อน ($\Delta T = T_{so} - T_{si}$) คือ

$$Q_{TS} = \Delta T / Z \tag{3}$$

โดยที่ T_{so} คือ อุณหภูมิแหล่งกำเนิดความร้อน, องศาเซลเซียส

T_{si} คือ อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน, องศาเซลเซียส

ค่าความต้านทานความร้อนรวมประกอบด้วยค่าความต้านทานต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 8 และ 9

Z_1 คือ ค่าความต้านทานความร้อนโดยการพาระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนและผิวด้านนอกของส่วนทำระเหย

Z_9 คือ ค่าความต้านทานความร้อนโดยการพาระหว่างผิวของส่วนควบแน่นกับแหล่งระบายความร้อน

ค่า Z_1 และ Z_9 หาได้จากสมการดังนี้

$$Z_1 = 1/(h_{co}S_{co}) \text{ และ } Z_9 = 1/(h_{co}S_{co}) \tag{4}$$

โดยที่ h_{co} คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาที่พื้นผิวของส่วนทำระเหย,
 $W / m^2 K$

S_{co} คือ พื้นที่ผิวของส่วนทำระเหย, m^2

h_{co} คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาที่พื้นผิวของส่วนควบแน่น,
 $W / m^2 K$

S_{co} คือ พื้นที่ผิวของส่วนควบแน่น, m^2

Z_2 คือ ค่าความต้านทานความร้อนโดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนทำระเหย

Z_8 คือ ค่าความต้านทานความร้อนโดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนควบแน่น

ค่า Z_2 และ Z_8 หาได้จากสมการดังนี้

$$Z_2 = \ln(D_o / D_i) / 2\pi_c \lambda_x \text{ และ } Z_8 = \ln(D_o / D_i) / 2\pi_c \lambda_x \quad (5)$$

โดยที่ D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเทอร์โมไซฟอน, m

D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเทอร์โมไซฟอน, m

λ_x คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W / m.K$

Z_3 คือ ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังเดือดในเทอร์โมไซฟอน

Z_7 คือ ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังควบแน่นในเทอร์โมไซฟอน

ค่า Z_3 และ Z_7 จะขึ้นอยู่กับสมบัติของของไหล ขนาดของเทอร์โมไซฟอน และอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

$$Z_{3f} = \frac{cQ^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \quad (6)$$

$$\text{โดยที่ } \phi_2 = (h_{fg} \lambda_l^3 \rho_l / \mu_l)^{4/3} \quad (7)$$

$$Z_{3p} = \frac{1}{\phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D l_e)^{0.6}} \quad (8)$$

โดยที่

$$\phi_3 = \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_p^{0.7}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left[\frac{P_v}{P_a} \right]^{0.23} \times 0.32 \quad (9)$$

โดยที่ ρ_l คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะของเหลว, kg/m^3

ρ_v คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะก๊าซ, kg/m^3

λ_l คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน, $W/m.K$

h_{fg} คือ ค่าความร้อนแฝงของสารทำงาน, J/kg

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำงาน, $J/kg.K$

μ_l คือ สัมประสิทธิ์ความหนืดของสารทำงาน, m^2/s

P_v คือ ความดันไอของสารทำงาน, Pa

P_a คือ ความดันของบรรยากาศ, Pa

ถ้า $Z_{3p} < Z_{3f}$ ให้ $Z_3 = Z_{3p}$

ถ้า $Z_{3p} > Z_{3f}$ คำนวณ Z_3 จากสมการ

$$Z_3 = Z_{3p} F + Z_{3f} (1 - F) \quad (10)$$

และ Z_7 สามารถหาได้ดังนี้

$$Re_f = \frac{4Q}{h_{fg} \mu_l \pi D_i} \quad (11)$$

ถ้า $50 < Re_f < 1300$ คำนวณ Z_7 จากสมการ

$$Z_7 = \frac{cQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \quad (12)$$

ถ้า $Re_f > 1300$ คำนวณ Z_7 จากสมการ

$$Z_7 = \frac{cQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \times 191 Re_f^{-0.733} \quad (13)$$

โดยที่ $c = 0.235$

Z_4 และ Z_6 เป็นความต้านทานความร้อนระหว่างหน้าสัมผัสไอกับผิวของของเหลวในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ตามลำดับ ซึ่งน้อยมาก ดังนั้นสามารถไม่นำมาพิจารณาได้

Z_5 เป็นความต้านทานความร้อนของ Pressure drop ระหว่างทางจากส่วนทำระเหยไปส่วนควบแน่น แต่มีค่าน้อยมาก ดังนั้นสามารถไม่นำมาพิจารณาได้

Z_{10} เป็นความต้านทานความร้อนในแนวแกนตามผนังท่อหาได้จาก

$$Z_{10} = (0.5l_c + l_a + 0.5l_c) / (A_x \lambda_x) \quad (14)$$

โดยที่ A_x เป็นพื้นที่หน้าตัดของผนังท่อ, m^2

สำหรับตำแหน่งการทำงานปกติ เมื่อส่วนทำระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น การนำความร้อนผ่านผนังตามแนวแกนท่อจะมีผลน้อยมากต่อสมรรถนะของเทอร์โมไซclone เนื่องจากการออกแบบเมื่อไม่พิจารณาการนำความร้อนในแนวแกน คือ

$$Z_{10} / (Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8) > 20 \quad (15)$$

ถ้าเป็นไปตามสมการ ค่าความต้านทานความร้อนรวม คือ

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8 + Z_9 \quad (16)$$

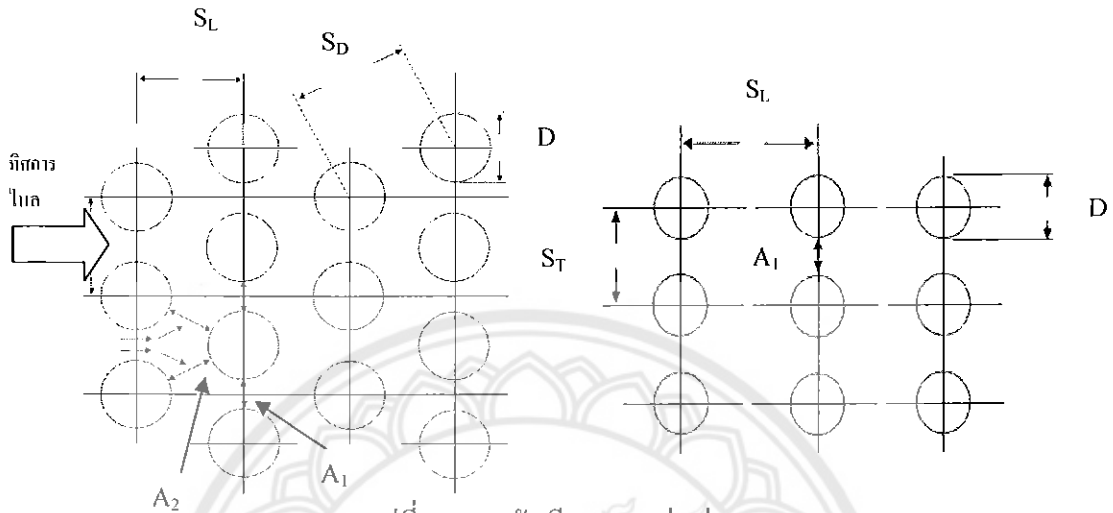
ถ้าไม่เป็นไปตามสมการ ค่าความต้านทานความร้อนรวม คือ

$$Z = Z_1 + [(Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8)^{-1} + (1/Z_{10})]^{-1} + Z_9 \quad (17)$$

2.3 การไหลขวางกลุ่มท่อ [5]

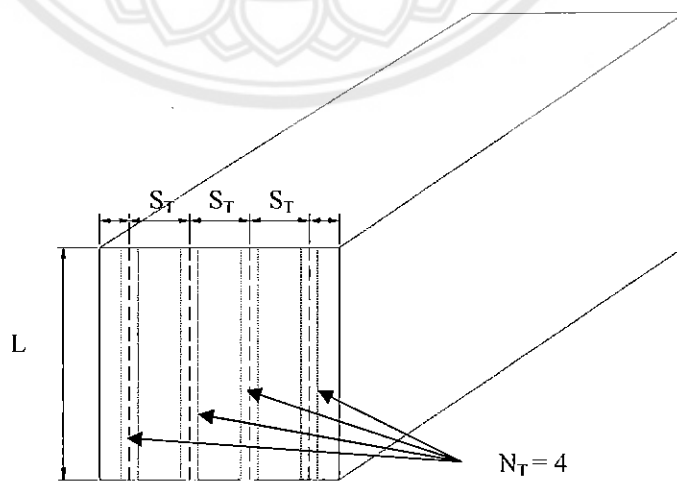
ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลในท่อ และของไหลภายนอกท่อ กลุ่มท่อที่ใช้จะแบ่งเป็นการจัดเรียงแนวตรงกันและการจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.5 จากการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแต่ละแถวที่ของ

ไหลไหลผ่านนั้นค่าไม่เท่ากัน ระดับความปั่นป่วนจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆในแถวต่างๆ ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในแถวต่างๆจึงมีค่ามากกว่า



รูปที่ 2.5 การจัดเรียงของกลุ่มท่อ [5]

การกำหนดลำดับแถวของกลุ่มท่อพิจารณาตามแนวทิศทางการไหล โดยจำนวนแถวแนวตั้ง (N_T) วัดจากจำนวนแถวที่มีทิศตั้งฉากกับการไหล จำนวนแถวแนวนอน (N_L) วัดจากจำนวนแถวตามทิศการไหล ระยะพิตช์ตามยาว (S_L) วัดตามแนวทิศการไหล ระยะพิตช์ตามขวาง (S_T) วัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล และระยะพิตช์ตามแนวทแยงมุม (S_D) เป็นระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวแถวที่ประกอบด้วยท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน



รูปที่ 2.6 แสดงพื้นที่หน้าตัดของการไหล

เราสามารถหาความเร็วของของไหลได้จาก

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (18)$$

โดยที่ $A = N_T \times S_T \times L \quad (19)$

ตัวเลขเรย์โนลด์ส์สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อ नियามจาก

$$Re_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} = \frac{G_{\max} D}{\mu} \quad (20)$$

V_{\max} พิจารณามบนพื้นที่การไหลอิสระต่ำสุด (minimum free-flow area, A_{\min}) ซึ่งพิจารณาบนพื้นที่อิสระแนวขวาง (A_1) ดังแสดงในรูปที่ 11 (a) หรือแนวทแยง (A_2) ดังแสดงในรูปที่ 11(b)

\dot{m}_{tot} คือ อัตราการไหลโดยมวลทั้งหมด มีหน่วยเป็น kg/s

สำหรับท่อจัดเรียงแนวตรงกันและท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน และ V_{\max} เกิดบนระนาบของ A_1 ใช้สมการ

$$V_{\max} = \left(\frac{S_T}{S_{T-D}} \right) V \quad (21)$$

สำหรับท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกันอาจมี V_{\max} เกิดบนระนาบ A_2 ก็ได้ถ้า $S_D < (S_T + D)/2$ และจะใช้สมการ

$$V_{\max} = \left(\frac{S_T}{S_D - D} \right) \frac{V}{2} \quad (22)$$

2.3.1 การพาความร้อนบนวัตถุรูปทรงกระบอก

สหสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยสำหรับการไหลขวางทั่วในทิศตั้งฉากกับแนวแกนวัตถุรูปทรงกระบอกที่มีอุณหภูมิผิวคงที่สำหรับของเหลวและก๊าซอยู่ในรูปของ

$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (23)$$

ถ้า $Pr \leq 10$ ให้ใช้ $n = 0.37$ และถ้า $Pr > 10$ ให้ใช้ $n = 0.36$
 ส่วน C และ m พิจารณาจากตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ C และ m สำหรับสมการที่ 23 [5]

Re_D	C	m
1 - 40	0.75	0.40
40 - 1×10^3	0.51	0.50
1×10^3 - 2×10^5	0.26	0.60
2×10^5 - 1×10^6	0.076	0.70

2.3. การพาความร้อนในกลมท่อ

จากความสัมพันธ์ของซุเคลส์คาสในรูปของ

$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} = A Re_D^n Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (24)$$

สำหรับ จำนวนแลวในทิศทางการไหล $N_{Lr} \geq 20$
 $0.7 < Pr < 500$
 $10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$

สมการที่ 24 สามารถใช้ได้ทั้งของเหลวและก๊าซ สำหรับก๊าซนั้น $(Pr/Pr_s) = 1.0$ และพิจารณาสมบัติทุกตัวในสมการที่อุณหภูมิฟิล์ม $T_f = (T_s + T_\infty)/2$ สำหรับของเหลว นั้นพิจารณาสมบัติทุกตัวในสมการที่อุณหภูมิเฉลี่ย $T_{fm} = (T_{mi} + T_{mo})/2$ ยกเว้น Pr_s พิจารณาที่อุณหภูมิผิวท่อ T_s

สำหรับค่าคงที่ A และ n ในสมการที่ 24 พิจารณาได้จากตาราง

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ A และ n สำหรับสมการที่ 24 [5]

แบบการจัดเรียงของกลุ่มท่อ	A	n
1)ท่อจัดเรียงแนวตรงกัน		
$10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$	0.27	0.63
$2 \times 10^5 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.021	0.84
2)ท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน		
$10^3 < Re_D < 2 \times 10^5, \left(\frac{S_T}{S_L} > 2\right)$	0.40	0.60
$10^3 < Re_D < 2 \times 10^5, \left(\frac{S_T}{S_L} < 2\right)$	$0.35 (S_T / S_L)^{0.2}$	0.60
$2 \times 10^5 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.022	0.84

กรณีจำนวนแถวตามทิศทางไหลที่ออกแบบ $N_L < 10$ จะมีการแก้ค่าสมการ

$$\frac{(Nu_m)_{N_L < 10}}{(Nu_m)_{eq(24)}} = \left(\frac{N_L}{10}\right)^{0.18} \quad (25)$$

2.3.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อสู่ของไหลผ่านกลุ่มท่อ

กำหนดให้อุณหภูมิผิวท่อคงที่ T_s ของไหลไหลเข้ากลุ่มท่อที่อุณหภูมิ $T_{\infty 1}$ และออกที่อุณหภูมิ $T_{\infty 2}$ จากสมดุลของพลังงาน (จำนวนท่อทั้งหมดในกลุ่มท่อ = N ท่อ, ท่อยาว L) อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างท่อกับของไหล

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{tot} Cp(T_{\infty 2} - T_{\infty 1}) = h_m N \pi D L \Delta T_{lm} \quad (26)$$

โดยที่
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{\infty 1}) - (T_s - T_{\infty 2})}{\ln[(T_s - T_{\infty 1}) / (T_s - T_{\infty 2})]} \quad (27)$$

ในที่นี้
$$\dot{m}_{tot} = A_{\infty} V \rho = N_T S_T L V \rho \quad \text{ดังนั้น}$$

$$\frac{T_s - T_{\infty 2}}{T_s - T_{\infty 1}} = \exp\left(-\frac{\pi D N h_m}{\rho V N_T S_T Cp}\right) \quad (28)$$

โดยที่ N_T คือจำนวนท่อใน 1 แถว และจำนวนท่อทั้งหมด $N = N_T N_L$

2.3.4 ประสิทธิภาพของกลุ่มท่อ

สำหรับประสิทธิภาพของกลุ่มท่อ สามารถหาได้จากสมการ

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{Q}{(\dot{m} C_p)_{min} \Delta T} \quad (29)$$

โดย $(\dot{m} C_p)_{min}$ คือ $\dot{m} \times C_p$ ของของไหลระหว่างส่วนควบแน่นกับส่วนทำระเหยที่มีค่าน้อยที่สุด

ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้ากับน้ำเย็นขาเข้า



บทที่ 3

วิธีดำเนินงาน

3.1 การรวบรวมข้อมูล

การรวบรวมข้อมูล เป็นการศึกษาเกี่ยวกับทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับระบบที่ใช้เทอร์โมไซฟอน จากแหล่งข้อมูลต่างๆ เช่น บทความ วารสาร หนังสือ เป็นต้น แล้วนำข้อมูลที่ได้มาจัดบันทึกเพื่อใช้ประโยชน์ต่อไป ซึ่งสามารถแสดงเป็นข้อๆ ได้ดังนี้

3.1.1 เครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรค (Automatic Autoclave) ประกอบด้วย

