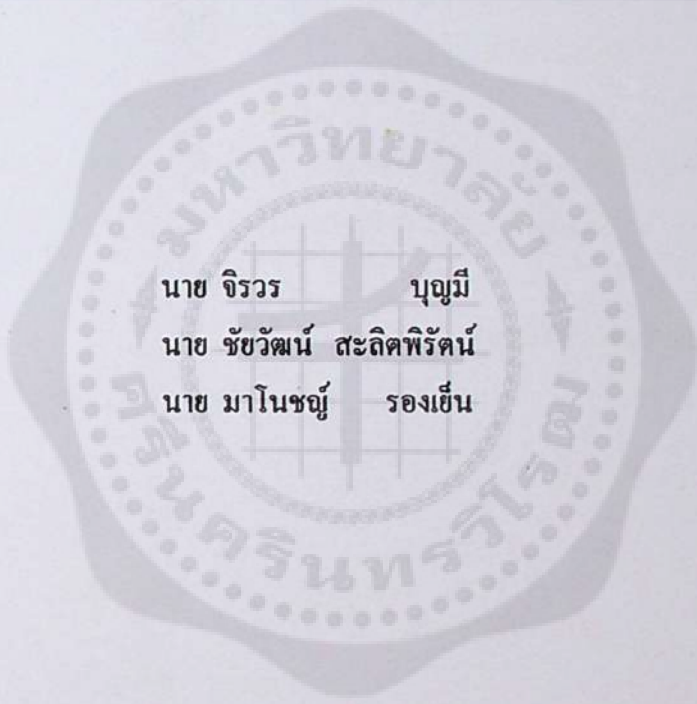


การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R134a
ในท่อที่มีเทปบิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก

ENHANCEMENT CONDENSATION HEAT TRANSFER OF R134a
IN TUBE WITH TWISTED-TAPE INSERT AND MICROFIN TUBE



นาย จิรวร บุญมี
นาย ชัยวัฒน์ สะลิตพิรัตน์
นาย มาโนชญ์ รองเย็น

โครงการวิศวกรรมศาสตรนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมศาสตร ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

ปีการศึกษา 2543

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัว
ของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเทป
บิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก

โดย

นาย จิรวร บุญมี
นาย ชัยวัฒน์ สะลิตพิรัตน์
นาย มาโนชญ์ รongเย็น

ภาควิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

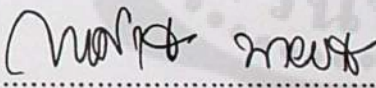
อาจารย์ที่ปรึกษา

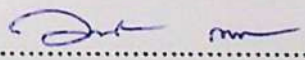
อาจารย์ ไพศาล นาผล

คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้โครงการวิศวกรรม
ศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

..... คณะบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รศ.ดร. ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอบปริญญานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(อ. ไพศาล นาผล)


..... กรรมการ
(อ. มนัส แป้งใส)

..... กรรมการ
(อ. ประชาสันติ ไตรยสุทธิ์)

..... กรรมการ
(อ. กิตติ สถาพรประสารณ์)

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำ
ความเย็น R134a ในท่อที่มีเทปบิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก

ปีการศึกษา 2543

โดย

อาจารย์ที่ปรึกษา

นาย จิรวร บุญมี

อาจารย์ ไพศาล นาสล

นาย ชัยวัฒน์ สะดิคพิรัตน์

นาย มาโนชญ์ รองเย็น

บทคัดย่อ

โครงการวิศวกรรมศาสตร ์ฉบับนี้เป็น การศึกษา การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สำหรับ การกลั่นตัวของสารทำความเย็นในท่อที่มีลูมิเนียมบิดเกลียวใส่ภายในท่อและ ท่อที่มีร่องขนาดเล็ก ซึ่งผู้ศึกษาได้ออกแบบระบบการควบแน่น และการถ่ายเทความร้อน โดยใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงานและใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็น โดยอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบท่อกู่ (Concentric) มี เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของเปลือก 25.27 mm. และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อ 7.75 mm. ในส่วนของ ท่อที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนมีความยาว 2000 mm.

จากผลการทดลองพบว่าท่อที่มีลูมิเนียมบิดเกลียวใส่ภายในท่อมีสัมประสิทธิ์การถ่าย เทความร้อนสูงกว่าท่อที่มีร่องขนาดเล็กและท่อผิวเรียบเพราะว่าการไหลที่ปั่นป่วนของสารทำความ เย็นภายในท่อที่มีการบิดเกลียว ทำให้มวลโมเลกุลมีการเคลื่อนที่ ซึ่งส่งผลให้คุณสมบัติของสารทำ ความเย็นมีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะที่เพิ่มขึ้น

**ENHANCEMENT CONDENSATION HEAT TRANSFER OF R134a
IN TUBE WITH TWISTED-TAPE INSERT AND MICROFIN TUBE**

Academic Year 2000

By

Mr. Jiravorn Bunme

Mr. Chaiwat Salitphirat

Mr. Manotch Rongyen

Project Report Advisor

Mr. Paisarn Narphon

ABTRACT

This engineering project was educated for enhancement condensation heat transfer of refrigerant in tube with twisted-tape insert and microfin tube. The system of experimental apparatus was design and constructed by using R134a refrigerant as working fluid, while the water as coolant. The test section was concentric heat exchanger have tube diameter, shell diameter and length 7.75,25.27and 2000 mm. respectively.

The results from experimental were found that the tube with twisted tape insert have more heat transfer coefficient then microfin tube and smooth tube. Because of the turbulent flow of refrigerant in twisted – tape insert increment the heat transfer coefficient by moving their molecules.

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบพระคุณ อาจารย์ ไพศาล นาผล , อาจารย์ มนต์ แป้งใส และอาจารย์ภาค วิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ได้ให้ คำปรึกษา แนะนำ ตรวจสอบ แก้ไขจนทำให้ โครงการวิศวกรรมศาสตรบัณฑิตนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้นขอขอบพระคุณ Furukawa Metal (Thailand) Co.,Ltd ที่ได้ให้ความเอื้อเฟื้ออนุเคราะห์ต่อ Micro-fin จนทำให้โครงการวิศวกรรมศาสตรบัณฑิตนี้บรรลุตาม เป้าหมายที่ได้กำหนดไว้ ขอขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และอาจารย์ทุกท่าน ที่ได้อบรมสั่งสอนให้ ความรู้แก่ผู้เขียนมาตั้งแต่ต้น รวมถึงเพื่อน ๆ ที่ให้การสนับสนุน และ เป็นกำลังใจให้ด้วยดีตลอดมา จนกระทั่งทำให้ผู้เขียน มีโอกาสเขียน โครงการวิศวกรรมศาสตรบัณฑิตนี้ได้สำเร็จ

คณะผู้จัดทำ



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฐ
บทที่	
1. บทนำ	1
ความสำคัญและที่มาของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	3
หลักการเบื้องต้นของการทำความเย็น	3
องค์ประกอบของระบบการทำความเย็น	4
กฎการถ่ายเทความร้อน	21
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	26
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของการไหลในท่อ	28
การควบแน่นบนท่อในแนวราบ	30
ผลกระทบของความเทอร์บิวเลนต์ที่มีต่อฟิล์มของเหลว	33
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	38
3. การคำนวณและการออกแบบ	38
การหาขนาดของคอมเพรสเซอร์	39
การคำนวณหาขนาดของอีวาपोเรเตอร์	40
การคำนวณหาขนาดของท่อ Test section	46
การคำนวณหาขนาดของปั้มน้ำ	54

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4. วิธีการทดลองและผลการทดลอง	58
ส่วนประกอบของชุดทดลอง	58
วิธีการทดลอง	60
ข้อสังเกตและข้อควรระวังในการทดสอบ	61
การวิเคราะห์ผลจากการทดลอง ✓	62
5. สรุปผลจากการทดลองและข้อเสนอแนะ	69
สรุปผลการทดลอง	69
ข้อเสนอแนะ	69
 บรรณานุกรม	 71
 ภาคผนวกที่	
1. ตารางข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ	74
2. แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a และแผนภูมิ	82
3. ตารางข้อมูลที่ได้จากการทดลอง	85
4. ตัวอย่างการคำนวณ	95
5. ตารางข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ	102
6. แบบโครงสร้างของชุดทดลอง	112

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่	
2.1 ค่าโดยประมาณของสภาพนำความร้อนของโลหะที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	23
2.2 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย	25
3.1 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของระบบ	56
4.1 แสดงขนาดท่อทดสอบ Test section	60
 ตารางภาคผนวกที่	
1.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134 a ณ อุณหภูมิต่าง ๆ	75
1.2 แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ	77
1.3 แสดงคุณสมบัติของน้ำ	79
1.4 แสดงขนาดท่อทองแดง	80
3.1 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	86
3.2 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	87
3.3 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	88
3.4 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Twisted-tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	89
3.5 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Twisted-tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	90
3.6 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Twisted-tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	91
3.7 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Micro-fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	92
3.8 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Micro-fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	93

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
3.9 แสดงผลการทดลองทดสอบ Micro-fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	94
5.1 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	103
5.2 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	104
5.3 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	105
5.4 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Twisted-tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	106
5.5 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Twisted-tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	107
5.6 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Twisted-tape insert อุณหภูมิน้ำเข้า 26°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	108
5.7 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Micro-fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	109
5.8 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Micro-fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	110
5.9 แสดงค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Micro-fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26°C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	111

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดง P-h และ T-s diagram สำหรับวัฏจักรอัดไอ	4
2.2 แสดงระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ	6
2.3 เครื่องควบแน่นที่มีครีบริบและถังนอนสำหรับฟรียอน	9
2.4 เครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถัง	10
2.5 เครื่องควบแน่นแบบขดท่อสองชั้น	11
2.6 เครื่องควบแน่นแบบขดท่อที่มีครีบริบและแผ่นซัดท่อระบายความร้อนด้วยอากาศ	12
2.7 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิบนผิวการส่งถ่ายความร้อน	13
2.8 อีวาพอเรทีปคอนเดนเซอร์	15
2.9 ลักษณะขดลวดอีวาพอเรเตอร์ชนิดต่างๆ	19
2.10 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{LMTD} ของเครื่องควบแน่น	20
2.11 การนำความร้อนผ่านผนังเรียบและผนังท่อกลม	23
2.12 กราฟสำหรับใช้คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในท่อ	29
2.13 การเรียงท่อในเครื่องควบแน่น (Condenser) และของเหลว (Condensate) ที่ไหลลงมาตามขอบท่อ	30
2.14 การเคลื่อนที่ของของไหลในท่อกลมในขณะที่ไอกำลังควบแน่นภายในท่อ	31
2.15 ผลกระทบจากความเทอร์บิวเลนซ์ในฟิล์มของเหลว	34
2.16 ตัวอย่างของท่อถ่ายเทความร้อนชนิดคดเคี้ยวตามขวาง	35
2.17 ตัวอย่างของครีบริบตามขวาง	35
2.18 แสดงหน้าตัดท่อที่มีร่องขนาดเล็ก	36
2.19 แสดงหน้าตัดท่อที่มีวัสดุแผ่นบางขยับเป็นเกลียวใส่ภายในท่อ	37
4.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	58
4.2 แสดงลักษณะของท่อทดสอบทั้ง 3 ชนิด	59
4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้ของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ลักษณะท่อต่างกันที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C	62
4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้ของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ลักษณะท่อต่างกันที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C	63