3.1.1.1 จุดประสงค์การใช้งาน

3.1.1.2 หลักการทำงานของเครื่อง

3.1.1.3 กรรมวิธีสำคัญของการใช้ความร้อนเพื่อการทำให้ปราศจากเชื้อ

3.1.1.4 การทำงานของเครื่องนึ่งฆ่าเชื้อโรคแบบอัตโนมัติควบคุมโดย

ระบบอิเล็กทรอนิกส์

3.1.2 เทอร์โมไซฟอน ประกอบด้วย

3.1.2.1 ลักษณะของเทอร์โมไซฟอน

3.1.2.2 โครงสร้างของเทอร์โมไซฟอน

3.1.2.3 หลักการทำงานของเทอร์โมไซฟอน

3.1.2.4 ข้อดีของเทอร์โมไซฟอน

3.1.2.5 อัตราการเดินสารทำงาน

3.1.2.6 การถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน

3.1.3 การไหลขวางกลุ่มท่อ ประกอบด้วย

3.1.3.1 ทฤษฎีการไหลขวางกลุ่มท่อ

3.1.3.2 การพาความร้อนบนวัตถุรูปทรงกระบอก

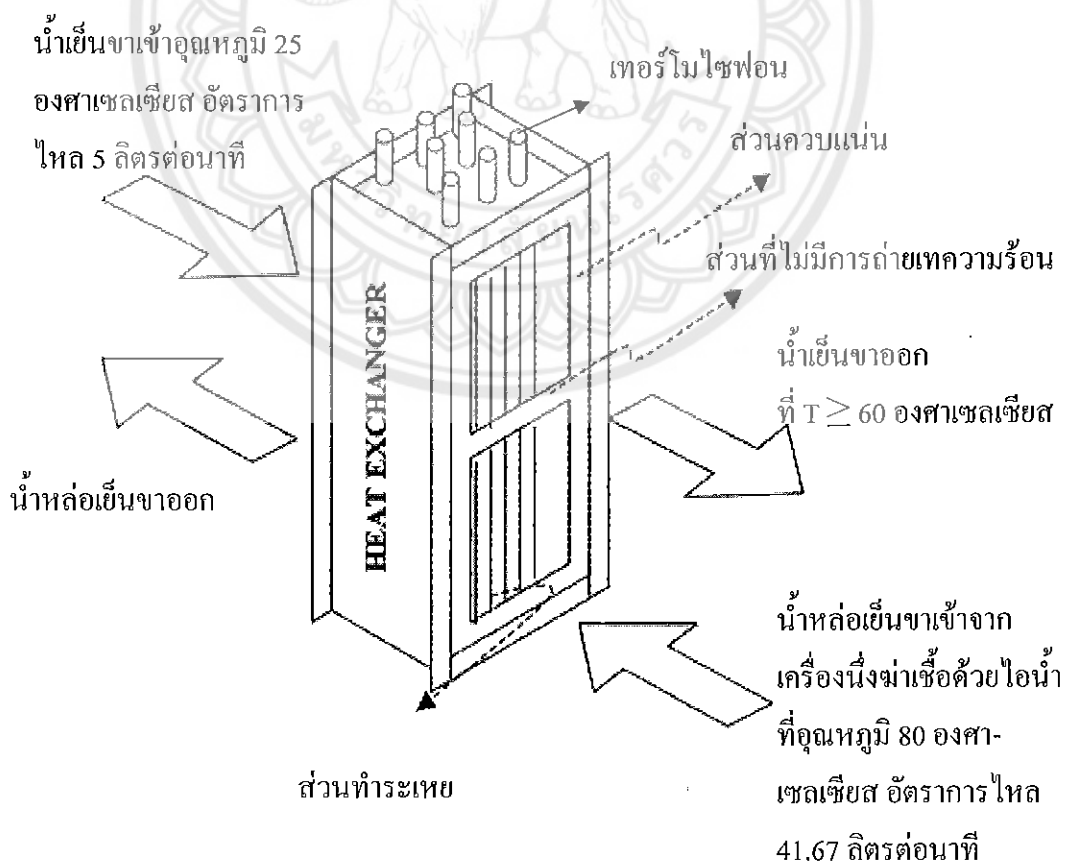
3.1.3.3 การพาความร้อนในกลุ่มท่อ

3.1.3.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อสู่ของไหลผ่านกลุ่มท่อ

3.1.3.5 ประสิทธิภาพของกลุ่มท่อ

3.2 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

หลักการการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนจะมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.1 คือ เมื่อหลังจากที่เครื่องนิ่งมาเชื้อโรคทำงานจะมีน้ำหล่อเย็นซึ่งมีอุณหภูมิสูงอยู่ที่ประมาณ 80 - 100 องศาเซลเซียส ความร้อนจากน้ำหล่อเย็นดังกล่าวจะผ่านท่อเทอร์โมไซฟอนที่ส่วนทำระเหย ทำให้ท่อเทอร์โมไซฟอนส่วนทำระเหยมีอุณหภูมิสูงขึ้น สารทำงานภายในส่วนทำระเหยเมื่อมีอุณหภูมิสูงขึ้นก็จะเดือดและระเหยเป็นไอแล้วลอยขึ้นไปส่วนควบแน่นของเทอร์โมไซฟอนซึ่งสัมผัสกับน้ำจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์หรือน้ำธรรมดา โดยกำหนดให้อุณหภูมิน้ำในส่วนนี้เท่ากับ 25 องศาเซลเซียส ไอของสารทำงานจะควบแน่นที่ส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนและเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่ผิวของท่อเทอร์โมไซฟอน โดยกำหนดให้น้ำที่ออกมามีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 60 องศาเซลเซียส จากนั้นสารทำงานก็จะควบแน่นไหลลงตามผนังท่อเทอร์โมไซฟอนด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ลงสู่ส่วนทำระเหยเพื่อไปรับความร้อนจากน้ำหล่อเย็นอีกครั้ง



รูปที่ 3.1 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.3 เงื่อนไขเริ่มต้นในการออกแบบ

เนื่องจากการทำงานจริงของระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนมีปัจจัยหลายอย่างที่เกี่ยวข้อง ดังนั้นเพื่อให้เกิดความสะดวกและง่าย จึงกำหนดเงื่อนไขต่างๆดังต่อไปนี้

3.3.1 น้ำร้อนที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้องมีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 60 องศาเซลเซียส

3.3.2 อัตราการไหลของน้ำในส่วนทำระเหย 41.67 ลิตรต่อวินาที เนื่องจากน้ำหล่อเย็นอุณหภูมิสูงจากเครื่องนิ่งมาเชื่อมด้วยไอน้ำที่ทิ้งเท่ากับ 25,000 ลิตรต่อวัน

3.3.3 อัตราการไหลของน้ำในส่วนควบแน่น 5 ลิตรต่อวินาที เนื่องจากความต้องการน้ำร้อนที่นำมาใช้งานเท่ากับ 3,000 ลิตรต่อวัน

3.3.4 อุณหภูมิน้ำขาเข้าส่วนทำระเหย 80 องศาเซลเซียส (จากอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นขาออกของเครื่องนิ่งมาเชื่อมด้วยไอน้ำ)

3.3.5 อุณหภูมิน้ำขาเข้าส่วนควบแน่น 25 องศาเซลเซียส (อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำทั่วไป)

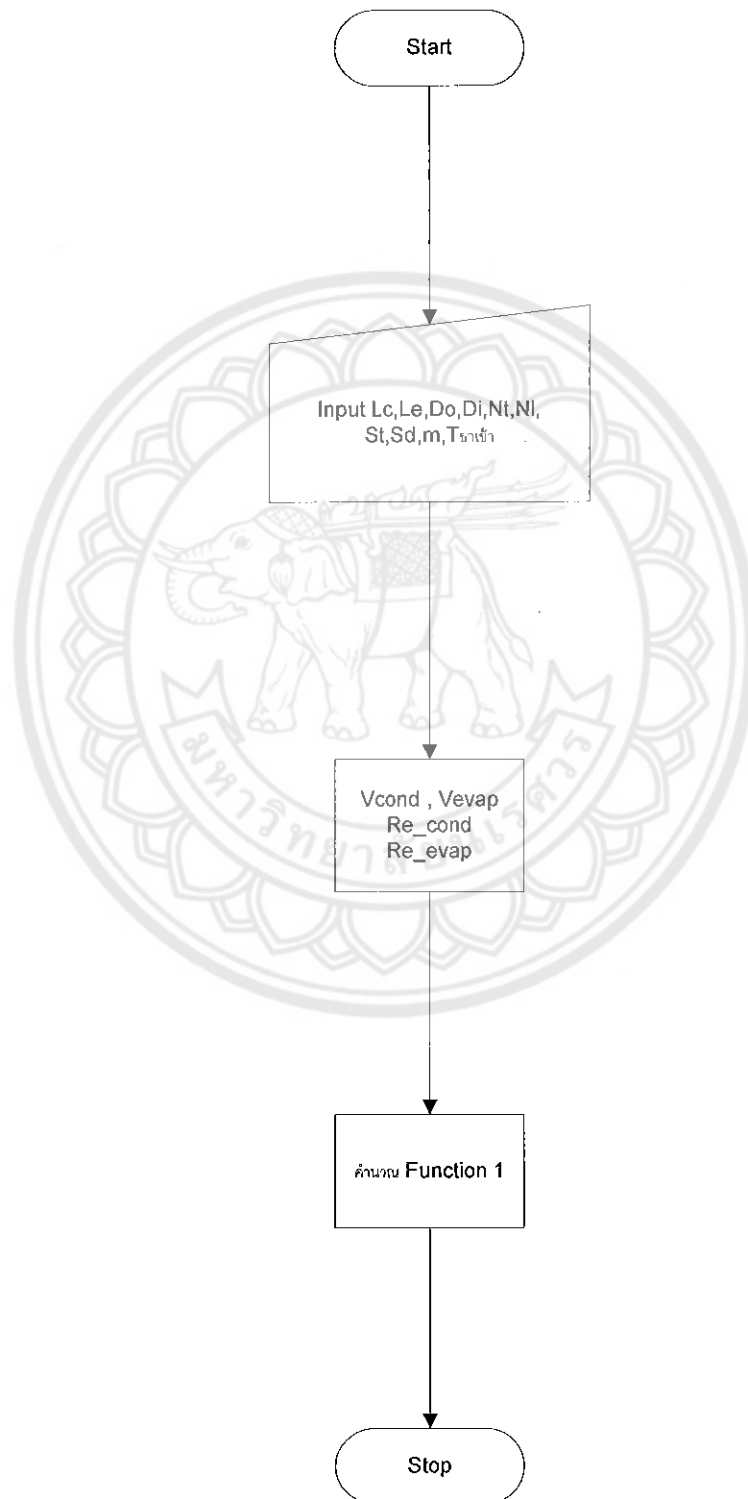
3.3.6 เทอร์โมไซฟอนใช้ท่อท่อสแตนเลส วางตัวในแนวตั้ง สารทำงานที่ใช้เป็น R-134a อัตราการเติมอยู่ที่ 50% ของความยาวส่วนทำระเหย ความยาวรวมของท่อเทอร์โมไซฟอนแต่ละท่อคือ 1 เมตร

3.3.7 ความยาวในส่วนที่ไม่มีถ่ายเทความร้อนคือ 5 เซนติเมตร

3.3.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัดเรียงแบบแนวหลั่มกันเพราะจะทำให้เกิดความปั่นป่วนในของไหลมาก ซึ่งส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

3.4 ลำดับขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม

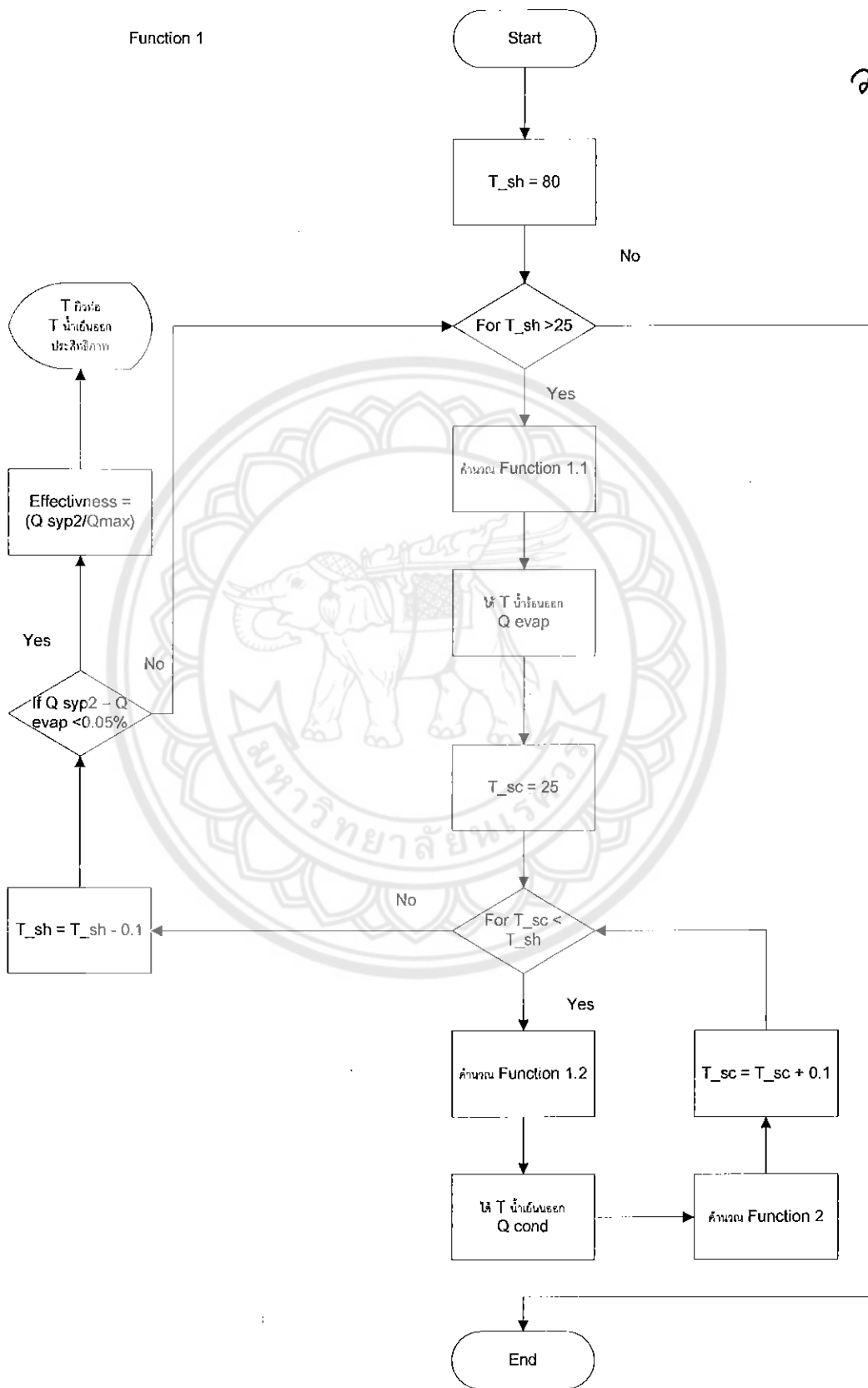
อ้างอิงลำดับสัญลักษณ์ในโปรแกรมดังแสดงในภาคผนวก ก.



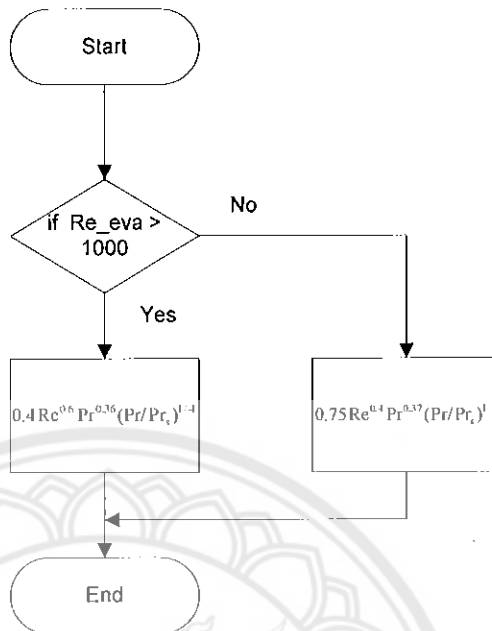
1 494 6224

ร/ร.

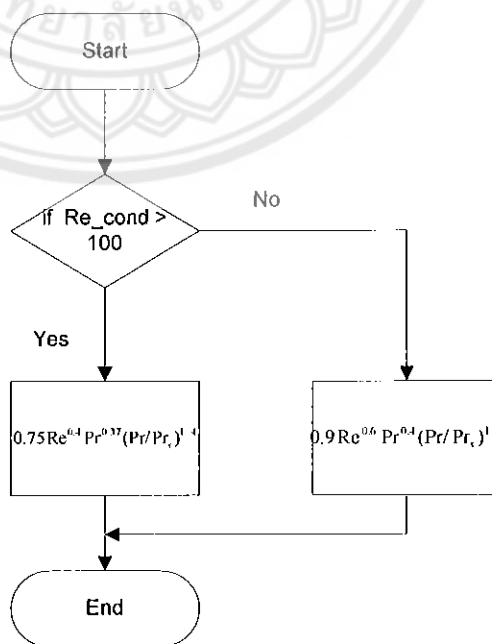
จ 4267
2551



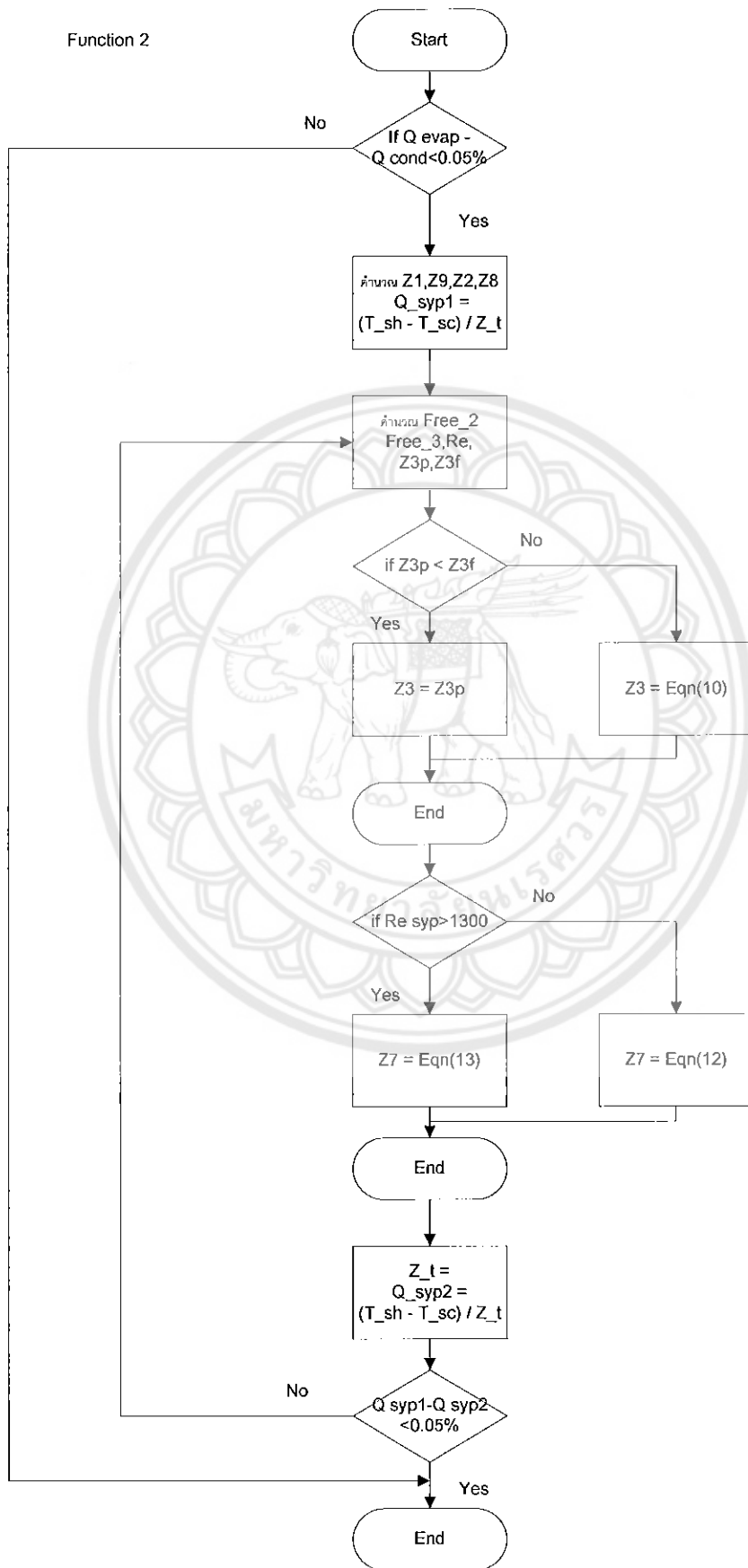
Function 1.1



Function 1.2



Function 2



3.5 การวิเคราะห์ผลของตัวแปร

หลังจากการทดสอบและปรับปรุงแก้ไขจนโปรแกรมเสร็จสมบูรณ์ จึงทำการประมวลผลโปรแกรมเพื่อศึกษาผลของตัวแปรต่างๆดังต่อไปนี้

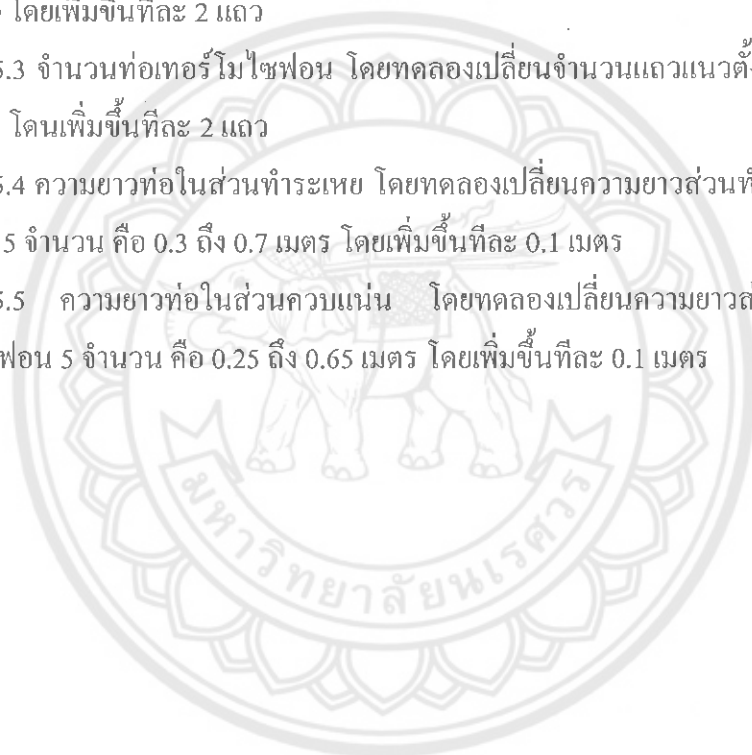
3.5.1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเทอร์โมไซฟอน โดยการทดลองเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเทอร์โมไซฟอน 3 ขนาด คือ 6/8 นิ้ว, 1 นิ้ว, 1 ¼ นิ้ว

3.5.2 จำนวนท่อเทอร์โมไซฟอน โดยทดลองเปลี่ยนจำนวนแถวแนวนอนทั้งหมด 9 จำนวน คือ 4 ถึง 20 โดยเพิ่มขึ้นทีละ 2 แถว

3.5.3 จำนวนท่อเทอร์โมไซฟอน โดยทดลองเปลี่ยนจำนวนแถวแนวตั้งทั้งหมด 13 จำนวน คือ 2 ถึง 26 โคนเพิ่มขึ้นทีละ 2 แถว

3.5.4 ความยาวท่อในส่วนทำระเหย โดยทดลองเปลี่ยนความยาวส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอน 5 จำนวน คือ 0.3 ถึง 0.7 เมตร โดยเพิ่มขึ้นทีละ 0.1 เมตร

3.5.5 ความยาวท่อในส่วนควบแน่น โดยทดลองเปลี่ยนความยาวส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน 5 จำนวน คือ 0.25 ถึง 0.65 เมตร โดยเพิ่มขึ้นทีละ 0.1 เมตร



บทที่ 4

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

จากการสร้างแบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน โดยใช้โปรแกรม MATLAB และได้ใช้โปรแกรมคำนวณ โดยเปลี่ยนตัวแปรที่จะศึกษาดังต่อไปนี้ คือ

1. วิเคราะห์หาขนาดความยาวส่วนทำระเหยและความยาวส่วนควบแน่นที่ดีที่สุด ที่ทำให้ อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกได้ตามที่ต้องการที่ 60 องศาเซลเซียสและมีประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อน สูงสุด โดยทำการทดลองทั้งหมด 5 คู่ความยาว ดังแสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 แสดงค่าความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

ความยาวส่วนทำระเหย (เมตร)	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
ความยาวส่วนควบแน่น (เมตร)	0.65	0.55	0.45	0.35	0.25

2. วิเคราะห์ผลจากการเปลี่ยนจำนวนท่อในแถวแนวนอนและแถวแนวตั้ง โดยการทดลอง เปลี่ยนจำนวนแถวแนวตั้งทั้งหมด 13 จำนวน คือ 2 ถึง 26 โดยเพิ่มขึ้นทีละ 2 แถว และจำนวนแถว แนวนอนทั้งหมด 9 จำนวน คือ 4 ถึง 20 โดยเพิ่มขึ้นทีละ 2 แถว

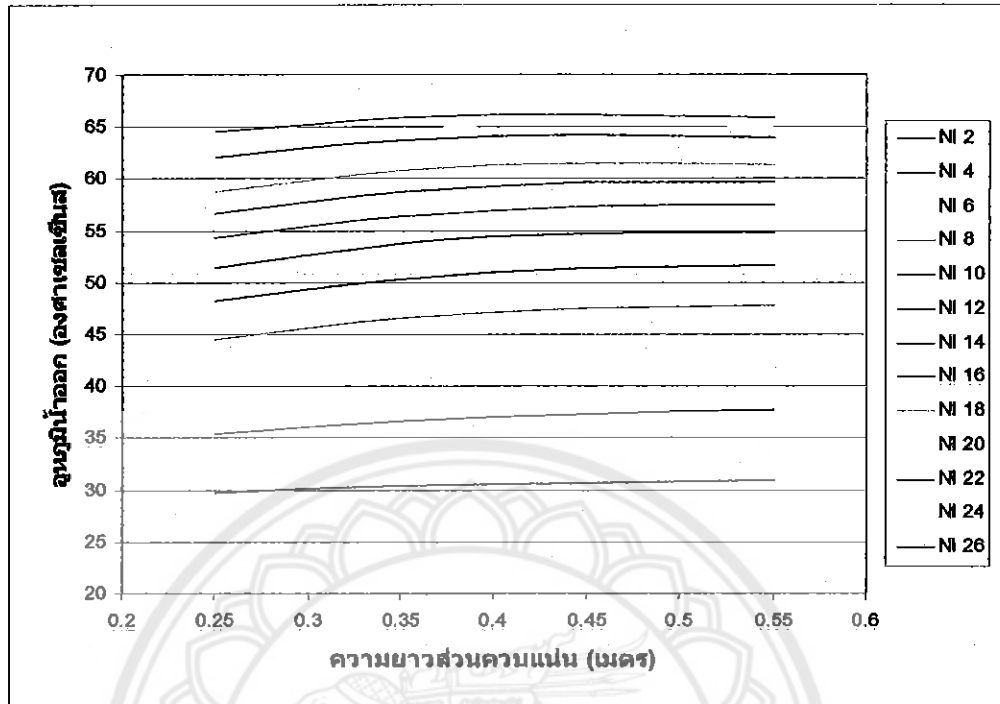
3. วิเคราะห์หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ดีที่สุดของท่อเทอร์โมไซฟอน โดยการทดลอง เปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเทอร์โมไซฟอน 3 ขนาด คือ $\frac{6}{8}$ นิ้ว , 1 นิ้ว , $1 \frac{1}{4}$ นิ้ว

4. วิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ โดยวิเคราะห์หาค่าใช้จ่ายในการลงทุนรวมของท่อเทอร์โมไซ ฟอนและสารทำงาน

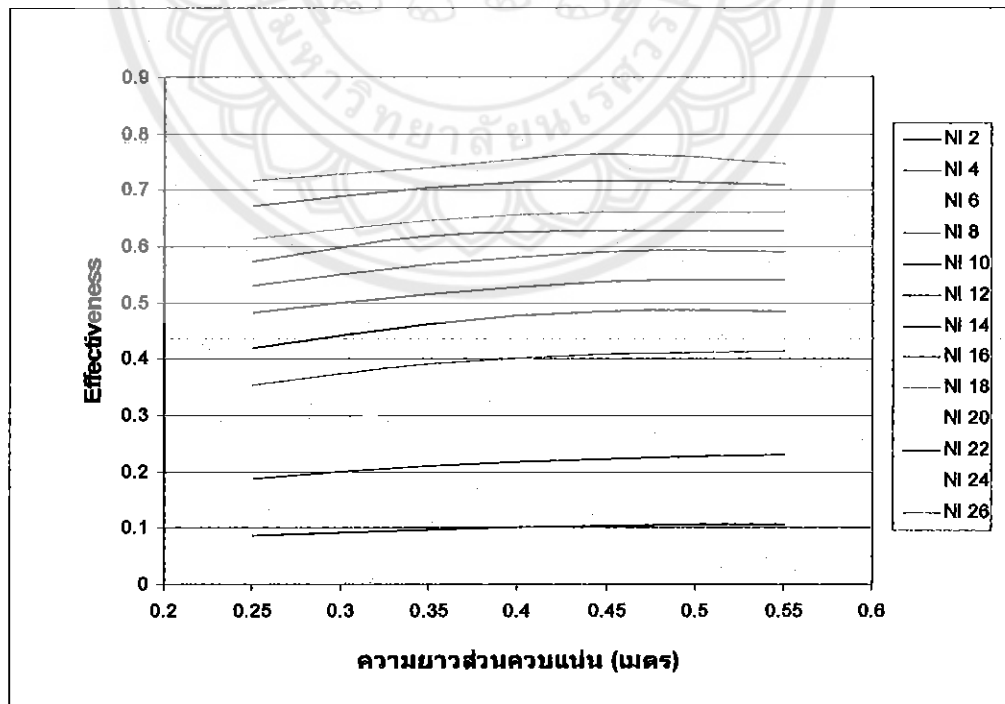
ผลการทดลองแสดงในกราฟต่อไปนี้

4.1 วิเคราะห์หาความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นที่ดีที่สุด

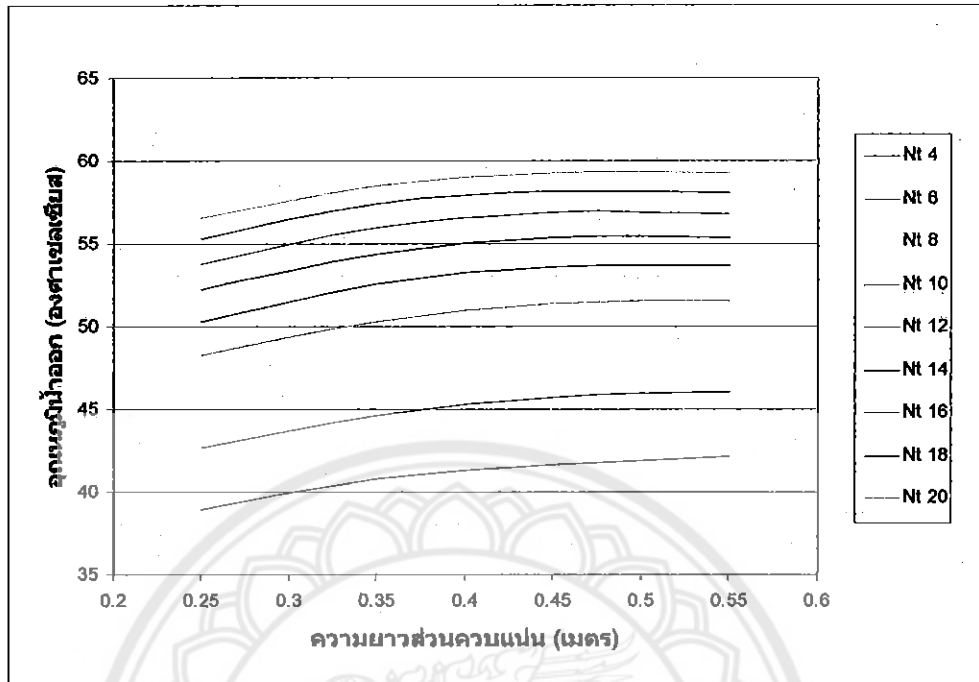
การวิเคราะห์หาความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นที่ดีที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 4.1 และ รูปที่ 4.2 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงผลของความยาวส่วนควบแน่นที่สัมพันธ์กับความยาวส่วนทำ ระเหยที่มีผลต่ออุณหภูมิน้ำเย็นขาออก และค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ณ จำนวนแถวแนวนอน และจำนวนแถวแนวตั้งต่างๆ



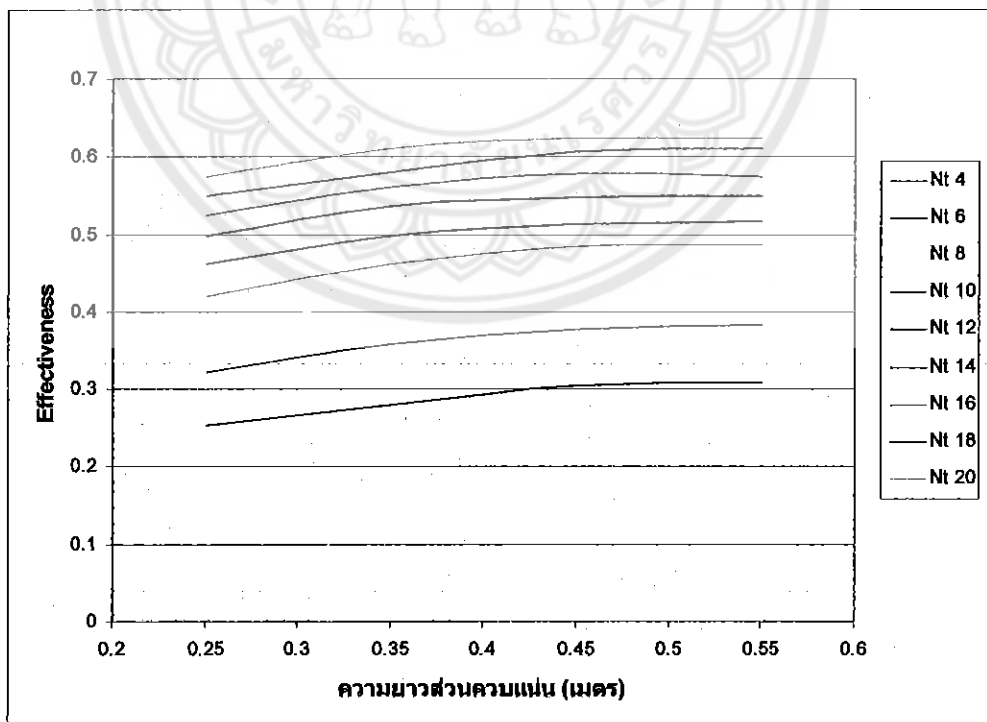
รูปที่ 4.1ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออก ที่จำนวนแถวแนวนอนเท่ากับ 10 แถว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว



รูปที่ 4.1ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับประสิทธิภาพของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนแถวแนวนอนเท่ากับ 10 แถว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว



รูปที่ 4.2ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออก ที่จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 10 แถว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว



รูปที่ 4.2ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 10 แถว เส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 6/8 นิ้ว

จากรูปที่ 4.1ก เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกพบว่า ในช่วงความยาวส่วนควบแน่นที่ 0.25-0.45 เมตร ถ้าความยาวส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยแต่หลังจากที่ความยาวส่วนควบแน่นผ่าน 0.45 เมตร แนวโน้มอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกจะเข้าสู่ค่าคงที่ และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแฉวนแนวตั้งก็จะมีแนวโน้มแบบเดียวกัน