สารบัญรูป (ต่อ)

หน้า

รูปที่

4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C	63
4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C	64
4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (G_R) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C	65
4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (G_R) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C	65
4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวท่อ (q) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C	66
4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวท่อ (q) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C	66
4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพเชิงไอเฉลี่ย (X_{ave}) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C	67
4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพเชิงไอเฉลี่ย (X_{ave}) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C	68
4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าท่อ (T_{win}) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดมีอัตราการไหลของน้ำ $8.33 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	68

ภาคผนวกที่

2.1 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a	83
2.2 แสดงแผนภูมิ Moody diagram	84

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A_i	พื้นที่ผิวภายในท่อ	m^2
A_o	พื้นที่ผิวภายนอกท่อ	m^2
A_m	พื้นที่ผิวท่อเฉลี่ย	m^2
C_{pa}	ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ	kJ/kgK
C_{pw}	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ	kJ/kgK
C_{pl}	ความความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นสถานะของเหลว	kJ/kgK
C_{pv}	ค่าความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นสถานะไอ	kJ/kgK
D_i	เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน	m
D_o	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก	m
f	ตัวเลขสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในท่อ	
G	อัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่	kJ/m^2K
h	ค่าเอนทาลปี	kJ/kg
h_c	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	W/m^2K
h_f	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ	W/m^2K
h_i	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ	W/m^2K
h_o	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ	W/m^2K
k	ค่าการนำความร้อนของวัสดุ	W/mK
k_l	ค่าการนำความร้อนของสารทำความเย็นสถานะของเหลว	W/mK
L	อัตราการไหลของระบบสุบน้ำ	L/min
L_e	ค่าความยาวสมมูล	m
M_i	อัตราการไหลเชิงมวลของของเหลว	kg/s
M_v	อัตราการไหลเชิงมวลของไอ	kg/s
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลของอากาศเชิงมวล	kg/s
$\dot{m}_R$	อัตราการไหลของสารทำความเย็นเชิงมวล	kg/s
$\dot{m}_w$	อัตราการไหลของน้ำเชิงมวล	kg/s
n	จำนวนท่อ	

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Nu	ค่าเลขนอสเซลันัมเบอร์	
P	ความดัน	kPa
P_{com}	กำลังงานที่คอมเพรสเซอร์	HP
Pr_l	ตัวเลขพราวเดนันัมเบอร์ของสารทำความเย็นสถานะของเหลว	
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	kW
Q_c	อัตราถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์	kW
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่	W/m ²
Rc	ความสามารถในการทำความเย็น	kW
Re	ตัวเลขเรย์โนลด์ันัมเบอร์	
Re_l	ตัวเลขเรย์โนลด์ันัมเบอร์สถานะของเหลว	
Re_v	ตัวเลขเรย์โนลด์ันัมเบอร์สถานะของไอ	
T_c	อุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์	K
T_E	อุณหภูมิที่อีวาปอเรเตอร์	K
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m ² K
U_i	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมภายใน	W/m ² K
U_o	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมภายนอก	W/m ² K
V	ความเร็ว	m/s
V_m	ความเร็วเฉลี่ย	m/s
x	ความหนาของท่อ	m
X	คุณภาพไอเชิงมวล	
X_m	คุณภาพไอเชิงมวลเฉลี่ย	
ΔT_{LMTD}	ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเชิงล็อก	K
σ	ค่าคงที่ของสตีเฟนและโบลซ์แมน	W/m ² K ⁴
σ_r	ค่าแรงดึงผิวของสารทำความเย็น	N/m
ε	ค่าการแผ่รังสีความร้อน	
ρ_w	ค่าความหนาแน่นของน้ำ	kg/m ³

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
ρ_l	ค่าความหนาแน่นของสารทำความเย็นสถานะของเหลว	kg/m^3
ρ_v	ค่าความหนาแน่นของสารทำความเย็นสถานะของไอ	kg/m^3
μ_l	ความหนืดสมบูรณ์ของของเหลว	kg/ms
μ_v	ความหนืดสมบูรณ์ของไอ	kg/ms
ν_l	ความหนืดจลศาสตร์ของของเหลว	m^2/s
ν_v	ความหนืดจลศาสตร์ของไอ	m^2/s
ν	ปริมาตรจำเพาะ	m^3/kg
η	ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์	

บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญ และที่มาของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

ปัจจุบันในภาคอุตสาหกรรมกระบวนการผลิตโดยทั่วไปจะประกอบด้วยกระบวนการถ่ายเทความร้อน จากตัวกลางหนึ่งไปสู่อีกตัวกลางหนึ่ง เป็นจำนวนมาก ซึ่งเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยให้เกิดการถ่ายเทความร้อน ในปริมาณและอัตราที่ต้องการ และ ณ อุณหภูมิที่ต้องการ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จึงเป็นอุปกรณ์ตัวหนึ่ง ที่ช่างและวิศวกรในโรงงาน ต้องทำงานคลุกคลีอยู่ตลอดเวลา ทั้งในฐานะผู้ควบคุมใช้งาน ผู้ทำการบำรุงรักษา และในฐานะผู้ออกแบบ ความเข้าใจในหลักทฤษฎี และหลักปฏิบัติของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน นับว่า เป็นส่วนประกอบที่สำคัญต่อความสำเร็จในการปฏิบัติงานของช่าง และวิศวกร

อุปกรณ์ควบแน่นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบหนึ่งโดยที่ไอร้อนจากสารความเย็นที่ไหลไปตามผนังท่อของเครื่องควบแน่น จะถ่ายเทความร้อนให้กับสารหล่อเย็น ผลจากการถ่ายเทความร้อนนี้ จะทำให้สารความเย็นกลั่นตัวเป็นของเหลว ในโรงงานนี้จึงให้ความสนใจศึกษาอุปกรณ์ควบแน่น ซึ่งสารตัวกลางที่นำมาพิจารณาจะเป็นน้ำ จึงได้มีการศึกษาทฤษฎีของระบบการทำความเย็น เพื่อคำนวณออกแบบสร้างชุดทดลอง และวิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดลองโดยใช้ทฤษฎีเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน ความดันตกในอุปกรณ์ทดลองซึ่งจะได้ทราบถึงการเปลี่ยนแปลงต่าง ๆ สมรรถนะของการควบแน่นแบบท่อสองชั้น

วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. เพื่อศึกษาถึงหลักการทำงานของอุปกรณ์ควบแน่นแบบท่อสองชั้น
2. เพื่อศึกษาถึงตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน ความดันตกในอุปกรณ์ควบแน่นแบบท่อสองชั้น

ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. ชุดทดลองใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงาน (Working fluid)
2. ใช้ท่อทดสอบ (Test section) ภายใน 3 ลักษณะ
 - ท่อภายในเป็นท่อเรียบ (Smooth tube) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 9.52 mm.
 - ท่อภายในร่องขนาดเล็ก (Micro fin tube) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 9.52 mm. ขนาดความสูงของร่อง 0.15 mm. จำนวนร่อง 60 ร่อง มุมเอียงของร่อง 18° พื้นที่ผิวภายในท่อ 780 cm^2
 - ท่อภายในเป็นแบบเกลียวอลูมิเนียม (Aluminum twisted-tape insert) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อเท่ากับ 9.52 mm.
3. ท่อภายนอกเป็นท่อทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก เท่ากับ 28.58 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 25.27 mm.
4. ใช้น้ำที่สถานะอุณหภูมิห้องเป็นสารทำงานในระบบหล่อเย็น (Cooling system)
5. ภาระการทำความเย็น 1000 W

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบถึงพฤติกรรมต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์ควบแน่นแบบท่อสองชั้น
2. ทราบถึงหลักการของการทำงาน และ หลักการถ่ายเทความร้อน ใน อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (Heat exchanger)
3. ทราบถึงตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน ควบแน่นแบบท่อสองชั้น

บทที่ 2

ทฤษฎี

หลักการเบื้องต้นของการทำความเย็น

ในการทำความเย็นนั้นหมายถึงการรักษาหรือทำให้อุณหภูมิของระบบต่ำกว่าอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (Ambient air temperature) ในธรรมชาติแล้วจะเกิดขึ้นไม่ได้ เนื่องจากความร้อนจะถ่ายเทจากสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่ระบบที่มีอุณหภูมิต่ำ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีอุปกรณ์ที่จะมารักษาหรือทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากระบบที่มีอุณหภูมิต่ำไปสู่สิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูง ซึ่งเป็นไปตามกฎของเทอร์โมไดนามิกส์จากหลักการดังกล่าวทำให้มนุษย์มีความคิดที่จะสร้างระบบการทำความเย็นโดยใช้สารทำงาน (Working fluid) ที่มีจุดเดือดต่ำ ใช้ในระบบของการทำความเย็น โดยปกติแล้วคุณสมบัติทางเคมีของสารตัวนี้อยู่ในสถานะที่เป็นไอที่ความดันและอุณหภูมิปกติแต่ถ้าเราทำการให้สารตัวนี้ไหลเวียนในระบบแล้วอัดไอที่มีความดันสูงแล้วช่วยให้มีการควบแน่นให้กลายเป็นของเหลวโดยมีการระบายความร้อนเข้าช่วยหลังจากนั้นทำการลดความดันให้ต่ำลงและให้ไหลผ่านในสถานะที่มีอุณหภูมิสูงกว่าโดยคุณสมบัติเฉพาะตัวของสารตัวนี้จะดูดซับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเพื่อทำให้ตัวเองเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ จึงทำให้อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมมีอุณหภูมิต่ำลง ซึ่งจะวนเวียนอยู่แบบนี้ครบวัฏจักร จึงเรียกว่า วัฏจักรอัดไอ

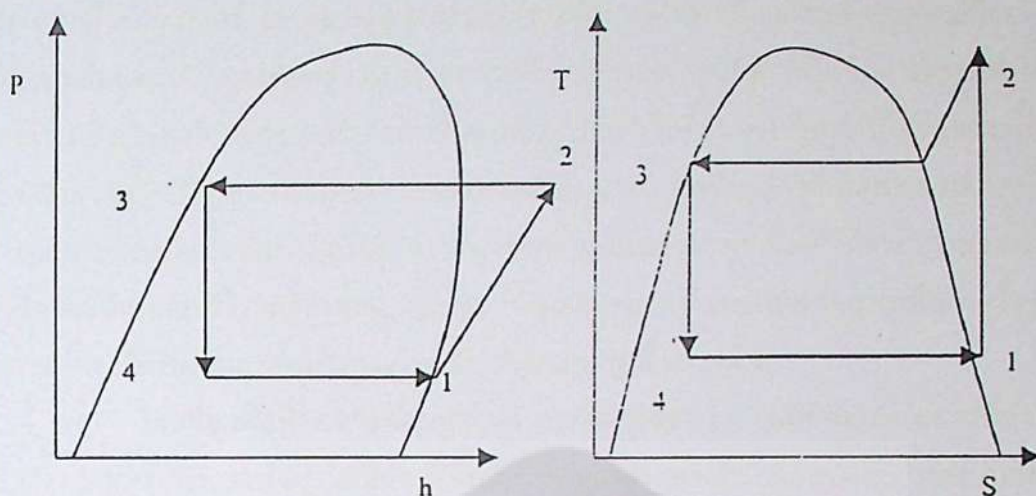
หลักการทำงานของแต่ละกระบวนการ

กระบวนการที่ 1 - 2 สารตัวกลางมีสถานะเป็นไออิ่มตัวที่มีความดันต่ำ ผ่านตู้เครื่องอัด (Compressors) และถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้น ขบวนการแบบไม่ส่งถ่ายความร้อนกับสภาพ