จากรูปที่ 4.1ข เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า ถ้าความยาวส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยมีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับรูปที่ 4.1ก และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแฉวนแนวตั้งก็จะมีแนวโน้มแบบเดียวกัน

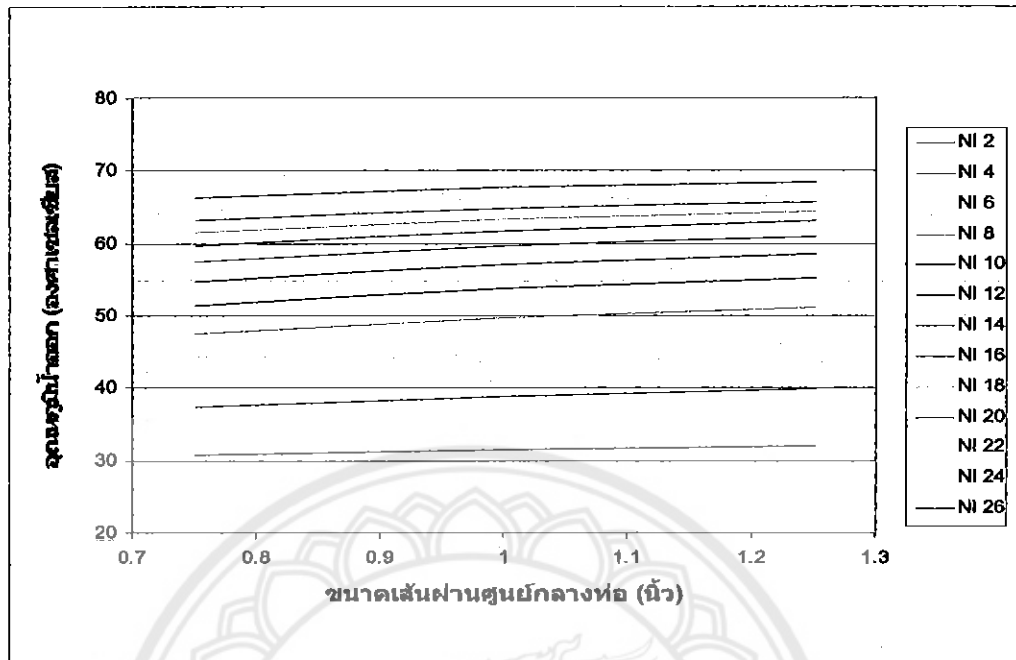
จากรูปที่ 4.2ก เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกพบว่า ในช่วงความยาวส่วนควบแน่นที่ 0.25-0.45 เมตร ถ้าความยาวส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยแต่หลังจากที่ความยาวส่วนควบแน่นผ่าน 0.45 เมตร แนวโน้มอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกจะเข้าสู่ค่าคงที่ และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแฉวนแนวนอนก็จะมีแนวโน้มแบบเดียวกัน

จากรูปที่ 4.2ข เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความยาวส่วนควบแน่นกับประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า ถ้าความยาวส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยโดยแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับรูปที่ 4.2ก และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแฉวนแนวนอนก็จะมีแนวโน้มแบบเดียวกัน

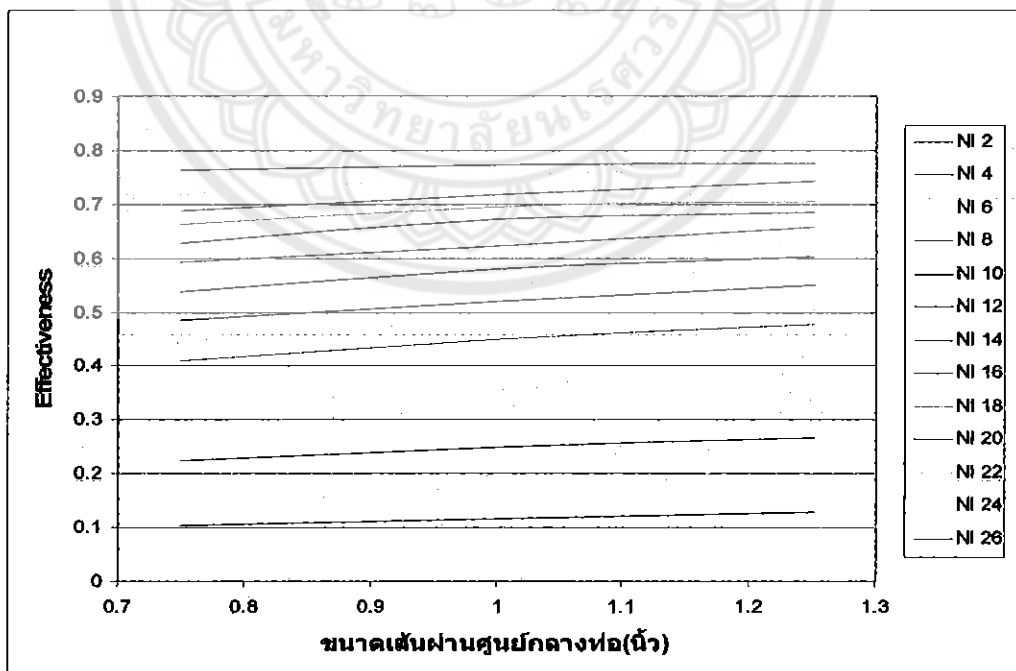
ดังนั้นความยาวส่วนควบแน่นที่เหมาะสมคือ 0.45 เมตร และความยาวส่วนทำระเหยที่เหมาะสมคือ 0.5 เมตร และจากการวิเคราะห์ผลทั้งหมดพบว่าทุกๆเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและทุกค่าของแฉวนแนวตั้งและแฉวนแนวนอน จะให้ผลออกมาเหมือนกัน

4.2 วิเคราะห์หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมที่สุด

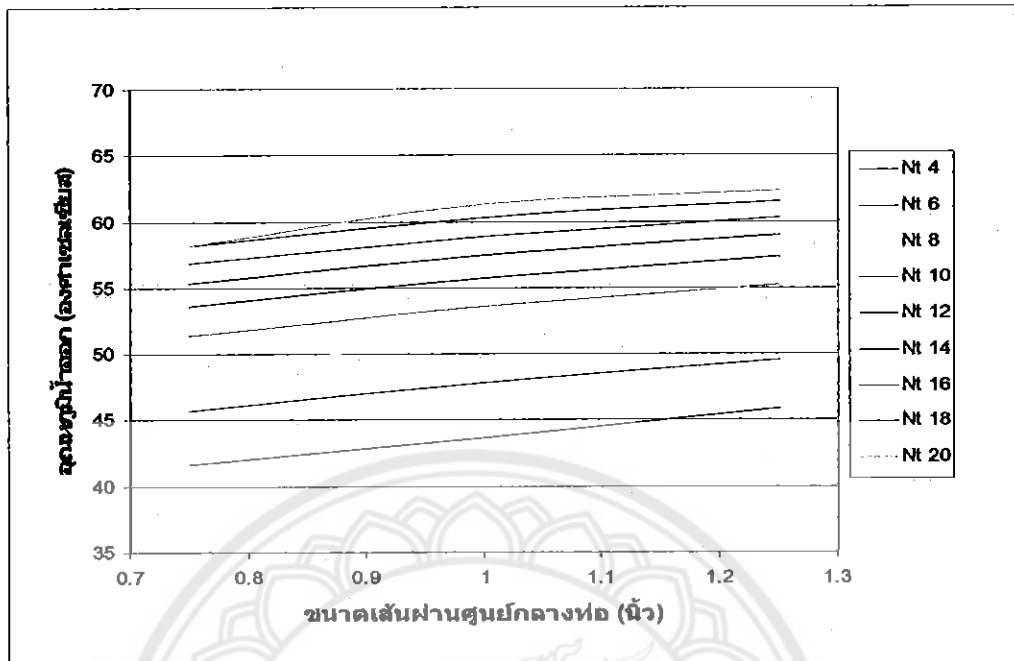
การวิเคราะห์หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมที่สุด ดังแสดงในกราฟรูปที่ 4.3 และ กราฟรูปที่ 4.4 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงผลของเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีผลต่ออุณหภูมิน้ำเย็นขาออกและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ณ จำนวนแฉวนแนวนอนและจำนวนแฉวนแนวตั้งต่างๆ ที่ความยาวส่วนควบแน่น 0.45 เมตร และความยาวส่วนทำระเหย 0.5 เมตร



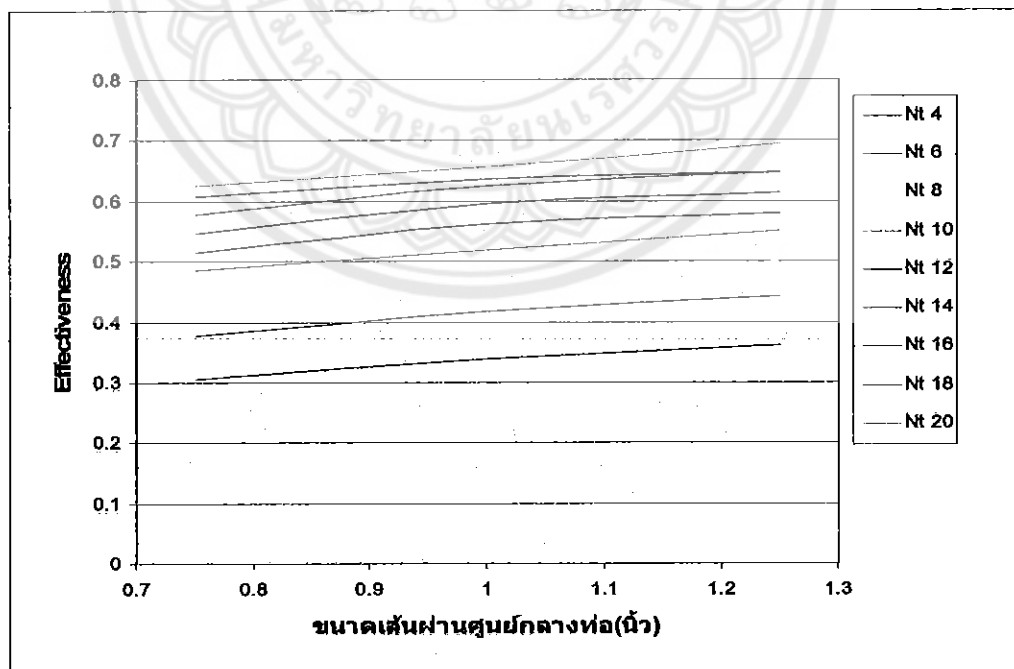
รูปที่ 4.3ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่
จำนวนแวนวนอน เท่ากับ 10 แวน ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ
ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร



รูปที่ 4.3ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกับประสิทธิผลที่จำนวนแวน
แวนวนอน เท่ากับ 10 แวน ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ
ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร



รูปที่ 4.4ก แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่จำนวนแฉวนแฉวนตั้ง เท่ากับ 10 แฉวน ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร



รูปที่ 4.4ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกับประสิทธิผลที่จำนวนแฉวนแฉวนตั้ง เท่ากับ 10 แฉวน ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร

จากรูปที่ 4.3ก เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 0.5 และความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.45 เมตร พบว่า ถ้าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของน้ำเย็นขาออกมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยไม่เกิน 5 องศาเซลเซียส ที่เส้นผ่านศูนย์กลาง $\frac{6}{8}$ นิ้ว, 1 นิ้ว, $1\frac{1}{4}$ นิ้ว ถึงจะมีการเปลี่ยนแปลงจำนวนแถวแนวตั้งซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเพิ่มขึ้นแต่แนวโน้มของความสัมพันธ์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกยังคงเป็นเหมือนเดิม

จากรูปที่ 4.3ข เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 0.5 และความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.45 เมตร พบว่า ถ้าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นด้วย โดยที่เส้นแนวโน้มมีทิศทางเดียวกับรูปที่ 4.3ก และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแถวแนวตั้งก็มีแนวโน้มแบบเดียวกัน

จากรูปที่ 4.4ก เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 0.5 และความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.45 เมตร พบว่า ถ้าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของน้ำเย็นขาออกมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยที่เส้นผ่านศูนย์กลาง $\frac{6}{8}$ นิ้ว, 1 นิ้ว, $1\frac{1}{4}$ นิ้ว ถึงจะมีการเปลี่ยนแปลงจำนวนแถวแนวนอนซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเพิ่มขึ้นแต่แนวโน้มของความสัมพันธ์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกยังคงเป็นเหมือนเดิม

จากรูปที่ 4.4ข เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 0.5 และความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.45 เมตร พบว่า ถ้าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นด้วย โดยที่เส้นแนวโน้มมีทิศทางเดียวกับรูปที่ 4.4ก และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแถวแนวนอนก็มีแนวโน้มแบบเดียวกัน

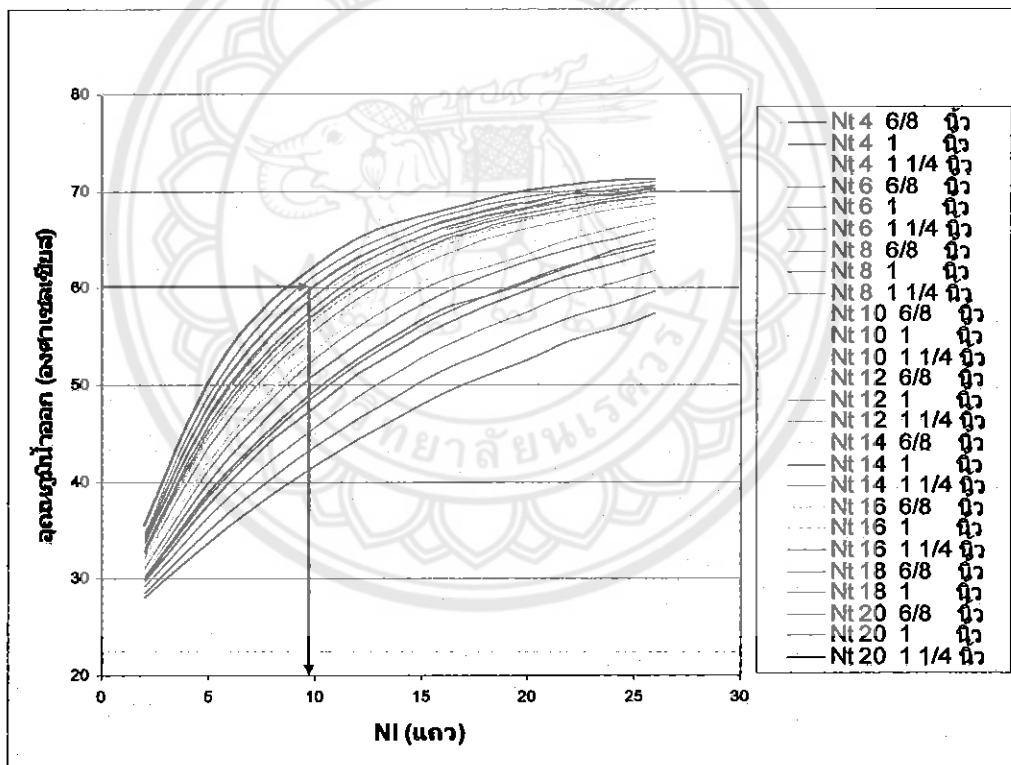
จากการวิเคราะห์ผลทั้งหมดพบว่าทุกๆความยาวของส่วนควบแน่นกับส่วนทำระเหย และทุกค่าของจำนวนแถวแนวตั้งและจำนวนแถวแนวนอนจะให้ผลออกมาเหมือนกัน

4.3 วิเคราะห์ผลจากการเปลี่ยนจำนวนท่อในแถวแนวนอนและแถวแนวตั้ง

วิเคราะห์หาจำนวนท่อในแถวแนวนอนและแถวแนวตั้งที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกไม่ต่ำกว่า 60 องศาเซลเซียส แสดงดังรูปที่ 4.5ก โดยที่แกนนอนเป็นแถวแนวตั้ง (แถว) แกนตั้งเป็นอุณหภูมิน้ำ

เส้นขาออก (องศาเซลเซียส) และ รูปที่ 4.6k โดยที่แกนนอนเป็นแฉกแนวนอน (แฉก) แกนตั้งเป็น อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก (องศาเซลเซียส)

รูปที่ 4.5x แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแนวนอนกับประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน โดยที่แกนนอนเป็นแฉกแนวตั้ง (แฉก) แกนตั้งเป็นประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนและรูปที่ 4.6x แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแนวตั้งกับประสิทธิภาพของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่แกนนอนเป็นแฉกแนวตั้ง (แฉก) แกนตั้งเป็นประสิทธิภาพของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.45 เมตร ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร เนื่องจากหัวข้อ 4.1 พบว่าเป็นความยาวส่วนควบแน่นและความยาวส่วนทำระเหย ที่เหมาะสมที่สุด



รูปที่ 4.5k แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉกแนวตั้งกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ความยาว ส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร

เพิ่มขึ้นและจะมีแนวโน้มเหมือนกัน โดยการเปลี่ยนแปลงของแฉวนแวนอนจะมีผลต่อการเพิ่มของอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกไม่มากนัก