กระบวนการที่ 2 - 3 ไอความดันสูงจากเครื่องอัดไอ จะคายความร้อนโดยกระบวนการความดันคงที่ในคอยล์ร้อน (Condensers) ออกมาเป็นของเหลวอิ่มตัว

กระบวนการที่ 3 - 4 สารตัวกลางผ่านลิ้นลดความร้อน เป็น Throttling process ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

กระบวนการที่ 4 - 1 สารตัวกลางที่ผ่าน Throttling process จะระเหยโดยการรับความร้อนแบบความดันคงที่ในคอยล์เย็น (Evaporators) ออกมามีสถานะเป็นไออิ่มตัวอีกครั้ง



รูปที่ 2.1 แสดง P-h diagram และ T-s diagram สำหรับวัฏจักรอัดไอ

องค์ประกอบของระบบทำความเย็น (Component of refrigeration system)

การรักษาอุณหภูมิที่สูงและต่ำของระบบทำความเย็นนั้นจะใช้สารทำความเย็นโดยที่อุณหภูมิของจุดเดือดและจุดควบแน่นของสารทำความเย็นจะขึ้นกับความดันสมบูร์มเมื่อลดความดันจะทำให้จุดเดือดต่ำลงด้วยเหตุนี้จึงเกิดการดูดความร้อนจากห้องที่ต้องการทำให้เย็นในรูปของความร้อนและการระเหยของสารทำความเย็นขณะที่ระเหยที่ความดันและอุณหภูมิต่ำ ไอที่เกิดขึ้นนี้จะควบแน่นที่อุณหภูมิสูงเมื่อถูกอัดให้มีความดันสูงและเครื่องคอนเดนเซอร์จะดูดความร้อนที่สารทำความเย็นปล่อยออกมาเนื่องจากควบแน่นกลับเป็นของเหลวที่อุณหภูมิและความดันสูง ดังนั้นองค์ประกอบหลัก ๆ ของระบบทำความเย็นอย่างง่ายจะแสดงในรูปที่ 2.2 ขณะที่สารทำความเย็นไหลผ่านองค์ประกอบเหล่านี้จะมีการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นก๊าซและกลับเป็นของเหลวอีกครั้ง โดยที่สารทำความเย็นจะเคลื่อนที่ในแนวทาง a, b, c, d, e, f และ g

จากจุด e ก่อนที่จะเข้าสู่วาล์วที่ใช้ในการขยายตัว (Expansion valves) สารทำความเย็นจะอยู่ในสภาพที่เป็นของเหลวอิ่มตัวภายใต้ความดันสูงและมีอุณหภูมิต่ำกว่าหรือเทียบเท่ากับอุณหภูมิที่ควบแน่นวาล์วที่ใช้ขยายตัวนี้จะเป็นตัวแยกส่วนที่เป็นความดันสูงและต่ำออกจากกัน เมื่อสารทำความเย็นผ่านวาล์วนี้ที่จุด e แล้ว ความดันจะลดต่ำลงและอุณหภูมิก็ต่ำลงด้วย ซึ่งความดันที่ลดต่ำลงนี้มีผลให้สารทำความเย็นในสถานะของเหลวบางส่วนเปลี่ยนเป็นไอซึ่งจะเรียกว่า ฟลัชแก๊ส (Flash gas)

ของผสมของของเหลวกับก๊าซนี้ จะเข้าสู่ขดลวดอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator - coils) ที่จุด f ในอีวาพอเรเตอร์ (Evaporators) สารทำความเย็นจะเปลี่ยนเป็นแก๊สอย่างสมบูรณ์ที่จุด g โดยได้รับความร้อนจากตัวกลางที่มีอยู่รอบ ๆ ขดลวดอีวาพอเรเตอร์ ไออัมตัวที่เกิดขึ้นอาจจะถูกทำให้ร้อนมากขึ้นเป็นไอคงโดยได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นจากสิ่งแวดล้อมไอที่อัมตัวหรือถูกทำให้ร้อนขึ้นนี้จะต้องต่ำกว่าความดันวิกฤตของสารทำความเย็นและต้องสูงมากพอที่จะทำให้เกิดการควบแน่นขึ้น การควบแน่นนี้จะเกิดขึ้นที่อุณหภูมิค่อนข้างสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศหรือน้ำที่ใช้ระบายความร้อนในเครื่องคอนเดนเซอร์ ในเครื่องคอมเพรสเซอร์นี้ขณะที่ความดันของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นสารทำความเย็นจะได้รับความร้อนปริมาณมาก ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นมากด้วย

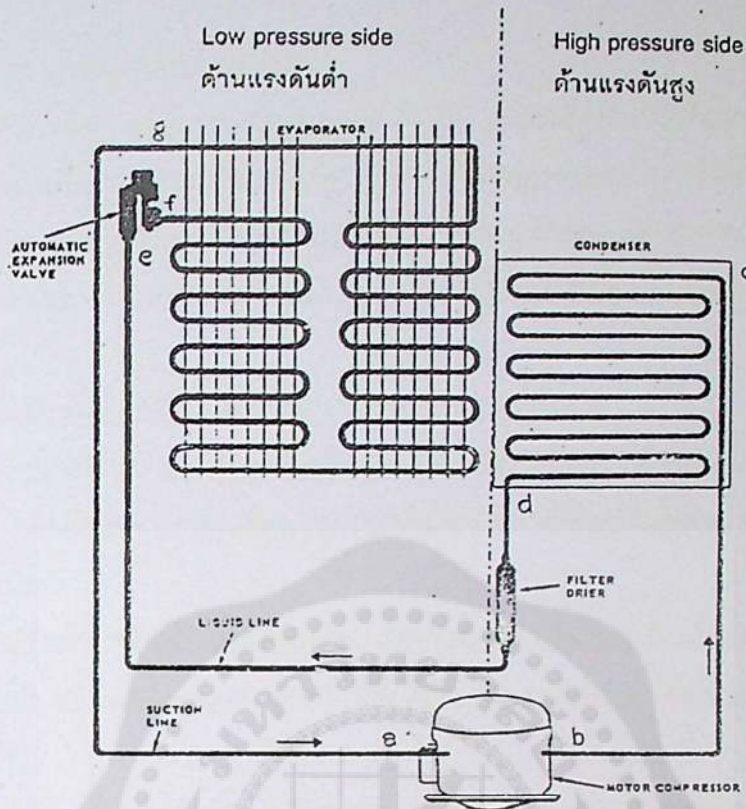
ไอหรือแก๊สที่ร้อนจัดนี้จะส่งไปยังคอนเดนเซอร์ซึ่งอาจเป็นคอนเดนเซอร์ที่ทำให้เย็นด้วยอากาศหรือน้ำ สารทำความเย็นจะให้ความร้อนแก่ตัวกลางที่ล้อมรอบแล้วควบแน่นกลับเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ จนหมดสารทำความเย็นอาจจะมีอุณหภูมิลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิควบแน่นเนื่องจากปริมาณความร้อนบางส่วนถูกกำจัดออกไปด้วยตัวกลางที่ล้อมรอบ จากนั้นสารทำความเย็นเหลวจะส่งไปยังถังเก็บ (Receiver) ของเหลวอัมตัวจะเข้าสู่ตัวที่ไ้ใช้ขยายตัว จากนั้นวงจรก็จะดำเนินต่อไป หัวใจของระบบทำความเย็นจะอยู่ที่เครื่องคอมเพรสเซอร์ ดังนั้นเพื่อให้เข้าใจระบบการทำความเย็นมากขึ้นจะได้กล่าวถึงรายละเอียดของแต่ละองค์ประกอบดังนี้

1. คอมเพรสเซอร์ (Compressors)

คอมเพรสเซอร์ หรือ "เครื่องอัด" คืออุปกรณ์เพิ่มความดันของสารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะที่เป็นไอซึ่งจะทำหน้าที่ในการดูดและอัดน้ำยาในสถานะที่เป็นแก๊สคือดูดน้ำยาที่เป็นซูเปอร์ฮีตแก๊สความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำจากอีวาพอเรเตอร์ผ่านเข้ามายังทางดูดของคอมเพรสเซอร์ แล้วอัดแก๊สนี้ให้มีความดันสูงขึ้น และมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยส่งเข้ายังคอนเดนเซอร์ โดยผ่านเข้าทางท่อส่งเพื่อไปกลั่นตัวเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ด้วยการระบายความร้อนออกจากระบบน้ำยาอีกทีหนึ่ง

กล่าวได้ว่าหัวใจสำคัญในระบบเครื่องทำความเย็นแบบการอัดไอนั้นคือเครื่องคอมเพรสเซอร์ซึ่งมีหน้าที่ดูดและอัดแก๊ส

แก๊สสารทำความเย็นที่ได้จากอีวาพอเรเตอร์หรือคอลล์เย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำจะถูกอัดด้วยเครื่องคอมเพรสเซอร์ให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นดังกล่าวนั้นแล้วจากนั้นจึงส่งไปยังเครื่องคอนเดนเซอร์ต่อไปโดยการอัดแก๊สของสารทำความเย็นนี้ อุณหภูมิจะสูงขึ้นกว่าอุณหภูมิห้องที่อยู่รอบๆ คอนเดนเซอร์ แต่ความร้อนนี้จะลดลงหรือกำจัดโดยคอนเดนเซอร์ในภายหลัง



รูปที่ 2.2 แสดงระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

คอมเพรสเซอร์ที่ใช้กันโดยทั่วไปคือแบบอัดแก๊สโดยการใช้ลูกสูบ (Reciprocating) แบบแรงเหวี่ยง (Centrifugal) และแบบโรตารี (Rotary) คอมเพรสเซอร์แบบอัดแก๊สโดยการใช้ลูกสูบลูกสูบที่จะเคลื่อนไปและกลับในกระบอก ซึ่งเป็นที่นิยมใช้กันมาก และมีความจุแตกต่างกันตั้งแต่เป็นเศษส่วนของตันจนถึง 100 ตันของความเย็น (Ton of refrigeration) คำนวณ (1 ตันของการทำความเย็น) เป็นปริมาณความร้อน หน่วยเป็น Btu ที่ใช้ในการละลายน้ำแข็ง 1 ตัน (2000 ปอนด์) ในเวลา 24 ชม. ที่ 32°F (0°C)

คอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง (Centrifugal) มักใช้กับเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่ที่มีการติดตั้งพร้อมการก่อสร้างอาคารประกอบด้วยใบพัดหลายใบซึ่งหมุนด้วยความเร็วสูงทำให้ความดันสูงขึ้นและคอมเพรสเซอร์แบบโรตารีจะใช้กันมากในวงการเครื่องเย็น เนื่องจากความกะทัดรัดและมีการสั่นสะเทือนน้อยแบบนี้จะมีใบพัดที่หมุนภายในกระบอกคอมเพรสเซอร์อาจทำงานด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์สันดาปภายในก็ได้

2. คอนเดนเซอร์ (Condensers)

คอนเดนเซอร์ หรือ "อุปกรณ์ควบแน่น" คือ อุปกรณ์ที่ทำให้สารความเย็นในสภาพที่เป็นไอเปลี่ยนสภาพเป็นของเหลวโดยการระบายความร้อนออกจากสารความเย็นน้ำยาหรือสารความเย็นในสถานะที่เป็นไอมีความดันสูง อุณหภูมิสูง ซึ่งถูกอัดส่งมาจากคอมเพรสเซอร์เมื่อถูกระบายความร้อนออกจะกลั่นตัวเป็นน้ำยาภายในคอนเดนเซอร์แต่ยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่

ความร้อนควบแน่นและความสามารถระบายความร้อน

ในการทำให้ไอสารทำความเย็นที่เครื่องอัดอัดให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงเป็นของเหลวนั้น จำเป็นจะต้องระบายความร้อนออกไปให้เท่ากับความร้อนแฝงของการควบแน่นของไอสารทำความเย็นนั้น

ความร้อนที่ไอสารทำความเย็นระบายให้กับน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่น จะเท่ากับผลต่างระหว่างเอนทัลปีของไอสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องควบแน่น และเอนทัลปีที่ทางออกของเครื่องควบแน่น

ความร้อนที่สารทำความเย็นระบายออกในเครื่องควบแน่นเท่ากับความร้อนที่สารทำความเย็นดูดจากสิ่งที่ต้องการทำให้เย็นบวกกับความร้อนที่ต้องการในการอัดให้สารทำความเย็นความดันต่ำ เป็นสารทำความเย็นความดันสูงพอที่จะทำให้กลายเป็นของเหลวในเครื่องควบแน่นได้ง่าย หรืออีกนัยหนึ่งก็คือความร้อนที่เทียบเท่ากับงานที่ต้องการในการอัด

ในทางปฏิบัติการคำนวณความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องควบแน่นนั้นจะต้องหาความสามารถในการทำความเย็น (kW) และกำลังที่ต้องการ (kW) ที่อุณหภูมิระเหย และอุณหภูมิควบแน่นที่กำหนดจากตารางการทำงาน (Performance table) ของเครื่องทำความเย็นก่อนแล้วจึงหาความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องควบแน่น ดังต่อไปนี้

ความสามารถในการระบายความร้อน : kW = (ความสามารถในการทำความเย็น : kW) + (กำลังที่ต้องการ : kW)

อย่างไรก็ตามเมื่อให้เครื่องทำความเย็นระบายความร้อนออกจากสิ่งที่มีอุณหภูมิสูง อุณหภูมิระเหยก็จะสูงด้วย ด้วยเหตุนี้ความร้อนที่จะต้องระบายออกก็จะสูงตามไปด้วย

ในการออกแบบเครื่องควบแน่น จึงต้องคำนึงถึงความจริงของข้อนี้

สำหรับในเครื่องทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหยสูง เช่น เครื่องปรับอากาศ ความร้อนที่เครื่องควบแน่น ระบายออกจะมีค่าประมาณ 1.2 ถึง 1.3 เท่าของความสามารถในการทำความเย็น แต่ในเครื่องทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหยต่ำ เช่น เครื่องทำน้ำแข็ง ความร้อนที่เครื่องควบแน่น ระบายออก จะมีค่าสูงขึ้น เป็นประมาณ 1.3 ถึง 1.6 เท่าของความสามารถในการทำความเย็น

ปริมาณน้ำหล่อเย็น

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ต้องการสำหรับระบายความร้อนออกจากเครื่อง
ควบแน่น อาจหาได้จากสูตรดังต่อไปนี้
ปริมาณน้ำหล่อเย็น

$$L = \frac{Q_c}{\rho_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2.1)$$

การถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น (Heat transmission of condenser)

พื้นที่ของเครื่องควบแน่นที่ต้องการสำหรับระบายความร้อนที่กำหนดอาจหาได้จาก
สูตรดังต่อไปนี้ สูตรนี้เป็นสูตรที่ใช้กันทั่วไปสำหรับการคำนวณในทางปฏิบัติ

$$\text{พื้นที่ของเครื่องควบแน่น} \quad A = \frac{Q_c}{U \Delta T_{LMTD}} \quad (2.2)$$

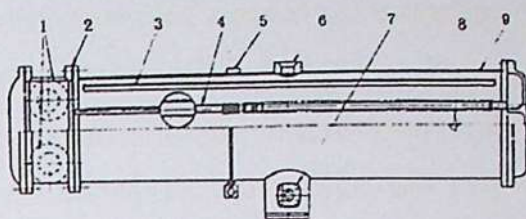
เครื่องควบแน่นแบบท่อและถังนอน (Horizontal shell and tube condenser)

เครื่องควบแน่นแบบท่อและถังนอนเป็นเครื่องควบแน่นที่ใช้กันแพร่หลายทั้งในเครื่อง
ทำความเย็นขนาดเล็ก และขนาดใหญ่ เครื่องทำน้ำเย็น และเครื่องปรับอากาศแบบชุด

ดังแสดงในรูปที่ 2.3 เครื่องควบแน่นแบบท่อและถังมีท่อจำนวนมากชิดติดกับแผ่น
ครอบหัวและท้ายของถังนอน น้ำหล่อเย็นไหลผ่านท่อ ด้านในของแผ่นครอบหัวและท้ายของถังมี
ผนังกันเพื่อบังคับให้น้ำไหลกลับไปกลับมาในถังให้ได้ความเร็วตามที่ต้องการ (ประมาณ 1.5 ถึง 2
เมตร/วินาที)

น้ำหล่อเย็นเข้าไปในเครื่องควบแน่นจากส่วนล่างไหลกลับไปกลับมาในท่อน้ำหล่อเย็น
จนกระทั่งออกไปทางส่วนบน จำนวนครั้งที่น้ำไหลจากด้านหนึ่งไปอีกด้านหนึ่งของถังเรียกว่า
จำนวนครั้งที่ผ่าน (Number of pass) จำนวนครั้งที่ผ่านสูงสุดคือ 12 ยิ่งเพิ่มจำนวนครั้งที่ผ่านขึ้นตาม
ความต้านทานการไหลด้านน้ำหล่อเย็นก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

ในเครื่องควบแน่นแอมโมเนีย ถัง ท่อน้ำหล่อเย็น และฝาครอบทำด้วยเหล็ก ในเครื่อง
ควบแน่นฟรอน ถัง และฝาครอบทำด้วยเหล็ก ส่วนท่อน้ำหล่อเย็นทำด้วยทองแดงแต่ถ้าต้องการ
คุณสมบัติที่ต้านทานการกัดกร่อนสูงเป็นพิเศษ ท่อน้ำหล่อเย็นจะทำด้วยทองเหลือง หรือทองแดง
ผสมนิกเกิล และฝาครอบทำด้วยทองเหลือง



- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1. ทางเข้าและทางออกของน้ำหล่อเย็น | 6. ทางเข้าของสารทำความเย็น |
| 2. แผ่นยึดท่อ (Tube plate) | 7. ทางออกของสารทำความเย็น |
| 3. แผ่นกระจาย (Distribution plate) | 8. ปลั๊กหลอมตัวได้ (Fusible plug) |
| 4. ท่อมีครีป | 9. ถัง |
| 5. มาตรวัดระดับ | |

รูปที่ 2.3 เครื่องควบแน่นแบบท่อมีครีปและถังนอนสำหรับฟรีออน

เพื่อจะทำเครื่องควบแน่นให้มีขนาดเล็กและเบาที่ระบายความร้อนจะเป็นท่อมีครีปบนด้านสารทำความเย็นเพื่อเพิ่มพื้นที่สัมผัสในการระบายความร้อนคือความยาวของท่อ (สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผิวท่อด้านน้ำหล่อเย็นสูงกว่าของผิวท่อด้านสารทำความเย็น ครีปจึงมีบนผิวท่อด้านสารทำความเย็น เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวระบายความร้อนด้านสารทำความเย็นเป็นการชดเชย)

เพราะฉะนั้นความจุภายในเครื่องควบแน่น จะล้นข้างน้อยเมื่อเทียบกับพื้นที่ผิวระบายความร้อน

ถ้าสารทำความเย็นเข้าไปในเครื่องควบแน่นมากขึ้น ระดับของสารทำความเย็นเหลวในเครื่องควบแน่นก็จะสูงขึ้นและพื้นที่ผิวที่จะระบายความร้อนจะลดลง ผลก็คือความดันควบแน่นจะสูงขึ้น

เนื่องจากเครื่องควบแน่นแบบท่อและถังสามารถเก็บบรรจุสารทำความเย็นได้ จึงมักใช้เป็นถังเก็บสารทำความเย็นเหลวด้วย

เมื่อเครื่องควบแน่นถูกใช้งานเป็นเวลานาน ท่อด้านน้ำหล่อเย็นจะมีสเกลเคลือบ มีผลให้สัมประสิทธิ์การนำความร้อนลดลง สามารถควบแน่นไอสารทำความเย็นได้น้อยลง

เพราะฉะนั้น จึงมีความจำเป็นจะต้องทำความสะอาดในท่อของเครื่องควบแน่นเป็นครั้งคราว โดยการเปิดฝาครอบทั้งสองด้านแล้วเขย่าท่อด้วยแปรงลวดอ่อน ๆ จนสะอาด ช่วงระยะในการทำควมสะอาดขึ้นอยู่กับคุณภาพของน้ำที่ใช้

คุณลักษณะของเครื่องควบแน่นแบบท่อและถังมีดังต่อไปนี้

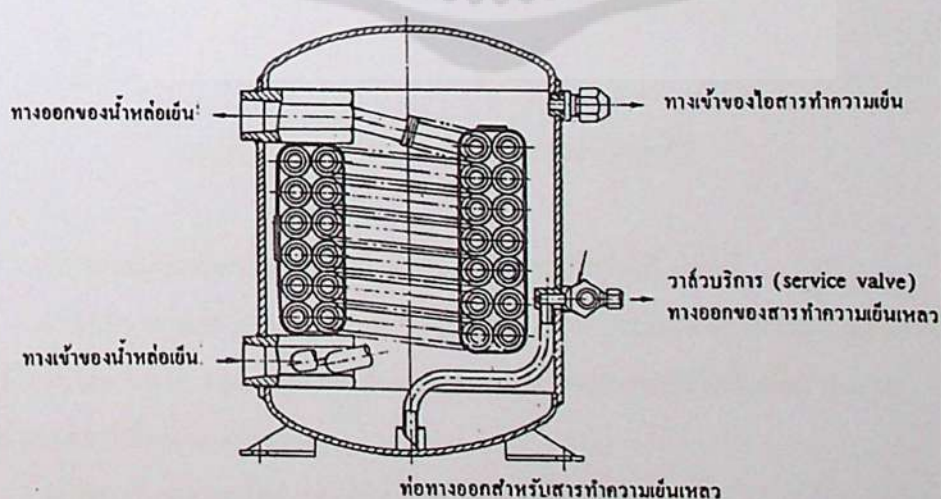
- 1) เป็นเครื่องควบแน่นที่สามารถสร้างให้มีความสามารถในการระบายความร้อนสูง โดยใช้ท่อระบายความร้อนที่มีครีบริบชิดกันจึงเป็นเครื่องที่มีขนาดเล็กและเบา
- 2) สามารถสร้างท่อน้ำได้ง่าย
- 3) ตัวถังนอน ทำให้สามารถติดตั้งและเคลื่อนย้ายง่าย
- 4) สามารถล้างท่อระบายความร้อนได้ง่าย

เครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถัง (Shell and coil condenser)

เครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถังเป็นแบบที่นิยมใช้กันแพร่หลายสำหรับเครื่องทำความเย็นที่ใช้ฟรอน (เครื่องปรับอากาศแบบชุด เครื่องทำน้ำเย็น ฯลฯ) ที่มีขนาดเล็กจนข้างเล็ก

ดังแสดงในรูปที่ 2.4 เครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถังมีขดท่อระบายความร้อนอยู่ภายในถังขดท่อระบายความร้อนทำด้วยท่อทองแดง โดยอาจให้มีหนึ่ง หรือหลาย ๆ ขดก็ได้ ท่อที่ใช้ อาจเป็นท่อธรรมดาหรือท่อที่มีครีบริบ (Acrofin tube) ท่อเหล่านี้ทำให้ง่ายและราคาพอสมควร

ในเครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถังนั้น มีน้ำหล่อเย็นไหลภายในท่อ สเกลที่เกาะภายในท่อจะต้องล้างออกโดยใช้สารเคมี



รูปที่ 2.4 เครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถัง

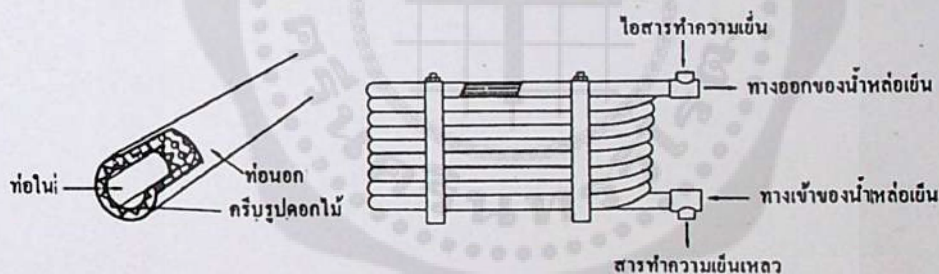
คุณลักษณะของเครื่องควบแน่นแบบขดท่อและถังมีดังต่อไปนี้

- 1) ราคาถูก เพราะสร้างได้ง่าย การติดตั้งท่อระบายความร้อนเข้ากับฝาดังทำได้สะดวก
- 2) รูปร่างกระทัดรัดและต้องการเนื้อที่น้อยเพราะมีทรงตั้ง และสะดวกในการสร้างเป็นหน่วย
- 3) ไม่สามารถเปลี่ยนแปลงท่อระบายความร้อนได้เพราะลักษณะการสร้างและการทำความสะอาดจะต้องทำโดยใช้สารเคมีล้าง

เครื่องควบแน่นแบบท่อสองชั้น (Double tube type condenser)

เครื่องควบแน่นแบบท่อสองชั้นประกอบด้วยท่อสองชั้นมีแกนร่วมกัน มีสารทำความเย็นไหลอยู่ระหว่างช่องว่างระหว่างท่อนอกและท่อในจากด้านบนลงสู่ด้านล่าง และน้ำหล่อเย็นไหลสวนจากทางด้านล่างขึ้นไปด้านบนภายในท่อใน (แบบไหลสวนทาง) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน

ในเครื่องทำความเย็นที่ใช้ฟรีออนขนาดเล็ก ๆ จะใช้ท่อทองแดงเป็นทั้งท่อภายนอกและท่อภายใน รูปที่ 2.5 แสดงเครื่องควบแน่นแบบท่อสองชั้นในรูปขดท่อ



รูปที่ 2.5 เครื่องควบแน่นแบบขดท่อสองชั้น

สำหรับท่อในนั้นอาจทำด้วยท่อธรรมดา หรือท่อมีครีบริบคดโค้งก็ได้

ความเร็วของการไหลภายในท่อ 1 - 2 เมตร/วินาที และผลต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าและที่ทางออก (อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่นที่เพิ่มขึ้น) 8 - 10 °C และอัตราการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างสูง

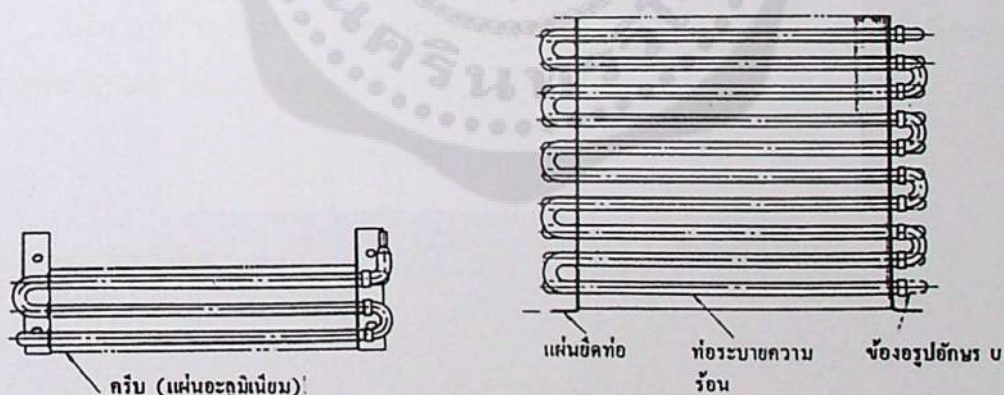
คุณลักษณะของเครื่องควบแน่นแบบท่อสองชั้นมีดังต่อไปนี้

- 1) สร้างได้ง่าย และราคาถูก

- 2) สามารถระบายความร้อนได้ดี และถึงอุณหภูมิเย็นเยือกที่เพียงพอ เพราะการไหลของน้ำหล่อเย็นและของสารทำความเย็นเป็นแบบสวนทางกัน
 - 3) ต้องการปริมาณน้ำหล่อเย็นค่อนข้างน้อย
 - 4) การกำจัดเอาสเกลออกจากผิวท่อเครื่องควบแน่นสามารถทำได้ยาก และจำเป็นต้องล้างด้วยสารเคมี
 - 5) ไม่สามารถตรวจสอบภายใน และตรวจดูการเป็นสนิมภายในและสับเปลี่ยนท่อได้
- ชนิดของคอนเดนเซอร์หลัก ๆ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooled condensers) คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water - cooled condensers) และคอนเดนเซอร์ที่ใช้การระเหย (Evaporative condensers) ซึ่งจะใช้ทั้งอากาศ และน้ำ

2.1 เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooled condenser)

ดังแสดงในรูปที่ 2.6 เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศประกอบด้วยชุดท่อระบายความร้อนแบบมีครีบริบ (ท่อทองแดงมีครีบริบเป็นอลูมิเนียม หรือท่อทองแดงมีครีบริบเป็นทองแดงด้วย) อากาศหล่อเย็นไหลผ่านชุดท่อในแนวตั้งฉากกับผิวหน้าของชุดท่อสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงจากเครื่องอัดไหลเข้าไปทางส่วนของชุดท่อและกลายเป็นของเหลวในขณะที่ไหลลงตามชุดท่อ



รูปที่ 2.6 เครื่องควบแน่นแบบชุดท่อมีครีบริบและแผ่นขีด

ท่อระบายความร้อนด้วยอากาศ

ระยะห่างระหว่างครีบริบของท่อระบายความร้อนประมาณ 2.0 - 3.5 mm. และท่อระบายความร้อนมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 15.9 mm. หนา 0.6 - 1.2 mm. (0.5 mm. สำหรับแบบ

เล็ก ๆ) อากาศหล่อเย็นผ่านผิวหน้าชุดท่อระบายความร้อนด้วยความเร็วประมาณ 2.5 เมตร/วินาที ในการออกแบบผิวหน้าระบายความร้อนที่ต้องการการการต่อต้านความชื้นประมาณ 12- 15 m^2 อุณหภูมิ ความชื้นสูงกว่าอุณหภูมิบรรยากาศประมาณ 15 - 20 $^{\circ}\text{C}$ ในฤดูร้อนอุณหภูมิความชื้นอาจขึ้นสูงถึง 50 - 55 $^{\circ}\text{C}$

คุณสมบัติของเครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศมีดังต่อไปนี้

- 1) ไม่ต้องมีท่อน้ำ ป้อนน้ำ และท่อระบายน้ำ เพราะไม่ต้องใช้น้ำ
- 2) สามารถติดตั้งในที่โปร่งได้ทุกแห่ง
- 3) ไม่ค่อยมีปัญหาเรื่องการเป็นสนิม แม้ในที่ที่อากาศสกปรก ทั้งนี้เพราะผิวหน้า ระบายความร้อนแห้ง
- 4) ต้องการท่อสารทำความเย็นความดันสูงขาว เนื่องจากเครื่องควบแน่นมักจะติดตั้ง อยู่ภายนอกอาคาร
- 5) ในฤดูหนาว จำเป็นจะต้องควบคุมความดันควบแน่น เพราะความยุ่งยากอาจเกิดขึ้น จากการที่ความดันควบแน่นต่ำเกินไปได้

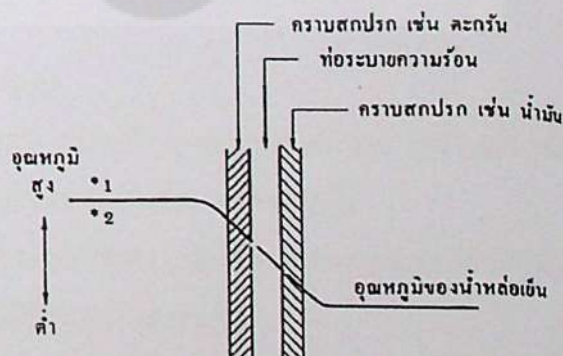
2.2 เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ

ความร้อนจากสารทำความเย็นถ่ายเทไปให้น้ำหล่อเย็นในท่อระบายความร้อนของ เครื่องควบแน่น (ดูรูปที่ 2.7)

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังของท่อระบายความร้อนขึ้นอยู่กับวัสดุของท่อ สภาพของท่ออัตราการไหล ฯลฯ มาก

* 1: อุณหภูมิของสารทำความเย็น

* 2: อุณหภูมิควบแน่น



รูปที่ 2.7 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อน

นั่นคือ ปริมาณความร้อนเป็น kW ของของไหล ที่ถ่ายเทผ่าน 1 m^2 ของพื้นผิวของท่อ เมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวภายในและผิวภายนอกต่างกัน 1°C ในเวลา 1 ชั่วโมง
ความเร็วของน้ำหล่อเย็น

ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวท่อ (Coefficient of surface heat transfer) h_w และค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall coefficient of heat transfer) U ผ่านท่อระบายความร้อนของเครื่องควบแน่นจะมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำในท่อสูงขึ้น

แต่ถ้าความเร็วของน้ำหล่อเย็นสูงมากนัก ความต้านทานการไหลของน้ำก็จะเพิ่มสูงมากด้วย มีผลให้ต้องสูญเสียกำลังของปั๊มน้ำหล่อเย็นมาก เพราะฉะนั้นจึงไม่ควรเพิ่มความเร็วการไหลของน้ำหล่อเย็นให้สูงเกินไป อัตราความเร็วปกติที่ใช้กันคือ 1.5 ถึง 2.5 เมตร / วินาที

ชนิดของสารทำความเย็นและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

เมื่อเปรียบเทียบกับแอมโมเนียแล้ว ฟรียอนมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านผิวท่อของเครื่องควบแน่นน้อยกว่ามาก

ฉะนั้นถ้าความเร็วของน้ำหล่อเย็นเท่ากันอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นแอมโมเนียจะสูงกว่าของเครื่องควบแน่นฟรียอนมาก

ด้วยเหตุนี้จึงกำหนดให้ความเร็วของน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่นฟรียอนค่อนข้างสูงเพื่อให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผิวท่อ ด้านน้ำหล่อเย็นของเครื่องควบแน่นสูงขึ้นเพื่อให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

ยิ่งกว่านั้น ที่ผิวท่อระบายความร้อนของเครื่องควบแน่นฟรียอนมีครีบริดคอบนด้านสารทำความเย็นเพื่อให้พื้นที่สัมผัสเพิ่มขึ้นและเพื่อลดความต้านทานต่อสัมประสิทธิ์การนำความร้อนด้านสารทำความเย็น อันจะมีผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

การสูญเสียความดัน (Head loss)

ความต้านทานด้านน้ำหล่อเย็นของเครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำขึ้นอยู่กับความสัมพัทธ์ระหว่างปริมาณ และความเร็วของการไหลของน้ำหล่อเย็น

ในการออกแบบเครื่องควบแน่นให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงและความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงนั้นจำเป็นจะต้องให้ความเร็วของน้ำสูง

แต่ในการเพิ่มความเร็วการไหลของน้ำในท่อให้สูงขึ้นจะมีผลให้การสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นด้วยเพราะฉะนั้นจะต้องใช้ปั๊มที่มีความดันจ่ายออก (Discharge pressure) สูง

ผลลัพธ์ คือ ประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นจะลดลงเนื่องจากกำลังสำหรับปั๊มเพิ่ม

ขึ้น

ในเครื่องควบแน่นใช้ฟรอน ความเร็วการไหลของฟรอนค่อนข้างสูงกว่าความเร็วการไหลของแอมโมเนีย เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ปกติแล้วความเร็วการไหลถูกจำกัดไม่ให้เกิน 2.7 เมตร/วินาที

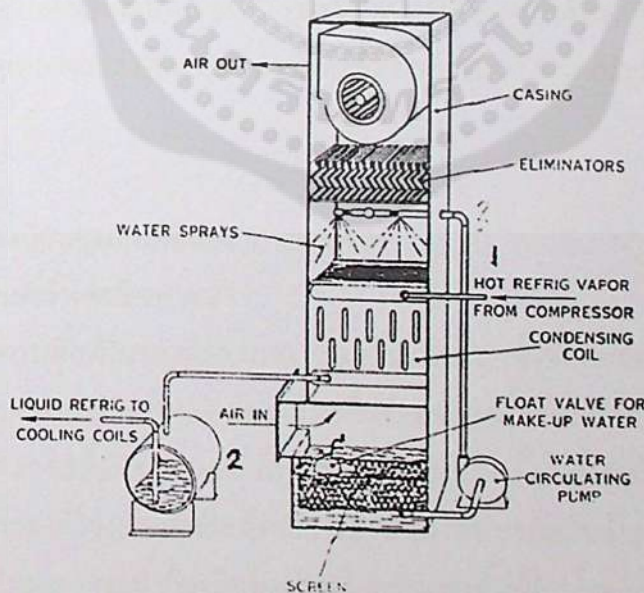
สำหรับในเครื่องควบแน่นที่มีผนังกันบนฝาครอบด้านบน สามารถทำให้ความเร็วการไหลเพิ่มขึ้นหรือลดลงตามความเหมาะสมได้โดยการลดหรือเพิ่มจำนวนครั้งที่น้ำจะต้องไหลวนในเครื่องควบแน่น

2.3 อีวาปอเรทีบคอนเดนเซอร์

อีวาปอเรทีบคอนเดนเซอร์ ดังรูปที่ 2.8 ใช้น้ำยาจากคอมเพรสเซอร์เข้าสู่คอนเดนเซอร์ทางคอยล์ด้านบน ใช้น้ำยาที่กลายเป็นของเหลวจะไหลลงตามคอยล์ออกสู่ถังเก็บซึ่งอยู่ทางด้านซ้ายของรูปเพื่อเตรียมปล่อยเข้าสู่ถังลดความดันต่อไป

น้ำหล่อเย็นจะถูกฉีดเข้าทางด้านบนของคอยล์ ผ่านคอยล์เพื่อรับความร้อนจากไอน้ำยา และตกลงมายังส่วนล่างของคอนเดนเซอร์ น้ำจำนวนดังกล่าวจะถูกปั๊มกลับเข้าไปหล่อเย็นคอยล์อีกครั้งหนึ่ง

พัดลมซึ่งอยู่ด้านบนสุดของคอนเดนเซอร์ มีหน้าที่ดูดอากาศออกจากคอนเดนเซอร์



รูปที่ 2.8 อีวาปอเรทีบคอนเดนเซอร์

ดังนั้นอากาศจากภายนอกจึงเข้าไปแทนที่ในคอนเดนเซอร์โดยผ่านช่องอากาศขึ้นไปด้านบนสวนทางกับน้ำหล่อเย็นซึ่งตกลงมา ทำให้เกิดการรับเอาความร้อนจากน้ำหล่อเย็นและคอยล์ไปด้วยพร้อมกัน

ลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในอีวาพอเรติบคอนเดนเซอร์ เกิดขึ้นดังนี้ น้ำหล่อเย็นทำหน้าที่หล่อเลี้ยงผิวท่อน้ำยาให้เปียกอยู่เสมอ ขณะเดียวกันอากาศจะรับความร้อนจากน้ำหล่อเย็นอีกต่อหนึ่ง ลักษณะการถ่ายเทความร้อนวิธีดังกล่าวนี้จะใช้น้ำหล่อเย็นปริมาณน้อยลงมาก และอุณหภูมิของไอน้ำจะไม่สูงกว่าอุณหภูมิอากาศมากนัก ซึ่งแตกต่างจากการถ่ายเทความร้อนด้วยอากาศแต่เพียงอย่างเดียว กล่าวคือในวิธีการดังกล่าวผิวของท่อน้ำยาจะแห้ง การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นเฉพาะเมื่ออุณหภูมิของอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิของไอน้ำยา หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือการหล่อเย็นด้วยอากาศแต่เพียงอย่างเดียว จะมีการถ่ายเทเฉพาะความร้อนจำเพาะเท่านั้น แต่การหล่อเย็นด้วยน้ำและอากาศทำงานร่วมกัน จะมีการถ่ายเททั้งความร้อนจำเพาะและความร้อนแฝงด้วย

อีวาพอเรติบคอนเดนเซอร์สามารถติดตั้งได้ทั้งภายนอกและภายในอาคาร แต่สำหรับบริเวณที่อุณหภูมิของอากาศต่ำกว่าจุดน้ำแข็ง อีวาพอเรติบคอนเดนเซอร์จะติดตั้งได้เฉพาะภายในอาคารเท่านั้น

อากาศที่ใช้น้ำหล่อเย็นคอนเดนเซอร์ต้องกรองให้สะอาด เพราะถ้าอากาศสกปรกมีฝุ่นปะปนอยู่ด้วยเมื่อกระทบกับน้ำภายในคอนเดนเซอร์จะกลายเป็นโคลนตกอยู่ก้นถังของคอนเดนเซอร์ น้ำที่ใช้น้ำหล่อเย็นก็เช่นเดียวกันควรจะมีการปรับคุณภาพด้วย ทั้งนี้เพราะว่าน้ำที่ใช้น้ำหล่อเย็นอีวาพอเรติบคอนเดนเซอร์เป็นน้ำจำนวนเดิมที่วนกลับไปมา ถ้าสกปรกจะทำให้เกิดตะกอนขึ้นเช่นกัน

ข้อเปรียบเทียบคุณสมบัติของคอนเดนเซอร์

คอนเดนเซอร์หล่อเย็นด้วยน้ำ

1. ต้องการเนื้อที่ในการติดตั้งน้อยที่สุด เว้นแต่ระบบที่ใช้หอหล่อเย็นด้วย
2. ต้องการหอหล่อเย็นหรือต้องอยู่ในพื้นที่ ๆ จะหาน้ำหล่อเย็นภายนอกอาคาร
3. สามารถติดตั้งคอนเดนเซอร์ภายในอาคาร และติดตั้งหอหล่อเย็นภายนอกอาคาร
4. ในระบบที่ใช้หอหล่อเย็นต้องมีการปรับสภาพน้ำหล่อเย็นด้วย
5. ปัม และ ท่อน้ำต้องมีขนาดใหญ่พอที่จะส่งน้ำปริมาณพอเพียงกับความต้องการของระบบ
6. ขนาดของคอนเดนเซอร์มีตั้งแต่ขนาดเล็กจนถึงขนาดใหญ่
7. ระบบที่ประกอบด้วยหอหล่อเย็น ต้องการการบำรุงรักษามาก

คอนเดนเซอร์หล่อเย็นด้วยอากาศ

1. ไม่ต้องใช้น้ำหล่อเย็นจึงสามารถตัดปัญหาเกี่ยวกับการเกิดตะกรัน และการกัดกร่อนของน้ำ
2. เมื่อเปรียบเทียบกับอีวาพอเรทีบคอนเดนเซอร์ หรือคอนเดนเซอร์หล่อเย็นด้วยน้ำ ปรากฏว่าต้องการกำลังงานมากกว่า
3. ค่าติดตั้งและบำรุงรักษาต่ำที่สุด
4. โดยปกติติดตั้งภายนอกอาคาร
5. ไม่ต้องการระบบท่อน้ำและปั๊ม
6. ถ้าขนาดของระบบใหญ่กว่า 125 ตัน โดยปกติจะต้องเป็นแบบหลายชุดทำงานร่วมกัน
7. ขนาดท่อน้ำยาวกว่าระบบอื่น