จากรูปที่ 4.6 ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแฉวนแวนอนกับประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.5 เมตร และ ความยาวส่วนควบแน่น เท่ากับ 0.45 เมตร พบว่ามีแนวโน้มในทิศทางเดียวกันกับรูปที่ 4.6 ก และทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนแฉวนแวนอนตั้งก็จะมีแนวโน้มแบบเดียวกัน แต่ที่จำนวนแฉวนแวนอนตั้งและจำนวนแฉวนแวนอนสูงๆจะมีค่าแปรปรวนเกิดจากค่าความคลาดเคลื่อนของโปรแกรม

จากรูปที่ 4.5 ก และ 4.6 ก จะพบว่ารูปที่ 4.5 ก จะมีการเพิ่มเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่ารูปที่ 4.6 ก แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงของจำนวนแฉวนแวนอนตั้งมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่าการเปลี่ยนแปลงจำนวนแฉวนแวนอนเพราะการเพิ่มแฉวนแวนอนตั้งจะมีผลทำให้เกิดความปั่นป่วนในของไหลมากขึ้นจึงส่งผลให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นด้วย โดยที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส จะได้จำนวนแฉวนแวนอนตั้งและแฉวนแวนอนที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว, 1 นิ้ว และ 1 ¼ นิ้ว ดังแสดงในตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนแฉวนแวนอนตั้งและแฉวนแวนอนที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว, 1 นิ้ว และ 1 ¼ นิ้ว โดยอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (นิ้ว)	จำนวนแฉวนแวนอนตั้ง (แฉวน)	จำนวนแฉวนแวนอน (แฉวน)	ประสิทธิภาพของ เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน
6/8	10	20	0.62
	12	16	0.63
	14	14	0.65
	16	12	0.66
	18	10	0.66
	20	8	0.64
	22	8	0.66
	24	6	0.65
	26	6	0.65

ตารางที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนแถวแนวตั้งและแถวแนวนอนที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว, 1 นิ้ว และ 1 ¼ นิ้ว โดยอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส (ต่อ)

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (นิ้ว)	จำนวนแถวแนวตั้ง (แถว)	จำนวนแถวแนวนอน (แถว)	ประสิทธิภาพของ เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน
1	10	18	0.63
	12	14	0.64
	14	12	0.67
	16	10	0.67
	18	8	0.66
	20	8	0.67
	22	6	0.65
	24	6	0.68
1 ¼	26	6	0.69
	10	16	0.64
	12	12	0.63
	14	10	0.65
	16	8	0.65
	18	8	0.67
	20	6	0.64
	22	6	0.68
24	6	0.70	
26	6	0.71	

จากตารางที่ 4.2 เป็นการจับคู่ของจำนวนแถวแนวนอนกับแถวแนวตั้งที่อุณหภูมิน้ำออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส ตัวอย่างดูจากรูปที่ 4.4ก โดยเป็นการลากเส้นที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ 60 องศาเซลเซียสสอดคล้องกับเส้นจำนวนแถวแนวตั้งที่ 16 เส้นผ่านศูนย์กลาง 1 ¼ นิ้ว จะได้จำนวนแถวแนวนอนเท่ากับ 10 หรือจากรูปที่ 4.5ก โดยเป็นการลากเส้นที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกที่ 60 องศาเซลเซียสสอดคล้องกับเส้นจำนวนแถวแนวนอนที่ 10 เส้นผ่านศูนย์กลาง 1 ¼ นิ้ว จะได้จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 16

4.4 วิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จะพิจารณาจากค่าใช้จ่ายในการลงทุนในส่วนของราคาท่อสแตนเลสและสารทำงาน R-134a

จากการสำรวจราคาของท่อสแตนเลสและราคาสารทำงาน R-134a ตามท้องตลาดพบว่าราคาท่อสแตนเลสเส้นตรง 6 เมตร ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว ราคา 335 บาทต่อเส้น ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 นิ้ว ราคา 455 บาท ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 ¼ นิ้ว ราคา 575 บาท และราคาสาร R-134a เท่ากับ 220 บาทต่อกิโลกรัม

วิธีคำนวณปริมาตรสารทำงาน

จากสมการ $m = \rho V$ โดยความหนาแน่นที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส

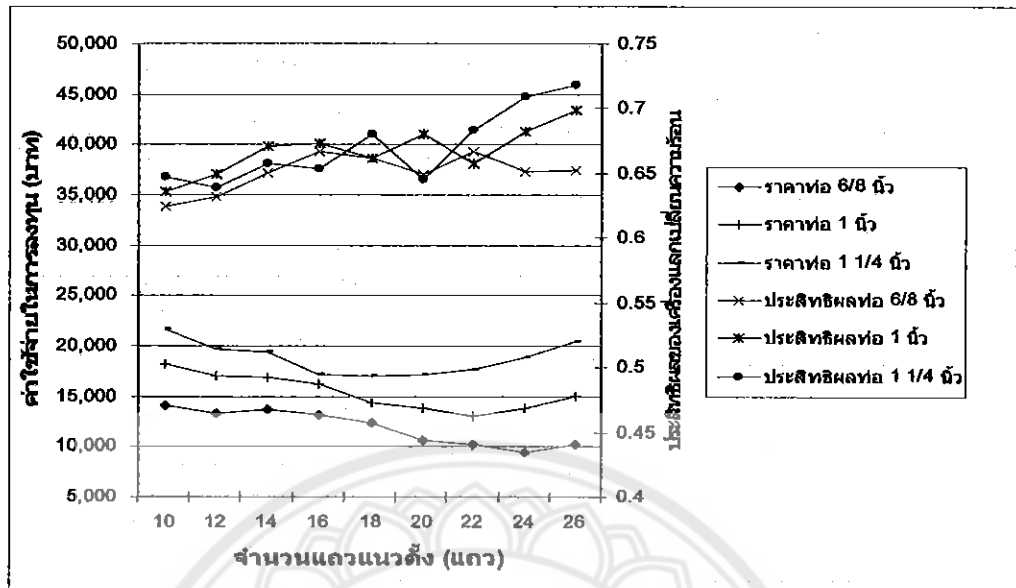
ดังนั้น ปริมาตร = $\frac{1}{1206.15 \text{ kg/m}^3} \text{ kg} = 8.2908 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ต่อราคา 220 บาท

ในโครงการนี้กำหนดให้อัตราการเติมสารทำงานในเทอร์โมไซฟอนคือ 50% ของปริมาตรส่วนทำระเหยซึ่งจะเห็นได้จากหัวข้อก่อนหน้าว่าความยาวส่วนทำระเหยที่เหมาะสมที่สุดคือ 0.5 เมตร และความยาวของแต่ละท่อที่ใช้ในการออกแบบคือ 1 เมตร ดังนั้นสามารถคำนวณค่าใช้จ่ายในการลงทุนในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อ 1 ท่อ ได้ดังสรุปในตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 แสดงค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อ 1 ท่อ ความยาว 1 เมตร

เส้นผ่านศูนย์กลาง	6/8 นิ้ว	1 นิ้ว	1 ¼ นิ้ว
ค่าใช้จ่าย (บาท)	73.88	104.35	142.09

จากตารางที่ 4.3 เป็นการคิดค่าใช้จ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อ 1 ท่อ โดยรวมราคาท่อสแตนเลสกับราคาสารทำงาน R-134a ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อขนาด 6/8 นิ้ว, 1 นิ้ว, 1 ¼ นิ้ว จะเห็นว่าที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อต่ำที่สุดคือ 6/8 นิ้ว จะมีค่าใช้จ่ายในการลงทุนต่ำสุดคือ 73.88 บาทต่อท่อ



รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลของกลุ่มแถวแนวตั้งกับแถวแนวนอนตามตารางที่ 4.2 กับค่าใช้จ่ายในการลงทุนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส

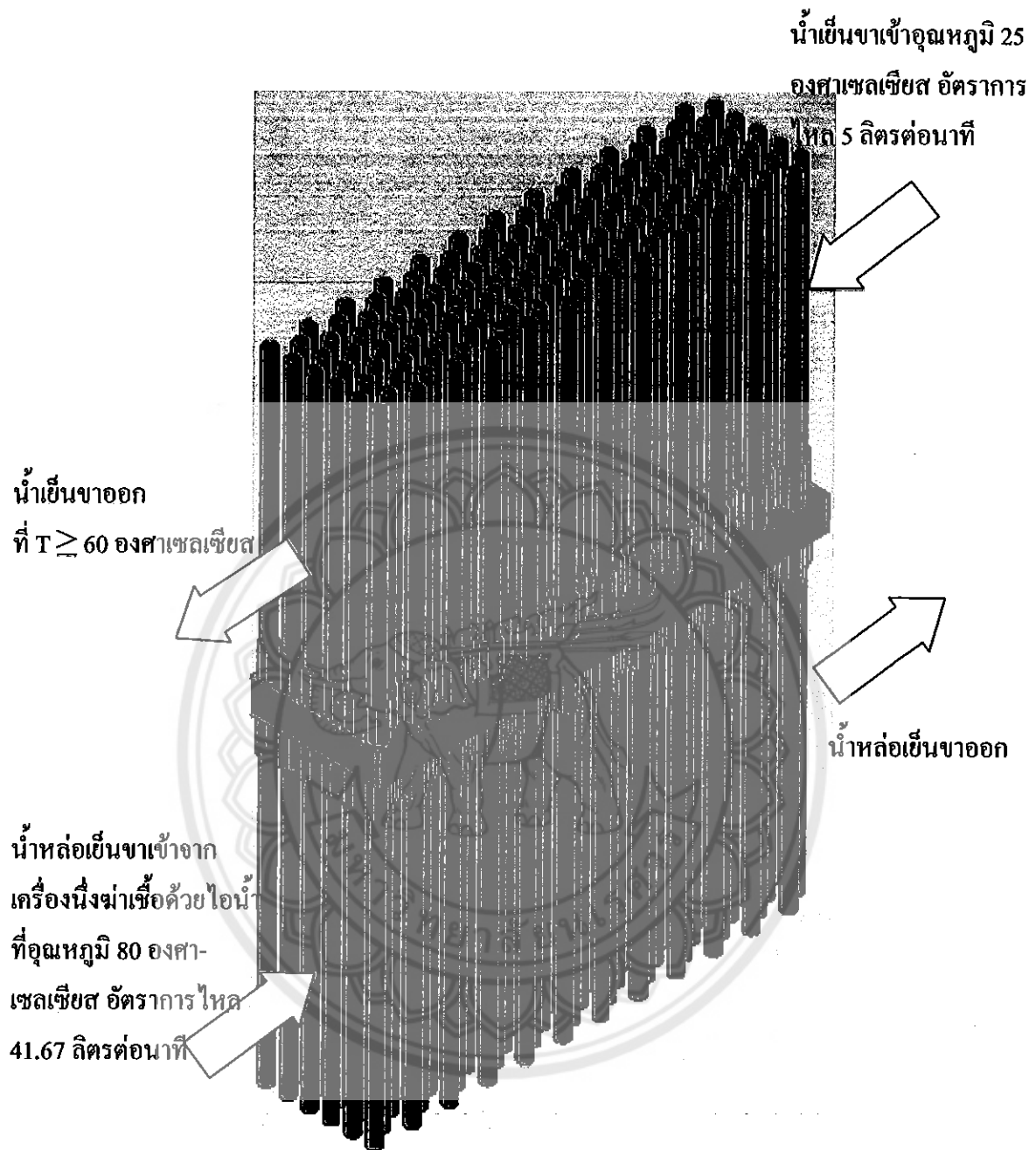
จากรูปที่ 4.7 เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลของแถวแนวตั้งกับค่าใช้จ่ายในการลงทุนและประสิทธิผลของเครื่องและเปลี่ยนความร้อน โดยเป็นการนำคู่ของจำนวนแถวแนวนอนกับจำนวนแถวแนวตั้งตามตารางที่ 4.2 ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆมาคิดค่าใช้จ่ายและประสิทธิผล จากการวิเคราะห์พบว่าถ้าจำนวนแถวแนวตั้งมีค่าเพิ่มมากขึ้น แนวโน้มของราคาจะมีค่าลดลงจนถึงที่แถวแนวตั้งค่าหนึ่งราคาที่จะเพิ่มขึ้น โดยที่ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น โดยรวมแล้วจะมีค่าค่อนข้างสูงคืออยู่ในช่วง 0.63-0.72 ทั้งหมด ดังนั้นจึงได้ค่าใช้จ่ายในการลงทุนที่ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆดังนี้

ท่อขนาด 6/8 นิ้ว ราคาต่ำสุดที่จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 24 แถว แถวแนวนอนเท่ากับ 6 แถว ราคาเท่ากับ 9,357 บาท

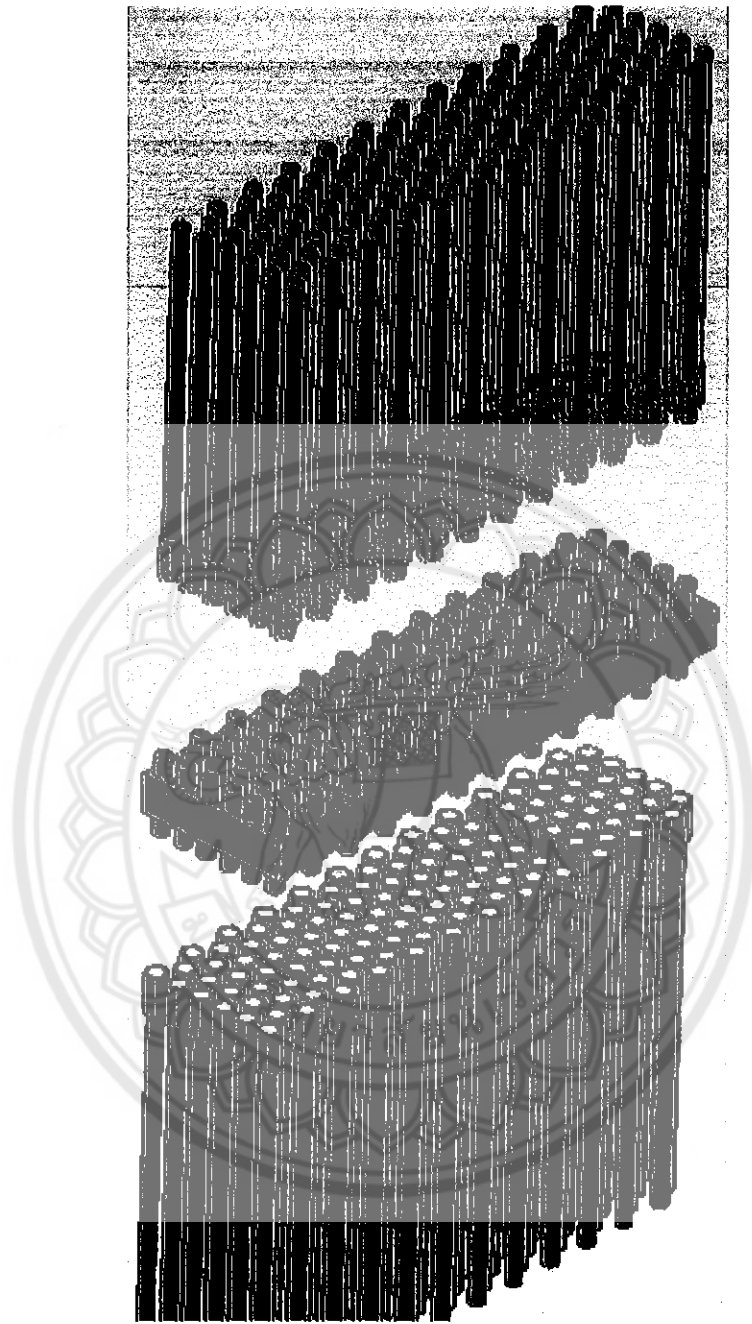
ท่อขนาด 1 นิ้ว ราคาต่ำสุดที่จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 22 แถว แถวแนวนอนเท่ากับ 6 แถว ราคาเท่ากับ 13,007 บาท

ท่อขนาด 1 1/4 นิ้วราคาต่ำสุดที่จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 18 แถว แถวแนวนอนเท่ากับ 8 แถว ราคาเท่ากับ 16,912 บาท

จากผลของราคาพบว่าควรเลือกที่ท่อขนาด 6/8 นิ้ว จำนวนแถวแนวนอนเท่ากับ 24 แถว แถวแนวตั้งเท่ากับ 6 แถว จะทำให้มีราคาที่ถูกที่สุดคือ 9,357 บาท และมีค่าประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนคือ 0.65 ซึ่งจะได้แบบจำลองดังรูปที่ 4.8 และรูป 4.9



รูปที่ 4.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนที่ได้จากการออกแบบ



รูปที่ 4.9 รูปลดทอนประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการออกแบบ

บทที่ 5

บทสรุป

5.1 บทสรุป

จากการวิเคราะห์ผลของ โปรแกรมจำลองระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนสามารถประมาณค่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบ และวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ได้ ดังนี้

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนที่เหมาะสมที่สุดที่ทำให้อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกมากกว่า 60 องศาเซลเซียส จะเกิดขึ้นเมื่อความยาวส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหยมีค่าเท่ากับ 0.45 เมตร, 0.5 เมตร ตามลำดับ โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 6/8 นิ้ว จำนวนแถวแนวตั้งเท่ากับ 24 แถว จำนวนแถวแนวนอนเท่ากับ 6 แถว และราคาเท่ากับ 9,357 บาท ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 0.65

5.2 ข้อเสนอแนะ

การพัฒนาโปรแกรมจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนคณะผู้จัดทำมีข้อเสนอแนะดังนี้

5.2.1 เนื่องจากลักษณะ โครงการนี้เป็นการหาสมการทางคณิตศาสตร์ที่มีความซับซ้อนจึงอาจมีการนำเอาโปรแกรมอื่นนอกจาก MATLAB มาช่วยในการสร้างแบบจำลอง