อีวาพอเรทีบคอนเดนเซอร์

1. ต้องการปริมาณน้ำหล่อเย็นน้อยกว่า คอนเดนเซอร์หล่อเย็นด้วยน้ำแบบใช้หอหล่อเย็น ดังนั้น จึงใช้ปั๊ม และท่อน้ำขนาดเล็ก
2. ปกติต้องการเนื้อที่ติดตั้งน้อยกว่าคอนเดนเซอร์หล่อเย็นด้วยอากาศหรือคอนเดนเซอร์หล่อเย็นด้วยน้ำแบบใช้หอหล่อเย็น
3. สามารถติดตั้งภายในอาคารได้
4. ต้องการระบบปรับสภาพน้ำ
5. สามารถใช้กับระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ได้
6. การบำรุงรักษามีปานกลาง

3. อุปกรณ์ขยายตัว (Expansion valves)

เครื่องควบคุมการไหลของสารความเย็น เป็นอุปกรณ์ที่สำคัญอย่างหนึ่ง ของระบบทำความเย็น ชนิดอัดไอ

หน้าที่ของอุปกรณ์นี้คือ

เป็นเครื่องควบคุมสารความเย็นเหลวจากท่อของเหลว (Liquid line) ไปยังอีวาพอเรเตอร์อัตราส่วนที่สัมพันธ์กับการระเหยของสารความเย็นเหลวที่เกิดขึ้นในอีวาพอเรเตอร์ นอกจากนี้ยังเป็นตัวช่วยในการควบคุมความแตกต่างของความดันระหว่างด้านความดันสูงและความดันต่ำ

ของระบบให้พอดีกับการระเหยของสารทำความเย็นด้านความดันต่ำในอีวาพอเรเตอร์และในขณะเดียวกันไอสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัด ก็ควบแน่นที่ความดันสูงในเครื่องควบแน่น

เครื่องควบคุมการไหลของสารทำความเย็นมีหลายแบบด้วยกัน คือ

1. วาล์วขยายตัวปรับด้วยมือ (Hand expansion valves)
2. วาล์วขยายตัวอัตโนมัติ (Automatic expansion valves)
3. วาล์วขยายตัวอัตโนมัติเทอร์โมสแตติก (Thermostatic expansion valves)
4. ท่อแคพิลลารี (Capillary tube)
5. วาล์วลอยความดันต่ำ (Low pressure float valves)
6. วาล์วลอยความดันสูง (High pressure float valves)

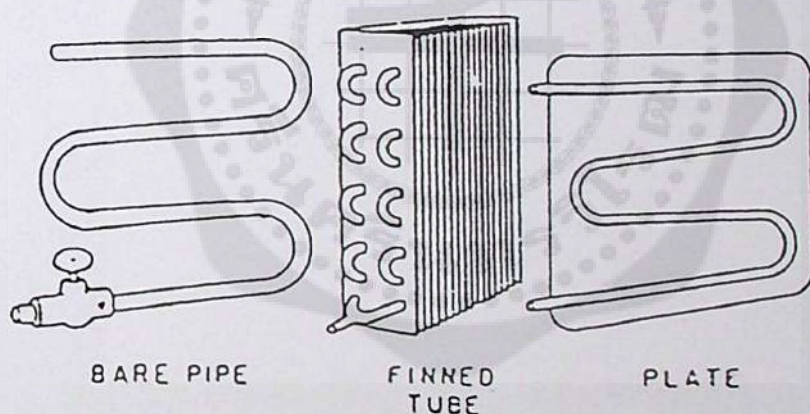
4. อีวาพอเรเตอร์ (Evaporators)

ในระบบทำความเย็นการทำให้เกิดความเย็น ในห้องเย็นนั้นได้จากการควบคุมการเดือดหรือการระเหยของสารทำความเย็นโดยการควบคุมความดันที่การระเหยเกิดขึ้นซึ่งมีผลต่อการควบคุมอุณหภูมิที่ระเหยสารทำความเย็นจะระเหยอยู่ภายในท่อคอยล์หรือภาชนะอื่นและในกรณีที่เป็นคอยล์ของห้องที่จะทำให้เย็นอากาศภายในห้องจะถูกบังคับให้ผ่านผิวภายนอกของคอยล์คอยล์พัดลม (Fan coil unit) จะเรียกว่า อีวาพอเรเตอร์ (Evaporators) ความร้อนจะถ่ายเทจากห้องไปยังอีวาพอเรเตอร์โดยบังคับให้ลมภายในห้องผ่านผิวด้านนอกของอีวาพอเรเตอร์จากนั้นความร้อนจะส่งผ่านท่อไปยังสารทำความเย็น ซึ่งจะดูดความร้อนไว้โดยการระเหย (การเดือด) ซึ่งจะเหมือนกับน้ำในหม้อก๋วน้ำเดือดที่ระเหยหรือเดือดโดยให้ความร้อนเข้าไปแต่สิ่งที่แตกต่างกันมากคือการระเหยหรือการเดือดของสารทำความเย็นจะเกิดขึ้นที่ช่วงอุณหภูมิต่ำกว่าของน้ำเป็นอย่างมากคำว่าอีวาพอเรเตอร์จึงหมายถึง คอยล์เย็นเพราะสารทำความเย็นระเหยภายในคอยล์ในอีวาพอเรเตอร์ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวให้ความเย็นนั้นสารทำความเย็นเหลวจะระเหยหรือเดือดกลายเป็นแก๊สที่อุณหภูมิ และความดันคงที่การเปลี่ยนสถานะนี้จำเป็นต้องใช้พลังงานมาก ซึ่งจะได้จากสิ่งแวดล้อมนั่นเอง ทำให้เกิดความเย็นขึ้น

อีวาพอเรเตอร์สามารถแบ่งได้เป็น 2 ชนิด ตามลักษณะการใช้งาน คือ อีวาพอเรเตอร์ชนิดไคเร็คเอ็กเพนชัน (Direct - expansion) ซึ่งจะให้สารทำความเย็นระเหยภายในคอยล์ของอีวาพอเรเตอร์คอยล์จะสัมผัสโดยตรงกับวัตถุหรือของไหลที่จะถูกทำให้เย็น อีวาพอเรเตอร์ชนิดนี้จะไม่มี การหมุนเวียนสารทำความเย็นภายในเครื่องโดยที่สารทำความเย็นเหลวจะกลายเป็นแก๊สขณะที่ผ่านท่ออย่างต่อเนื่อง ส่วนอีกชนิดหนึ่งคือ อีวาพอเรเตอร์ชนิดอินไคเร็คเอ็กเพนชัน (Indirect - expansion) หรือฟลัด (Flooded) ซึ่งจะใช้ตัวกลางเป็นสื่อถ่ายเท (Carrier medium) เช่น น้ำ หรือน้ำเกลือ

ที่ถูกทำให้เย็นเนื่องจากสารที่ให้ความเย็นดูดความร้อนไปใช้ในการระเหยในคอลัมน์ของอีวาपोเรเตอร์ จากนั้นตัวกลางนี้จะถูกบีบไปยังวัตุหรือของไหลที่จะถูกทำให้เย็นอีวาपोเรเตอร์ชนิดหลังนี้จะต้องใช้อุปกรณ์เพิ่มเติมแต่ก็มีข้อดีคือการทำ ความเย็นสามารถกระทำได้หลายจุดน้ำจะใช้เป็นตัวกลางสื่อ นำ ถ้าระบบทำความเย็นต้องการอุณหภูมิสูงกว่าจุดเยือกแข็ง แต่ถ้าอุณหภูมิต่ำกว่าจะใช้น้ำเกลือ (Brine) หรือกลีคอล (Glycols) เช่น พวเคทธีลีน (Ethylene) หรือโพรพีลีน กลีคอล (Propylene glycol) หรือใช้ร่วมกัน

ลักษณะอีวาपोเรเตอร์อาจแบ่งตามลักษณะการสร้างได้ คือ แบบท่อ (Bare - pipe) แบบท่อชนิดมีครีป (Finned - tube) และแบบแผ่น (Plate - type) ดังแสดงในรูปที่ 2.9 อีวาपोเรเตอร์แบบท่อ (Bare - pipe evaporators) เป็นเครื่องแบบง่าย ๆ ซึ่งง่ายต่อการละลายน้ำแข็งและทำความสะอาด นอกจากนี้ครีปหรือฟิน (Fin) ที่เติมเข้าไปในอีวาपोเรเตอร์แบบท่อชนิดมีครีป (Fin - tube evaporators) ทำให้พื้นผิวเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ส่วนอีวาपोเรเตอร์แบบแผ่น (Plate type evaporators) เป็นเครื่องที่ให้การสัมผัสระหว่างผลิตภัณฑ์ที่จะทำให้เย็นกับอีวาपोเรเตอร์เกิดขึ้นโดยตรง



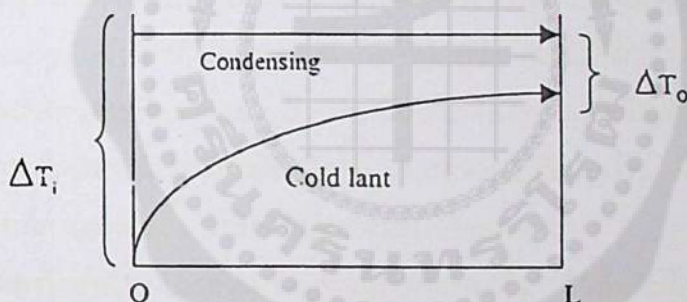
รูปที่ 2.9 ลักษณะขดลวดอีวาपोเรเตอร์ชนิดต่าง ๆ

สมรรถนะของอีวาपोเรเตอร์ (Evaporator capacity) คืออัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่ออีวาपोเรเตอร์จากช่องหรือผลิตภัณฑ์ที่ต้องการทำความเย็นให้กับสารทำความเย็นให้กับสารทำความเย็นแสดงเป็นวัตต์ซึ่งในการเลือกใช้ต้องให้มีสมรรถนะเพียงพอกับการทำความเย็น ซึ่งความร้อนที่เข้าสู่อีวาपोเรเตอร์ได้ 3 ทาง คือ การนำ การพา และการแผ่รังสี ถ้าไม่พิจารณาถึงวิธีที่ความร้อนจะเข้าสู่ท่อแล้วความร้อนที่ผ่านผนังท่อจะเป็นแบบการนำความร้อนเท่านั้น ดังนั้นสมรรถนะของอีวาपोเรเตอร์ก็คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อ ซึ่งสามารถคำนวณโดย

$$Q = A \times U \times \Delta T_{LMTD} \quad (2.3)$$

การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกกาลีทึมโดยทั่วไปแล้วสารความเย็นเข้าไปในเครื่องควบแน่นในรูปของไอร้อนจัด และออกจากเครื่องควบแน่นในรูปของของเหลวอิ่มตัวจากไ้อิ่มตัวไปเป็นของเหลวอิ่มตัวโดยการควบแน่นและจากของเหลวอิ่มตัวเป็นของเหลวเย็นเยือกโดยการลดอุณหภูมิขณะไหลผ่านเครื่องควบแน่น