5.2.2 เนื่องจากลักษณะของ โปรแกรมที่เขียนมีความซับซ้อน ดังนั้นผู้ดำเนิน โครงการจะต้องมีความเข้าใจในตัว โปรแกรมอย่างแท้จริง เพื่อที่จะไม่เกิดปัญหาจากการคำนวณที่ผิดพลาด และจะได้ผลตามต้องการ

5.2.3 ผู้จัดทำควรมีพื้นฐานในการใช้โปรแกรม MATLAB หรือ โปรแกรมอื่นที่นำมาใช้แทนได้ เพื่อง่ายต่อการสร้าง โปรแกรมจำลอง

5.2.4 การพัฒนาต่อไปควรให้โปรแกรมสามารถใช้แหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อนได้หลากหลายรูปแบบ

เอกสารอ้างอิง

- [1] www.ehs.ucsf.edu/manuals/bsm
- [2] www.pickheaters.com/Images/figure4
- [3] <http://203.147.17.186/toolman/0.4.pdf>
- [4] HEAT PIPES- PERFORMANCE OF TWO-PHASE CLOSED THERMOSYPHONS, ESDU, 1981
- [5] รองศาสตราจารย์มนตรี พิรุณเกษตร, การถ่ายเทความร้อนฉบับเตรียมสอบและเสริมประสบการณ์, วิทยพัฒน์, กรุงเทพฯ, 2548, หน้า 494-497







ลำดับสัญลักษณ์ในโปรแกรม

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
L_cond_HEHP	ความยาวส่วนควบแน่นของเทอร์โมไซฟอน	m
L_eva_HEHP	ความยาวส่วนทำระเหยของเทอร์โมไซฟอน	m
L_adia_HEHP	ความยาวส่วนที่ไม่มีมีการถ่ายเทความร้อน	m
D_out_syphon	ขนาดภายนอกท่อเทอร์โมไซฟอน	m
D_in_syphon	ขนาดภายในท่อเทอร์โมไซฟอน	m
Number_of_column	จำนวนท่อเทอร์โมไซฟอนในแนวตั้ง	ท่อ
Number_of_row	จำนวนท่อเทอร์โมไซฟอนในแนวนอน	ท่อ
Mass_flow_eva	อัตราการไหลในส่วนทำระเหย	kg / s
Mass_flow_cond	อัตราการไหลในส่วนควบแน่น	kg / s
T_Hot_water_in	อุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้า	°C
T_Cold_water_in	อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า	°C
A_eva	พื้นที่ในส่วนทำระเหย	m ²
A_cond	พื้นที่ในส่วนควบแน่น	m ²
G	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m ² / s
Pressure_water	ความดันของน้ำ	kPa
Specific_Volume_Liquid	ปริมาณจำเพาะของน้ำ	m ² / s
Specific_Volume_Gas	ปริมาณจำเพาะของก๊าซ	m ² / s
Velocity_eva	ความเร็วในส่วนทำระเหย	m / s
Velocity_cond	ความเร็วในส่วนควบแน่น	m / s
Velocity_max_eva	ความเร็วสูงสุดในส่วนทำระเหย	m / s
Velocity_max_cond	ความเร็วสูงสุดในส่วนควบแน่น	m / s
Re_eva	ตัวเลขเรย์โนลด์ของส่วนทำระเหย	-
Re_cond	ตัวเลขเรย์โนลด์ของส่วนควบแน่น	-
Nusselt_number_eva	ตัวเลขนัสเซิลท์ของส่วนทำระเหย	-
T_Hot_water_out	อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก	°C
Q_eva	ความร้อนในส่วนทำระเหย	kW

Nusselt_number_cond	ตัวเลขนัสเซลท์ของส่วนควบแน่น	-
T_Cold_water_out	อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก	°C
Q_cond	ความร้อนในส่วนควบแน่น	kW
Z_1	ค่าความต้านทานความร้อนโดยการพาระหว่าง แหล่งกำเนิดความร้อนและผิวด้านนอกของส่วนทำระเหย	K/W
Z_9	ค่าความต้านทานความร้อนโดยการพาระหว่างผิวของ ส่วนควบแน่นกับแหล่งระบายความร้อน	K/W
Z_2	ค่าความต้านทานความร้อนโดยการนำผ่านความหนา ของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนทำระเหย	K/W
Z_8	ค่าความต้านทานความร้อนโดยการนำผ่านความหนา ของผนัง	K/W
Z_t	ค่าความต้านทานความร้อนรวม	K/W
Z_3f	ความต้านทานความร้อนฟิล์มของเหลว	K/W
Z_3p	ความต้านทานความร้อนในแอ่งเดือด	K/W
Z_3	ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหล ที่กำลังเดือดในเทอร์โมไซฟอน	K/W
Z_7	ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหล ที่กำลังควบแน่นในเทอร์โมไซฟอน	K/W
Q Syphon	ความร้อนในส่วนเทอร์โมไซฟอน	kW
T_134a	อุณหภูมิของสารทำงาน	°C
Pressure_134a	ความดันของสารทำงาน	kPa
Volume_134a_gas	ปริมาตรสารทำงานในส่วนที่เป็นก๊าซ	m ³ / s
Pr_134a	ตัวเลขพริ้นด์เทิลของสารทำงาน	-
Re_syphon	ตัวเลขเรย์โนลด์ของเทอร์โมไซฟอน	-
Q_max	ความร้อนสูงสุด	kW
Efficiency	ประสิทธิภาพของเทอร์โมไซฟอน	-
T_sh	อุณหภูมิผิวท่อบริเวณทำระเหย	°C
T_sc	อุณหภูมิผิวท่อบริเวณควบแน่น	°C

```

%โปรแกรมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน
L_cond_HEHP = input('ใส่ความยาวส่วนความแน่นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน :');
L_adia_HEHP = input('ใส่ความยาวส่วน Adiabatic เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน :');
L_eva_HEHP = input('ใส่ความยาวส่วนทำระเหยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน :');
D_out_syphon = input('ใส่เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อความร้อน :');
D_in_syphon = input('ใส่เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อความร้อน :');
Space_vertical = input('ใส่ระยะห่างของท่อในแนวตั้ง :');
Space_horizontal = input('ใส่ระยะห่างของท่อในแนวระดับ :');
Number_of_column = input('ใส่จำนวนของท่อความร้อนในทิศขวางการไหล :');
Number_of_row = input('ใส่จำนวนของท่อความร้อนในทิศตามการไหล :');
Mass_flow_eva = input('ใส่อัตราการไหลของน้ำร้อน (kg/s) :');
Mass_flow_cond = input('ใส่อัตราการไหลของน้ำเย็น (kg/s) :');
T_Hot_water_in = input('กำหนดค่าอุณหภูมิของน้ำร้อน :');
T_Cold_water_in = input('กำหนดค่าอุณหภูมิของน้ำเย็น :');
Thermal_copper = input('กำหนดค่า K ของท่อ :');
Number_of_heatpipe = (Number_of_column*Number_of_row)-(Number_of_column/2);
Space_diagonal = (((Space_horizontal)^2) + ((Space_vertical / 2)^2))^0.5;
A_eva = Number_of_column*Space_vertical*L_eva_HEHP;
A_cond = Number_of_column*Space_vertical*L_cond_HEHP;
G = 9.81;
%คุณสมบัติของน้ำร้อน
Tav_heat_pipe = (T_Hot_water_in + 273.15) ;
T_water = [ 273.15 275 280 285 290 295 300 305 310 315 320 325
330 335 340 345 350 355 360 365 370 373.15 375 380 385 390
400 410 420 430 440 450 460 470 480 490 500 510 520 530
540 550 560 570 580 590 600 610 620 625 630 635 640 645
647.3 ];
Pressure_water = [ 0.00661 0.00697 0.00990 0.01387 0.01917 0.02617 0.03531 0.04712 0.06221
0.08132 0.1053 0.1351 0.1719 0.2167 0.2713 0.3372 0.4163 0.5100 0.6209 0.7514 0.9040
1.0133 1.0815 1.2869 1.5233 1.794 2.455 3.302 4.370 5.699 7.333 9.319 11.71 14.55
17.90 21.83 26.40 31.66 37.70 44.58 52.38 61.19 71.08 82.16 94.51 108.3 123.5
137.3 159.12 169.1 179.7 190.9 202.9 215.2 221.2 ];
Specific_Volume_Liquid = [ 1.000 1.000 1.000 1.000 1.001 1.002 1.003 1.005 1.007 1.009
1.011 1.013 1.016 1.018 1.021 1.024 1.027 1.030 1.034 1.038 1.041 1.044 1.045
1.049 1.053 1.058 1.067 1.077 1.088 1.099 1.110 1.123 1.137 1.152 1.167 1.184
1.203 1.222 1.244 1.268 1.294 1.323 1.355 1.392 1.433 1.482 1.541 1.612 1.705
1.778 1.856 1.935 2.075 2.351 3.170 ];
Specific_Volume_Gas = [ 206.3 181.7 130.4 99.4 69.7 51.94 39.13 29.74 22.93 17.82
13.98 11.06 8.82 7.09 5.74 4.683 3.846 3.180 2.645 2.212 1.861 1.679 1.574
1.337 1.142 0.980 0.731 0.553 0.425 0.331 0.261 0.208 0.167 0.136 0.111 0.0922

```

```

0.0766 0.0631 0.0525 0.0445 0.0375 0.0317 0.0269 0.0228 0.0193 0.0163 0.0137 0.0115
0.0094 0.0085 0.0075 0.0066 0.0057 0.0045 0.0032 ];
Enthalpy_FG_water = [ 2502 2497 2485 2473 2461 2449 2438 2426 2414 2402 2390
2378 2366 2354 2342 2329 2317 2304 2291 2278 2265 2257 2252 2239
2225 2212 2183 2153 2123 2091 2059 2024 1989 1951 1912 1870 1825
1779 1730 1679 1622 1564 1499 1429 1353 1274 1176 1068 941 858
781 683 560 361 0 ];
Thermal_cond_water = [ 569 574 582 590 598 606 613 620 628 634
640 645 650 656 660 668 668 671 674 677 679 680 681 683
685 686 688 688 688 685 682 678 673 667 660 651 642 631
621 608 594 580 563 548 528 513 497 467 444 430 412 392
367 331 238 ];
Viscosity_Liquid_water = [ 1750 1652 1422 1225 1080 959 855 769 695 631
577 528 489 453 420 389 365 343 324 306 298 279 274 260
248 237 217 200 185 173 162 152 143 136 129 124 118 113
108 104 101 97 94 91 88 84 81 77 72 70 67 64 59
54 45 ];
Pr_Liquid_water = [ 12.99 12.22 10.26 8.81 7.56 6.62 5.83 5.20 4.62 4.16 3.77
3.42 3.15 2.88 2.66 2.45 2.29 2.14 2.02 1.91 1.80 1.76 1.70 1.61 1.53
1.47 1.34 1.24 1.16 1.09 1.04 0.99 0.95 0.92 0.89 0.87 0.86 0.85 0.84
0.85 0.86 0.87 0.90 0.94 0.99 1.05 1.14 1.30 1.52 1.65 2.0 2.7 4.2
12 0 ];
Specific_Heat_Liquid = [ 4.217 4.211 4.198 4.189 4.184 4.181 4.179 4.178 4.178 4.178 4.179
4.180 4.182 4.184 4.186 4.188 4.191 4.195 4.199 4.203 4.209 4.214 4.217 4.220
4.226 4.232 4.239 4.256 4.278 4.302 4.331 4.360 4.400 4.440 4.480 4.530 4.590
4.660 4.740 4.840 4.950 5.080 5.240 5.430 5.680 6.000 6.410 7.000 7.850 9.350
10.600 12.600 16.400 26.000 90.000 0.000 ];
Pressure_Hot = interp1 (T_water, Pressure_water, Tav_heat_pipe)*10^5;
Specific_Volume_L_Hot = interp1 (T_water, Specific_Volume_Liquid, Tav_heat_pipe)*10^-3;
Specific_Volume_G_Hot = interp1 (T_water, Specific_Volume_Gas, Tav_heat_pipe);
Enthalpy_Hot_water = interp1 (T_water, Enthalpy_FG_water, Tav_heat_pipe)*10^3;
Thermal_Hot_water = interp1 (T_water, Thermal_cond_water, Tav_heat_pipe)*10^-3;
Viscosity_Hot_water = interp1 (T_water, Viscosity_Liquid_water, Tav_heat_pipe)*10^-6;
Pr_Hot_water = interp1 (T_water, Pr_Liquid_water, Tav_heat_pipe);
Specific_Heat_Hot = interp1 (T_water, Specific_Heat_Liquid, Tav_heat_pipe)*10^3;
Rho_Hot_water = (1 / Specific_Volume_L_Hot);
Kinematic_Hot_water = (Viscosity_Hot_water / Rho_Hot_water);
Thermal_diffus_Hot_water = Thermal_Hot_water / (Rho_Hot_water*Specific_Heat_Hot);

```

%คุณสมบัติของน้ำเย็น

$$T_{av_heat_pipe} = (T_{Cold_water_in} + 273.15);$$

T_water	= [273.15	275	280	285	290	295	300	305	310	315	320	325	330	335	340	345	350	355	360	365	370	373.15	375	380	385			
	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	625	630	635	640
	645	647.3];																										

$$Pressure_water = [0.00661 \quad 0.00697 \quad 0.00990 \quad 0.01387 \quad 0.01917 \quad 0.02617 \quad 0.03531 \quad 0.04712 \quad 0.06221$$

	0.08132	0.1053	0.1351	0.1719	0.2167	0.2713	0.3372	0.4163	0.5100	0.6209	0.7514	0.9040	1.0133	1.0815	1.2869	1.5233	1.794	2.455	3.302	4.370	5.699	7.333	9.319	11.71	14.55	
	17.90	21.83	26.40	31.66	37.70	44.58	52.38	61.19	71.08	82.16	94.51	108.3	123.5	137.3	159.12	169.1	179.7	190.9	202.9	215.2	221.2];				

$$Specific_Volume_Liquid = [1.000 \quad 1.000 \quad 1.000 \quad 1.000 \quad 1.001 \quad 1.002 \quad 1.003 \quad 1.005 \quad 1.007 \quad 1.009$$

	1.011	1.013	1.016	1.018	1.021	1.024	1.027	1.030	1.034	1.038	1.041	1.044	1.045	1.049	1.053	1.058	1.067	1.077	1.088	1.099	1.110	1.123	1.137	1.152	1.167	1.184
	1.203	1.222	1.244	1.268	1.294	1.323	1.355	1.392	1.433	1.482	1.541	1.612	1.705	1.778	1.856	1.935	2.075	2.351	3.170];						

$$Specific_Volume_Gas = [206.3 \quad 181.7 \quad 130.4 \quad 99.4 \quad 69.7 \quad 51.94 \quad 39.13 \quad 29.74 \quad 22.93 \quad 17.82$$

	13.98	11.06	8.82	7.09	5.74	4.683	3.846	3.180	2.645	2.212	1.861	1.679	1.574	1.337	1.142	0.980	0.731	0.553	0.425	0.331	0.261	0.208	0.167	0.136	0.111	0.0922
	0.0766	0.0631	0.0525	0.0445	0.0375	0.0317	0.0269	0.0228	0.0193	0.0163	0.0137	0.0115	0.0094	0.0085	0.0075	0.0066	0.0057	0.0045	0.0032];						

$$Enthalpy_FG_water = [2502 \quad 2497 \quad 2485 \quad 2473 \quad 2461 \quad 2449 \quad 2438 \quad 2426 \quad 2414 \quad 2402 \quad 2390$$

	2378	2366	2354	2342	2329	2317	2304	2291	2278	2265	2257	2252	2239	2225	2212	2183	2153	2123	2091	2059	2024	1989	1951	1912	1870	1825
	1779	1730	1679	1622	1564	1499	1429	1353	1274	1176	1068	941	858	781	683	560	361	0];							

$$Thermal_cond_water = [569 \quad 574 \quad 582 \quad 590 \quad 598 \quad 606 \quad 613 \quad 620 \quad 628 \quad 634$$

	640	645	650	656	660	668	668	671	674	677	679	680	681	683	685	686	688	688	685	682	678	673	667	660	651	642	631
	621	608	594	580	563	548	528	513	497	467	444	430	412	392	367	331	238];									

$$Viscosity_Liquid_water = [1750 \quad 1652 \quad 1422 \quad 1225 \quad 1080 \quad 959 \quad 855 \quad 769 \quad 695 \quad 631$$

	577	528	489	453	420	389	365	343	324	306	298	279	274	260	248	237	217	200	185	173	162	152	143	136	129	124	118	113
	108	104	101	97	94	91	88	84	81	77	72	70	67	64	59	54	45];										

$$Pr_Liquid_water = [12.99 \quad 12.22 \quad 10.26 \quad 8.81 \quad 7.56 \quad 6.62 \quad 5.83 \quad 5.20 \quad 4.62 \quad 4.16 \quad 3.77$$

	3.42	3.15	2.88	2.66	2.45	2.29	2.14	2.02	1.91	1.80	1.76	1.70	1.61	1.53	1.47	1.34	1.24	1.16	1.09	1.04	0.99	0.95	0.92	0.89	0.87	0.86	0.85	0.84
--	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------


```

0.85  0.86  0.87  0.90  0.94  0.99  1.05  1.14  1.30  1.52  1.65  2.0  2.7  4.2
12  0 ];
Specific_Heat_Liquid      = [ 4.217  4.211  4.198  4.189  4.184  4.181  4.179  4.178  4.178
4.179  4.180  4.182  4.184  4.186  4.188  4.191  4.195  4.199  4.203  4.209  4.214  4.217
4.220  4.226  4.232  4.239  4.256  4.278  4.302  4.331  4.360  4.400  4.440  4.480  4.530
4.590  4.660  4.740  4.840  4.950  5.080  5.240  5.430  5.680  6.000  6.410  7.000  7.850
9.350  10.600  12.600  16.400  26.000  90.000  0.000 ];
Pressure_Cold              = interp1 (T_water, Pressure_water, Tav_heat_pipe)*10^5;
Specific_Volume_L_Cold    = interp1 (T_water, Specific_Volume_Liquid, Tav_heat_pipe)*10^-3;
Specific_Volume_G_Cold    = interp1 (T_water, Specific_Volume_Gas, Tav_heat_pipe);
Enthalpy_Cold_water       = interp1 (T_water, Enthalpy_FG_water, Tav_heat_pipe)*10^3;
Thermal_Cold_water        = interp1 (T_water, Thermal_cond_water, Tav_heat_pipe)*10^-3;
Viscosity_Cold_water      = interp1 (T_water, Viscosity_Liquid_water, Tav_heat_pipe)*10^-6;
Pr_Cold_water             = interp1 (T_water, Pr_Liquid_water, Tav_heat_pipe);
Specific_Heat_Cold        = interp1 (T_water, Specific_Heat_Liquid, Tav_heat_pipe)*10^3;
Rho_Cold_water            = (1 / Specific_Volume_L_Cold);
Kinematic_Cold_water      = (Viscosity_Cold_water / Rho_Cold_water);
Thermal_diffus_Cold_water = Thermal_Cold_water / (Rho_Cold_water*Specific_Heat_Hot);
%คำนวณความเร็ว ส่วนน้ำระเหยและส่วนควบแน่น
Velocity_eva              = Mass_flow_eva / (Rho_Hot_water*A_eva);
Velocity_cond             = Mass_flow_cond / (Rho_Cold_water*A_cond);
Velocity_max_eva          = (Space_vertical / (2*(Space_diagonal - D_out_syphon)))*(Velocity_eva);
Velocity_max_cond         = (Space_vertical / (2*(Space_diagonal - D_out_syphon)))*(Velocity_cond);
Re_eva                   = (Rho_Hot_water*Velocity_max_eva*D_out_syphon) / Viscosity_Hot_water;
Re_cond                  = (Rho_Cold_water*Velocity_max_cond*D_out_syphon) / Viscosity_Cold_water;
Re_eva_l                 = (Rho_Hot_water*Velocity_eva*D_out_syphon) / Viscosity_Hot_water;
Ratio_Space              = Space_vertical/Space_horizontal;

```

Function 1

%คุณสมบัติของน้ำที่ผิว evap

for T_sh = 80:-0.1:26

```

T_sh_heat_pipe          = (T_sh+273.15) ;
T_water                 = [ 273.15  275  280  285  290  295  300  305  310  315  320
325  330  335  340  345  350  355  360  365  370  373.15  375  380  385
390  400  410  420  430  440  450  460  470  480  490  500  510  520
530  540  550  560  570  580  590  600  610  620  625  630  635  640
645  647.3 ];
Pr_Liquid_water         = [ 12.99  12.22  10.26  8.81  7.56  6.62  5.83  5.20  4.62  4.16  3.77
3.42  3.15  2.88  2.66  2.45  2.29  2.14  2.02  1.91  1.80  1.76  1.70  1.61  1.53

```

```

1.47  1.34  1.24  1.16  1.09  1.04  0.99  0.95  0.92  0.89  0.87  0.86  0.85  0.84
0.85  0.86  0.87  0.90  0.94  0.99  1.05  1.14  1.30  1.52  1.65  2.0  2.7  4.2
12    0 ];
Prs_Hot_water = interp1 (T_water, Pr_Liquid_water, Tsh_heat_pipe);

```

Function 1.1

```

%คำนวณค่า Nu ที่ Evaporator
if Re_eva > 1000
    Nusselt_number_eva = 0.4*(Re_eva^0.6)*(Pr_Hot_water^0.36)*((Pr_Hot_water/Prs_Hot_water)^0.25);
else
    Nusselt_number_eva = (0.75*(Re_eva_1)^0.4)*(Pr_Hot_water^0.37)*((Pr_Hot_water/Prs_Hot_water)^0.25);
end
h_Hot_water = (Nusselt_number_eva * Thermal_Hot_water)/D_out_syphon;
T_Hot_water_out = T_sh - ((T_sh - T_Hot_water_in) * exp(-pi * D_out_syphon * Number_of_Heatpipe *
h_Hot_water/(Rho_Hot_water * Velocity_eva * Number_of_column * Space_vertical * Specific_Heat_Hot)));
Q_eva = Mass_flow_eva * Specific_Heat_Hot * (T_Hot_water_in - T_Hot_water_out);
%คุณสมบัติของน้ำที่ผิว cond
for T_sc = 25:0.1:T_sh
    Tsc_heat_pipe = (T_sc + 273.15);
    T_water = [ 273.15  275  280  285  290  295  300  305  310  315  320
325  330  335  340  345  350  355  360  365  370  373.15  375  380  385
390  400  410  420  430  440  450  460  470  480  490  500  510  520
530  540  550  560  570  580  590  600  610  620  625  630  635  640
645  647.3 ];
    Pr_Liquid_water = [ 12.99  12.22  10.26  8.81  7.56  6.62  5.83  5.20  4.62  4.16  3.77
3.42  3.15  2.88  2.66  2.45  2.29  2.14  2.02  1.91  1.80  1.76  1.70  1.61  1.53
1.47  1.34  1.24  1.16  1.09  1.04  0.99  0.95  0.92  0.89  0.87  0.86  0.85  0.84
0.85  0.86  0.87  0.90  0.94  0.99  1.05  1.14  1.30  1.52  1.65  2.0  2.7  4.2
12    0 ];
    Prs_Cold_water = interp1 (T_water, Pr_Liquid_water, Tsc_heat_pipe);

```

Function 1.2

```

%คำนวณค่า Nu ที่ Condenser
if Re_cond > 100
    Nusselt_number_cond = (0.75*(Re_cond)^0.4)*(Pr_Cold_water^0.37)*((Pr_Cold_water/Prs_Cold_water)^0.25);
else
    Nusselt_number_cond = 0.9*(Re_cond^0.4)*(Pr_Cold_water^0.36)*((Pr_Cold_water/Prs_Cold_water)^0.25);

```

```

end
h_Cold_water = (Nusselt_number_cond * Thermal_Cold_water)/D_out_syphon;
T_Cold_water_out = T_sc - ((T_sc - T_Cold_water_in) * exp(-pi * D_out_syphon * Number_of_Heatpipe *
h_Cold_water / (Rho_Cold_water * Velocity_cond * Number_of_column * Space_vertical * Specific_Heat_Cold)));
Q_cond = Mass_flow_cond * Specific_Heat_Cold * (T_Cold_water_out - T_Cold_water_in);

```

```

%% คำนวณ Z_1 และ Z_9

```

```

Z_1 = 1 / (h_hot_water * pi * D_out_syphon * L_eva_HEHP * Number_of_Heatpipe);
Z_9 = 1 / (h_Cold_water * pi * D_out_syphon * L_cond_HEHP * Number_of_Heatpipe);

```

```

%% คำนวณ Z_2 และ Z_8

```

```

Ratio_Diameter = (D_out_syphon / D_in_syphon);
ln_dia = log(Ratio_Diameter);
Z_2 = ln_dia / (2 * pi * L_eva_HEHP * Thermal_copper);
Z_8 = ln_dia / (2 * pi * L_cond_HEHP * Thermal_copper);

```

```

%% คำนวณ Z_1

```

```

Z_1 = (Number_of_Heatpipe / (Z_2 + Z_8))^-1;

```

Function 2

```

%% คำนวณค่า Q Syphon

```

```

x = Q_eva - Q_cond;

```

```

if x < 500

```

```

    if x > -500

```

```

        Q_syphon = (T_sh - T_sc) / Z_1;

```

```

        Q_syphonI = Q_syphon / Number_of_Heatpipe;

```

```

%% พิจารณา Cross Flow ผ่านกลุ่มท่อในส่วน Evaporator

```

```

Area_evap = pi * D_out_syphon * L_eva_HEHP;

```

```

Area_cond = pi * D_out_syphon * L_cond_HEHP;

```

```

Z = Z_1 + Z_2 + Z_8 + Z_9;

```

```

Tav_syphon = ((25 + ((Z_8 + Z_9) / Z) * (80 - 25)) + 273.15);

```

```

T_134a = [ 273.15  275.15  277.15  279.15  281.15  283.15  285.15  287.15  289.15  291.15
293.15  295.15  297.15  299.15  301.15  303.15  305.15  307.15  309.15  311.15  313.15  315.15
317.15  319.15  321.15  323.15  325.15  327.15  329.15  331.15  333.15  335.15  337.15  339.15
341.15  343.15  345.15  347.15  349.15  351.15  353.15  358.15  363.15  368.15  373.15  374.18 ];

```

```

Rho_134a_Liquid = [ 1293.7  1287.1  1280.5  1273.8  1267.0  1260.2  1253.3  1246.3  1239.3  1232.1
1224.9  1217.5  1210.1  1202.6  1194.9  1187.2  1179.3  1171.3  1163.2  1154.9  1146.5  1137.9
1129.2  1120.3  1111.3  1102.0  1092.6  1082.9  1073.0  1062.8  1052.4  1041.7  1030.7  1019.4
1007.7  995.6  983.1  970.0  956.5  942.3  927.4  886.2  836.9  771.6  646.7  513.3 ];

```

```

Pressure_134a = [ 0.29269  0.31450  0.33755  0.36186  0.38749  0.41449  0.44289  0.47276  0.50413
0.53706  0.57159  0.60777  0.65466  0.68531  0.72676  0.77008  0.81530  0.86250  0.91172  0.96301  1.0165

```

```

1.0721  1.1300  1.1901  1.2527  1.3177  1.3852  1.4553  1.5280  1.6033  1.6815  1.7625  1.8464
1.9334  2.0234  2.1165  2.2130  2.3127  2.4159  2.5227  2.6331  2.9259  3.2445  3.5916  3.9721
4.0560 ];
Volume_134a_gas  = [ 0.06935  0.06470  0.06042  0.05648  0.05284  0.04948  0.04636  0.04348  0.04081
0.03833  0.03606  0.03388  0.03189  0.03003  0.02829  0.02667  0.02516  0.02374  0.02241  0.02116
0.01999  0.01890  0.01786  0.01689  0.01598  0.01511  0.01430  0.0353  0.01280  0.01212  0.01146  0.01085
0.01026  0.00970  0.00917  0.00867  0.00818  0.00772  0.00728  0.00686  0.00646  0.00550  0.00461  0.00374
0.00265  0.00195 ];
Enthalpy_134a_Liquid  = [ 200.00  202.68  205.37  208.08  210.80  213.53  216.27  219.03  221.80  224.59
227.40  230.21  233.05  235.90  238.77  241.65  244.55  247.47  250.41  253.37  256.35  259.35
262.38  265.42  268.49  271.59  274.71  277.86  281.04  284.25  287.49  290.77  294.08  297.44
300.84  304.29  307.79  311.34  314.96  318.65  322.41  332.27  343.01  355.43  347.02  389.78 ];
Enthalpy_134a_gas  = [ 398.68  399.84  401.00  402.14  403.27  404.40  405.51  406.61  407.70  408.78
409.84  410.89  411.93  412.95  413.95  414.94  415.90  416.85  417.78  418.69  419.85  420.35
421.28  422.09  422.88  423.63  424.35  425.03  425.68  426.29  426.86  427.37  427.84  428.25
428.61  428.89  429.10  429.23  429.27  429.20  429.02  427.91  425.48  420.60  407.08  389.78 ];
Thermal_cond_134a  = [ 93.4  92.5  91.6  90.7  89.7  88.8  87.9  87  86  85.1  84.2
83.3  82.4  81.4  80.5  79.6  78.7  77.7  76.8  75.9  75  74.1  73.1  72.2  71.3
70.4  69.5  68.5  67.6  66.7  65.8  64.9  63.9  63  62.1  61.2  60.3  59.3  58.4
57.5  56.6  54.3  0  0  0  0 ];
Viscosity_134a  = [ 287.4  280.4  273.6  267.0  260.6  254.3  248.3  242.5  236.8  231.2  225.8
220.5  215.4  210.4  205.5  200.7  196.0  191.4  186.9  182.5  178.2  174.0  169.8  165.7
161.7  157.7  153.8  149.9  146.1  142.3  138.6  134.9  131.2  127.5  123.9  120.3  116.7
113.1  109.4  105.8  102.1  92.7  82.6  70.9  53.0  0 ];
Specific_134a_Liquid  = [ 1.335  1.341  1.347  1.353  1.360  1.367  1.374  1.381  1.388  1.396
1.404  1.412  1.420  1.429  1.438  1.447  1.457  1.467  1.478  1.489  1.500  1.513  1.525
1.539  1.553  1.569  1.585  1.602  1.621  1.641  1.663  1.686  1.712  1.740  1.772  1.806
1.846  1.890  1.941  2.000  2.069  2.313  2.766  3.961  0  0 ];
Pr_134a  = [ 4.108  4.065  4.023  3.983  3.951  3.915  3.881  3.849  3.882  3.793  3.765
3.738  3.712  3.694  3.671  3.648  3.629  3.614  3.597  3.580  3.564  3.553  3.542  3.532
3.522  3.515  3.508  3.506  3.503  3.501  3.503  3.504  3.515  3.521  3.535  3.550  3.573
3.605  3.636  3.680  3.732  3.949  0  0  0  0 ];
Rho_134a_L  = interp1 (T_134a, Rho_134a_Liquid, Tav_syphon);
Pressure  = interp1 (T_134a, Pressure_134a, Tav_syphon)*10^6;
Volume_gas  = interp1 (T_134a, Volume_134a_gas, Tav_syphon);
Enthalpy_134a_g  = interp1 (T_134a, Enthalpy_134a_gas, Tav_syphon)*10^3;
Enthalpy_134a_L  = interp1 (T_134a, Enthalpy_134a_Liquid, Tav_syphon)*10^3;
Thermal_134a  = interp1 (T_134a, Thermal_cond_134a, Tav_syphon)*10^-3;
Viscosity  = interp1 (T_134a, Viscosity_134a, Tav_syphon)*10^-6;
cp_134a  = interp1 (T_134a, Specific_134a_Liquid, Tav_syphon)*10^3;

```

```

Pr = interp1 (T_134a, Pr_134a, Tav_syphon);
Rho_134a_gas = (1 / Volume_gas);
Kinematic = (Viscosity / Rho_134a_L);
Volume_134a_Liquid = (1 / Rho_134a_L);
Enthalpy_Diff = Enthalpy_134a_g - Enthalpy_134a_L;

% Rho_134a{kg/m^3}, Volume_gas{m^3/kg}, Enthalpy_Diff{J/kg}, Pressure{Pa}, Thermal_134a{W/m-K},
Viscosity{Pa.s}, cp_134a{J/kg-K}
Pa = 1.013*(10^5);
Free_2 = ((Enthalpy_Diff*(Thermal_134a^3)*(Rho_134a_L^2))/ Viscosity)^0.25;
Free_3 = (0.32)*(((Rho_134a_L^0.65)*(Thermal_134a^0.3)*(cp_134a^0.7)) /
((Rho_134a_gas^0.25)*(Enthalpy_Diff^0.4)*(Viscosity^0.1)))* ((Pressure / Pa)^0.23);
Factor = 0.5;
%% กำหนด Z_3 และ Z_7
% Calculate Z_3
Z_3f = (0.235*(Q_syphon1^(1/3))) / ((D_in_syphon^(4/3))*(G^(1/3))*L_eva_HEHP*(Free_2^(4/3)));
Z_3p = 1/((Free_3)*(G^0.2)*(Q_syphon1^0.4)*(pi*D_in_syphon*L_eva_HEHP^0.6));
if Z_3p < Z_3f
    Z_3 = Z_3p;
else
    Z_3 = (Z_3p*Factor) + (Z_3f*(1 - Factor));
end
% Calculate Z_7
Re_syphon = (4*Q_syphon1)/(Enthalpy_Diff*Viscosity*pi*D_in_syphon);
if Re_syphon > 1300
    Z_7 = ((0.235*(Q_syphon1^(1/3))) / ((D_in_syphon^(4/3))*(G^(1/3))*L_cond_HEHP*(Free_2^(4/3))))*(191*(Re_syphon^
0.733));
else
    Z_7 = (0.235*(Q_syphon1^(1/3))) / ((D_in_syphon^(4/3))*(G^(1/3))*L_cond_HEHP*(Free_2^(4/3)));
end
%% กำหนด Z_1 รอบ 12
Z_1 = (Number_of_Heatpipe / (Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8))^-1;
Q_syphon2 = (T_sh - T_sc)/Z_1;
Q_syphon1 = Q_syphon2/Number_of_Heatpipe;
y = ((Q_syphon - Q_syphon2)/Q_syphon)* 100;
while y > 5
    Area_evap = pi*D_out_syphon*L_eva_HEHP;
    Area_cond = pi*D_out_syphon*L_cond_HEHP;
    Z = Z_1 + Z_2 + Z_8 + Z_9;
    Tav_syphon = ((25+((Z_8+Z_9)/Z)*(80-25))+273.15);

```

T_{134a} = [273.15 275.15 277.15 279.15 281.15 283.15 285.15 287.15 289.15 291.15
 293.15 295.15 297.15 299.15 301.15 303.15 305.15 307.15 309.15 311.15 313.15 315.15
 317.15 319.15 321.15 323.15 325.15 327.15 329.15 331.15 333.15 335.15 337.15 339.15
 341.15 343.15 345.15 347.15 349.15 351.15 353.15 358.15 363.15 368.15 373.15 374.18];
 Rho_{134a_liquid} = [1293.7 1287.1 1280.5 1273.8 1267.0 1260.2 1253.3 1246.3 1239.3 1232.1
 1224.9 1217.5 1210.1 1202.6 1194.9 1187.2 1179.3 1171.3 1163.2 1154.9 1146.5 1137.9
 1129.2 1120.3 1111.3 1102.0 1092.6 1082.9 1073.0 1062.8 1052.4 1041.7 1030.7 1019.4
 1007.7 995.6 983.1 970.0 956.5 942.3 927.4 886.2 836.9 771.6 646.7 513.3];
 $Pressure_{134a}$ = [0.29269 0.31450 0.33755 0.36186 0.38749 0.41449 0.44289 0.47276 0.50413 0.53706
 0.57159 0.60777 0.65466 0.68531 0.72676 0.77008 0.81530 0.86250 0.91172 0.96301 1.0165 1.0721
 1.1300 1.1901 1.2527 1.3177 1.3852 1.4553 1.5280 1.6033 1.6815 1.7625 1.8464 1.9334
 2.0234 2.1165 2.2130 2.3127 2.4159 2.5227 2.6331 2.9259 3.2445 3.5916 3.9721 4.0560];
 $Volume_{134a_gas}$ = [0.06935 0.06470 0.06042 0.05648 0.05284 0.04948 0.04636 0.04348 0.04081
 0.03833 0.03606 0.03388 0.03189 0.03003 0.02829 0.02667 0.02516 0.02374 0.02241 0.02116
 0.01999 0.01890 0.01786 0.01689 0.01598 0.01511 0.01430 0.0353 0.01280 0.01212 0.01146 0.01085
 0.01026 0.00970 0.00917 0.00867 0.00818 0.00772 0.00728 0.00686 0.00646 0.00550 0.00461 0.00374
 0.00265 0.00195];
 $Enthalpy_{134a_Liquid}$ = [200.00 202.68 205.37 208.08 210.80 213.53 216.27 219.03 221.80 224.59
 227.40 230.21 233.05 235.90 238.77 241.65 244.55 247.47 250.41 253.37 256.35 259.35
 262.38 265.42 268.49 271.59 274.71 277.86 281.04 284.25 287.49 290.77 294.08 297.44
 300.84 304.29 307.79 311.34 314.96 318.65 322.41 332.27 343.01 355.43 347.02 389.78];
 $Enthalpy_{134a_gas}$ = [398.68 399.84 401.00 402.14 403.27 404.40 405.51 406.61 407.70 408.78
 409.84 410.89 411.93 412.95 413.95 414.94 415.90 416.85 417.78 418.69 419.85 420.35
 421.28 422.09 422.88 423.63 424.35 425.03 425.68 426.29 426.86 427.37 427.84 428.25
 428.61 428.89 429.10 429.23 429.27 429.20 429.02 427.91 425.48 420.60 407.08 389.78];
 $Thermal_cond_{134a}$ = [93.4 92.5 91.6 90.7 89.7 88.8 87.9 87 86 85.1 84.2
 83.3 82.4 81.4 80.5 79.6 78.7 77.7 76.8 75.9 75 74.1 73.1 72.2 71.3
 70.4 69.5 68.5 67.6 66.7 65.8 64.9 63.9 63 62.1 61.2 60.3 59.3 58.4
 57.5 56.6 54.3 0 0 0 0];
 $Viscosity_{134a}$ = [287.4 280.4 273.6 267.0 260.6 254.3 248.3 242.5 236.8 231.2 225.8
 220.5 215.4 210.4 205.5 200.7 196.0 191.4 186.9 182.5 178.2 174.0 169.8 165.7
 161.7 157.7 153.8 149.9 146.1 142.3 138.6 134.9 131.2 127.5 123.9 120.3 116.7
 113.1 109.4 105.8 102.1 92.7 82.6 70.9 53.0 0];
 $Specific_{134a_Liquid}$ = [1.335 1.341 1.347 1.353 1.360 1.367 1.374 1.381 1.388
 1.396 1.404 1.412 1.420 1.429 1.438 1.447 1.457 1.467 1.478 1.489 1.500 1.513
 1.525 1.539 1.553 1.569 1.585 1.602 1.621 1.641 1.663 1.686 1.712 1.740 1.772
 1.806 1.846 1.890 1.941 2.000 2.069 2.313 2.766 3.961 0 0];
 Pr_{134a} = [4.108 4.065 4.023 3.983 3.951 3.915 3.881 3.849 3.882 3.793 3.765
 3.738 3.712 3.694 3.671 3.648 3.629 3.614 3.597 3.580 3.564 3.553 3.542 3.532

```

3.522  3.515  3.508  3.506  3.503  3.501  3.503  3.504  3.515  3.521  3.535  3.550  3.573
3.605  3.636  3.680  3.732  3.949  0      0      0      0];
Rho_134a_L      = interp1 (T_134a, Rho_134a_Liquid, Tav_syphon);
Pressure        = interp1 (T_134a, Pressure_134a, Tav_syphon)*10^6;
Volume_gas      = interp1 (T_134a, Volume_134a_gas, Tav_syphon);
Enthalpy_134a_g = interp1 (T_134a, Enthalpy_134a_gas, Tav_syphon)*10^3;
Enthalpy_134a_L = interp1 (T_134a, Enthalpy_134a_Liquid, Tav_syphon)*10^3;
Thermal_134a    = interp1 (T_134a, Thermal_cond_134a, Tav_syphon)*10^-3;
Viscosity        = interp1 (T_134a, Viscosity_134a, Tav_syphon)*10^-6;
cp_134a         = interp1 (T_134a, Specific_134a_Liquid, Tav_syphon)*10^3;
Pr              = interp1 (T_134a, Pr_134a, Tav_syphon);
Rho_134a_gas    = (1 / Volume_gas);
Kinematic       = (Viscosity / Rho_134a_L);
Volume_134a_Liquid = (1 / Rho_134a_L);
Enthalpy_Diff   = Enthalpy_134a_g - Enthalpy_134a_L;
% Rho_134a{kg/m^3}, Volume_gas{m^3/kg}, Enthalpy_Diff{J/kg}, Pressure{Pa}, Thermal_134a{W/m-K},
Viscosity{Pa.s}, cp_134a{J/kg-K}
Pa              = 1.013*(10^5);
Free_2          = ((Enthalpy_Diff*(Thermal_134a^3)*(Rho_134a_L^2))/ Viscosity)^0.25;
Free_3          = (0.32)*(((Rho_134a_L^0.65)*(Thermal_134a^0.3)*(cp_134a^0.7)) /
((Rho_134a_gas^0.25)*(Enthalpy_Diff^0.4)*(Viscosity^0.1)))* ((Pressure / Pa)^0.23);
Factor          = 0.5;
% Calculate Z_3
Z_3f = (0.235*(Q_syphon1^(1/3))) / ((D_in_syphon^(4/3))*(G^(1/3))*L_eva_HEHP*(Free_2^(4/3)));
Z_3p = 1/((Free_3)*(G^0.2)*(Q_syphon1^0.4)*((pi*D_in_syphon*L_eva_HEHP)^0.6));
if Z_3p < Z_3f
    Z_3 = Z_3p;
else
    Z_3 = (Z_3p*Factor) + (Z_3f*(1 - Factor));
end
% Calculate Z_7
Re_syphon = (4*Q_syphon1)/(Enthalpy_Diff*Viscosity*pi*D_in_syphon);
if Re_syphon > 1300
    Z_7 = ((0.235*(Q_syphon1^(1/3))) / ((D_in_syphon^(4/3))*(G^(1/3))*L_cond_HEHP*(Free_2^(4/3))))*(191*(Re_syphon^0.733));
else
    Z_7 = (0.235*(Q_syphon1^(1/3))) / ((D_in_syphon^(4/3))*(G^(1/3))*L_cond_HEHP*(Free_2^(4/3)));
end
Z_1 = (Number_of_Heatpipe / (Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8))^1;
Q_syphon3 = (T_sh - T_sc)/Z_1;

```

```

Q_syphon1 = Q_syphon3/Number_of_Heatpipe;
y          = ((Q_syphon2 - Q_syphon3)/Q_syphon2)* 100;
Q_syphon2 = Q_syphon3;
end
%% หาค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด
C_cond    = Mass_flow_cond * Specific_Heat_Cold;
C_eva     = Mass_flow_eva * Specific_Heat_Hot;

if C_cond < C_eva
    C_min = Mass_flow_cond * Specific_Heat_Cold ;
else
    C_min = Mass_flow_eva * Specific_Heat_Hot;
end
Q_max    = C_min*(T_Hot_water_in-T_Cold_water_in);
%% หาค่า Efficiency
Efficiency = Q_syphon2 / Q_max;
A = Q_eva - Q_syphon2;
if A < 300
    if A > -300
        disp('จุดวิกฤตคือ condser =')
        disp(T_sc)
        disp('จุดวิกฤตคือ evap =')
        disp(T_sh)
        disp('จุดวิกฤตน้ำขึ้นออก')
        disp(T_Cold_water_out)
        disp('Q condser =')
        disp(Q_cond)
        disp('Q evap =')
        disp(Q_eva)
        disp('Q_syphon2 =')
        disp(Q_syphon2)
        disp(Efficiency)
    end
end
end
end
end
disp ('จบโปรแกรม')

```




ตาราง ข.1 แสดงคุณสมบัติของ R-134a

Refrigerant 134a Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor									
Temp. C	Presser MPa	Density kg/m ³ Liquid	Volume m ³ /kg Vapor	Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/(kg*K)		Specific heat cp kJ/(kg*K)	
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
-103.3	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638	1.147	0.585
-100	0.00056	1581.9	25.039	75.71	337	0.4366	1.9456	1.168	0.592
-90	0.00153	1553.9	9.7191	87.59	342.94	0.5032	1.8975	1.201	0.614
-80	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8585	1.211	0.367
-70	0.00801	1498.6	2.0528	111.78	355.23	0.6286	1.8269	1.215	0.66
-60	0.01594	1471	1.077	123.96	361.51	0.6871	1.8016	1.22	0.685
-50	0.02948	1443.1	0.6056	136.21	367.83	0.7432	1.7812	1.229	0.712
-40	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649	1.243	0.74
-30	0.08436	1385.9	0.22596	161.1	380.45	0.8498	1.7519	1.26	0.771
-28	0.09268	1380	0.20682	163.62	381.7	0.8601	1.7497	1.264	0.778
-26.07	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.9	0.8701	1.7476	1.268	0.784
-26	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8704	1.7476	1.268	0.785
-24	0.11127	1368.2	0.1741	168.7	384.19	0.8806	1.7455	1.273	0.791
-22	0.1216	1362.2	0.1601	171.26	385.43	0.8908	1.7436	1.277	0.798
-20	0.13268	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417	1.282	0.805
-18	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.911	1.7399	1.286	0.812
-16	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383	1.291	0.82
-14	0.17074	1338	0.1161	181.56	390.33	0.9311	1.7367	1.296	0.827
-12	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	0.941	1.7351	1.301	0.835
-10	0.20052	1325.6	0.09963	186.78	392.75	0.9509	1.7337	1.306	0.842
-8	0.21984	1319.3	0.09246	189.4	393.95	0.9608	1.7323	1.312	0.85
-6	0.23418	1313	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.731	1.317	0.858
-4	0.25257	1306.6	0.07991	194.68	396.33	0.9805	1.7297	1.323	0.866
-2	0.27206	1300.2	0.0744	197.33	397.51	0.9903	1.7285	1.329	0.875
0	0.29269	1293.7	0.06935	200	398.68	1	1.7274	1.335	0.883
2	0.3145	1287.1	0.0647	202.68	399.84	1.0097	1.7263	1.341	0.892
4	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401	1.0194	1.7252	1.347	0.901
6	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.0291	1.7242	1.353	0.91
8	0.38749	1267	0.05284	210.8	403.27	1.0387	1.7233	1.36	0.92
10	0.41449	1260.2	0.04948	213.53	404.4	1.0483	1.7224	1.367	0.93
12	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.0579	1.7215	1.374	0.939
14	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207	1.381	0.95
16	0.50413	1239.3	0.04081	221.8	407.7	1.077	1.7199	1.388	0.96
18	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191	1.396	0.971
20	0.57159	1224.9	0.03603	227.4	409.84	1.096	1.7183	1.404	0.982
22	0.60777	1217.5	0.03388	230.21	410.89	1.1055	1.7176	1.412	0.994
24	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169	1.42	1.006
26	0.68531	1201.6	0.03003	235.9	412.95	1.1244	1.7162	1.429	1.018
28	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155	1.438	1.031
30	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149	1.447	1.044
32	0.815302	1179.3	0.02516	244.55	415.9	1.1527	1.7142	1.457	1.058
34	0.8625	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1621	1.7135	1.467	1.073
36	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129	1.478	1.088

Refrigerant 134a Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor (continues)

Temp. C	Presser MPa	Density kg/m ³ Liquid	Volume m ³ /kg Vapor	Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/(kg*K)		Specific heat cp kJ/(kg*K)	
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
38	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122	1.489	1.104
40	1.0165	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115	1.5	1.12
42	1.0721	1137.9	0.0189	259.35	420.44	1.1997	1.7108	1.513	1.138
44	1.13	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101	1.525	1.156
46	1.1901	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094	1.539	1.175
48	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086	1.553	1.196
50	1.3177	1102	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078	1.569	1.218
52	1.3852	1092.6	0.0143	274.71	424.35	1.2468	1.707	1.585	1.241
58	1.6033	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041	1.641	1.322
60	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2847	1.7031	1.663	1.354
62	1.7625	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2943	1.7019	1.686	1.388
64	1.8464	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007	1.712	1.426
66	1.9334	1019.4	0.0097	297.44	428.25	1.3136	1.6993	1.74	1.468
68	2.0234	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979	1.772	1.515
70	2.1165	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963	1.806	1.567
72	2.213	983.1	0.00818	307.79	429.1	1.343	1.6945	1.846	1.626
74	2.3127	970	0.00772	311.34	429.23	1.353	1.6926	1.89	1.693
76	2.4159	956.5	0.00728	314.96	429.27	1.3631	1.6905	1.941	1.77
78	2.5227	942.3	0.00686	318.65	429.2	1.3733	1.6881	2	1.861
80	2.6331	927.4	0.00646	322.41	429.02	1.3837	1.6855	2.069	1.967
85	2.9259	886.2	0.0055	332.27	427.91	1.4105	1.6775	2.313	2.348
90	3.2445	836.9	0.00461	343.01	425.48	1.4392	1.6663	2.766	3.064
95	3.5916	771.6	0.00374	355.43	420.6	1.472	1.649	3.961	4.942
100	3.9721	646.7	0.00265	374.02	407.08	1.5207	1.6093	-	-
101.03	4.056	513.3	0.00195	389.79	389.79	1.5593	1.5593	∞	∞



ตาราง ค.1 แสดงราคาสแตนเลสชนิดเส้นตรง [ร้าน วาย สตีลส์]

ชนิด	สแตนเลสชนิดเส้นตรง (ความยาว 6 เมตร)			
	เส้นผ่านศูนย์กลาง	6/8 นิ้ว	1 นิ้ว	1 1/4 นิ้ว
TYPE M.		410	550	695
TYPE C.		335	455	575

ตาราง ค.2 แสดงปริมาณการทำลายชั้นบรรยากาศของสารทำงานต่างๆ [2]

Refrigerants	ODP
R - 11	1.0
R - 12	1.0
R - 22	0.05
R - 113	0.8
R - 114	1.0
R - 123	0.02
R - 134a	0.0
R - 500	0.74

ประวัติผู้ทำโครงการ

ชื่อ : นายวันชัย มุลงาม
 วัน เดือน ปีเกิด : 17 พฤษภาคม 2529
 ภูมิลำเนา : 4 ม.8 ต. โยนก อ.เจียงแสน จ.เชียงราย
 ประวัติการศึกษา: - ประถมศึกษาที่โรงเรียนเทศบาล 2 (หนองบัว)
 - มัธยมศึกษาที่โรงเรียนสามัคคีวิทยาคม 2
 - มัธยมศึกษาที่โรงเรียนสามัคคีวิทยาคม 2
 - ปัจจุบันศึกษาที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ม.นเรศวร

ชื่อ : นายวิทยา กาวีราวรรณ
 วัน เดือน ปีเกิด : 25 มิถุนายน 2529
 ภูมิลำเนา : 17 ม.4 ต.จอมหมอกแก้ว อ.แม่ลาว จ.เชียงราย
 ประวัติการศึกษา: - ประถมศึกษาที่โรงเรียนบ้านป่าอ้อย
 - มัธยมศึกษาที่โรงเรียนบุญเรืองวิทยา
 - มัธยมศึกษาที่โรงเรียนแม่ลาววิทยาคม
 - ปัจจุบันศึกษาที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ม.นเรศวร

ชื่อ : นายก้องนาวิน อ่าอินทร์
 วัน เดือน ปีเกิด : 19 กรกฎาคม 2530
 ภูมิลำเนา : 149 ม.2 ต.หนองหมู อ.วิหารแดง จ.สระบุรี
 ประวัติการศึกษา: - ประถมศึกษาที่โรงเรียนอนุบาลวิหารแดง
 - มัธยมศึกษาที่โรงเรียนประเทียวิทยาทาน
 - มัธยมศึกษาที่โรงเรียนประเทียวิทยาทาน
 - ปัจจุบันศึกษาที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ม.นเรศวร