โดยที่ไอน้ำที่ไหลผ่านสารความเย็นนั้นจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นโดยการดูดความร้อนจากการควบแน่นของสารความเย็นดังกล่าวแต่เพื่อความสะดวกในทางปฏิบัติการคำนวณเครื่องถ่ายเทความร้อนในเครื่องควบแน่นให้คำนวณจากอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยโดยการสมมุติว่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นลดถึงอุณหภูมิควบแน่นอย่างสม่ำเสมอผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยจึงหาได้จากอุณหภูมิของไอน้ำเข้าและที่ออกจากเครื่องควบแน่น



รูปที่ 2.10 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{LMTD} ของเครื่องควบแน่น

ซึ่งความแตกต่างเฉลี่ยได้จากรูปข้างบนนี้เรียกว่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (Logarithmic mean temperature difference) : ΔT_{LMTD}

ซึ่งหาได้จากสูตรนี้

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ci} - T_{wi}) - (T_{co} - T_{wi})}{\log(T_{ci} - T_{wi}) / (T_{co} - T_{wi})} \quad (2.4)$$

กฎการถ่ายเทความร้อน (Principles of heat transfer)

เมื่อใดที่จุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันก็จะมีพลังงานถ่ายเทจาก จุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำพลังงานที่กำลังเคลื่อนที่ด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้มีชื่อเรียกว่า ความร้อนถึงแม้ว่าวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นวิชาที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทของพลังงานก็ตามแต่ก็เป็นการศึกษาเฉพาะในกรณีที่ระบบความร้อนที่อยู่ในสภาวะสมดุลแล้วเท่านั้น ดังนั้น กฎเกณฑ์ต่าง ๆ ในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จึงใช้ได้เพียงแค่นำมาหาจำนวนพลังงานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบความร้อนที่อยู่ในสภาวะสมดุลจากสถานะหนึ่งไปยังอีกสถานะหนึ่งเท่านั้น ไม่สามารถบอกให้ทราบว่า การเปลี่ยนแปลงนั้นเกิดขึ้นได้รวดเร็วเพียงไร ศาสตร์จากวิชาการถ่ายเทความร้อนนี้จะช่วยต่อเติมกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ด้วยการวิเคราะห์ที่สามารถนำมาใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

รายละเอียดที่จะนำมาใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ และการถ่ายเทความร้อนนั้นพิจารณาได้จากแท่งเหล็กที่กำลังร้อนขึ้นจากการแช่ทิ้งไว้ในน้ำร้อนจากกฎของเทอร์โมไดนามิกส์จะทำให้สามารถหาอุณหภูมิของแท่งเหล็กและของน้ำร้อนภายหลังจากที่แท่งเหล็กและน้ำร้อนอยู่ในสภาวะสมดุลแล้ว แต่ก็ไม่สามารถบอกให้ทราบว่า จะต้องใช้เวลานานเท่าไร แท่งเหล็กและน้ำ จึงจะมีอุณหภูมิตามที่ต้องการ ส่วนการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะสามารถทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำไปยังแท่งเหล็กได้ นอกจากนี้วิธีดังกล่าว ยังสามารถคำนวณหาอุณหภูมิของแท่งเหล็ก และของน้ำ ในฟังก์ชันของเวลาได้อีกด้วย

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์แบบนี้ จำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบต่าง ๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบ คือ การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ การถ่ายเทความร้อน โดยการพา และการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี เพื่อความสะดวกในการคำนวณทางวิศวกรรม เรามักจะพิจารณาการถ่ายเทความร้อนแต่ละลักษณะแยกกัน จากนั้นจึงนำมารวมกันเป็นผลสุดท้าย

1. การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)

การนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนผ่านของแข็ง รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนในของเหลวหรือแก๊สเมื่อของเหลวหรือแก๊สนั้นไม่มีการเคลื่อนที่ ตัวอย่างเช่น เมื่อเราเผาปลายข้างหนึ่งของแท่งโลหะ เราจะพบว่าในไม่ช้าปลายอีกข้างหนึ่งจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น ทั้งนี้ก็เนื่องจากการนำความร้อนไปตามแท่งโลหะนั้นเอง

อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนสามารถหาได้โดยอาศัยกฎของฟูรีเยร์ (Fourier's law) ซึ่งเขียนในรูปสมการได้เป็น

$$\dot{q}_x = -Ak \frac{dT}{dx} \quad (2.5)$$

สภาพนำความร้อนเป็นสมบัติของวัสดุซึ่งสามารถหาค่าได้จากตารางหรือแผนภาพในกรณีที่รู้รายละเอียดของวัสดุที่เกี่ยวข้อง ในกรณีที่ไม่รู้รายละเอียดของวัสดุโดยครบถ้วนก็อาจจะต้องหาค่าสภาพนำความร้อนโดยการทดลอง โดยทั่วไปโลหะจะมีสภาพนำความร้อนสูงกว่าโลหะตารางที่ 2.1 แสดงค่าโดยประมาณของโลหะบางตัวที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเรียบที่มีความหนาเป็น L และมีอุณหภูมิพื้นผิวทั้งสองฝั่งที่เป็น T_A และ T_B ตามลำดับ (รูปที่ 2.11a) สามารถคำนวณหาโดยใช้สมการ (2.5) ซึ่งเขียนในรูป

$$\dot{q}_x = -\frac{kA(T_B - T_A)}{x} \quad (2.6)$$

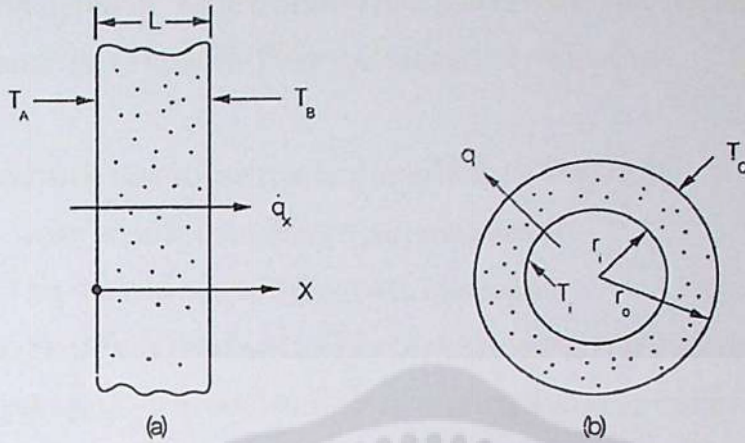
ในการเขียนสมการ (2.6) เราอาศัยความสัมพันธ์ $dx/dx = (T_B - T_A)/L$ เราอาจจะเขียนสมการเสียใหม่ให้อยู่ในรูปที่เทียบเคียงได้กับกฎของโอห์มในทางไฟฟ้า ดังต่อไปนี้

$$\dot{q}_x = \frac{T_A - T_B}{R_w} \quad (2.7)$$

การถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อกกลมที่มีความยาว L สามารถคำนวณหาได้ในลักษณะที่คล้ายคลึงกัน ให้รัศมีภายในและภายนอกของท่อเป็น r_i และ r_o ตามลำดับ และอุณหภูมิของพื้นผิวภายในและภายนอกเป็น T_i และ T_o ตามลำดับ (รูปที่ 2.11b) อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อสามารถคำนวณได้โดยใช้การเทียบเคียงกับกฎของโอห์มในทางไฟฟ้าดังต่อไปนี้

$$q_x = \frac{T_i - T_o}{R_w} \quad (2.8)$$

เมื่อ $R_w = \ln(r_o / r_i) / 2\pi kL$



รูปที่ 2.11 การนำความร้อนผ่าน (a) ผนังเรียบ และ (b) ผนังท่อกลม

ตารางที่ 2.1 ค่าโดยประมาณของสภาพนำความร้อนของโลหะที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

สภาพนำความร้อน, W/(m . °C)				
โลหะ	-100 °C	0 °C	100 °C	400 °C
โลหะผสมของอะลูมิเนียม	120	160	180	-
เหล็กกล้าไร้สนิม	-	43	42	36
เหล็กกล้าไร้สนิม	16	17	19	19
ทองแดง	407	380	374	350
ทองเหลือง	88	100	120	140
นิกเกิล/โครม	12	13	16	18

2. การถ่ายเทความร้อนโดยการพา (Convection heat transfer)

เมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน จะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุ ขบวนการการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ เรียกว่าการถ่ายเทความร้อน

ร้อนโดยการพา หรือการพาความร้อนขบวนการพาความร้อนดังกล่าวนี้เป็นปรากฏการณ์พื้น ๆ แต่กลไก การถ่ายเทความร้อนนั้นซับซ้อนมากในช่วงแรกนี้ จะไม่กล่าวถึงวิธีการวิเคราะห์แต่จะเสนอกลไกและสมการหลักๆ ที่สามารถใช้คำนวณหาอัตราการพาความร้อนจากส่วนย่อย ๆ ของระบบ ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของระบบที่ใช้ให้ความร้อนและระบายความร้อน

การถ่ายเทความร้อนโดยการพา แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ คือ

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

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหลของการพาความร้อนแบบอิสระนั้นเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิในของไหลที่เนื่องมาจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจนทำให้เกิดแรงลอยตัวขึ้น ตัวอย่างของการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนัง หรือหลังคาบ้าน ในวันที่อากาศสงบเงียบ การพาความร้อนภายใน กัดมันน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อน หรือการถ่ายเทความร้อนจากผิวของตัวเก็บความร้อน จากดวงอาทิตย์ ในช่วงที่ไม่มีลมพัด การพาความร้อนแบบบังคับ จะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อน หรือเย็นกว่า เนื่องจากการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับ มีความเร็วที่สูงกว่าแบบอิสระดังนั้นถ้าหากมีความแตกต่างของอุณหภูมิขนาดเท่าๆ กันแบบบังคับก็จะมีอัตราการพาความร้อนสูงกว่า แต่ไม่ว่าจะเป็นการพาความร้อนแบบไหนก็ตาม ต่างก็มีสมการสำหรับหาอัตรา การพาความร้อนที่อยู่ในรูปของกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ซึ่งมีรูปเป็น

$$q_c = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (2.9)$$

ค่า h_c นี้หาได้ทั้งโดยวิธีวิเคราะห์และโดยวิธีทดลอง หน่วยของ h_c ในระบบเอสไอ นั้นเป็นวัตต์ต่อตารางเมตรต่อองศาเซลเซียส ตาราง 2.2 เป็นค่าโดยประมาณของ h_c รวมทั้งค่า h_c จากการเดือดและการกลั่นตัวของน้ำด้วย

3. การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี (Radiation heat transfer)

ความร้อนจากการนำและจากการพาจะเคลื่อนที่ผ่านได้เฉพาะในกรณีที่นิวตริมาเป็นตัวกลาง (Medium) เท่านั้น แต่สำหรับความร้อนจากการแผ่รังสีนั้น จะสามารถเคลื่อนที่ผ่านได้โดยไม่ต้อง

ตาราง 2.2 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทการพาความร้อนและชนิดของของไหล	h_c ($W/m^2 \cdot K$)
การพาความร้อนแบบอิสระ, อากาศ	5-25
การพาความร้อนแบบบังคับ, อากาศ	10-200
การพาความร้อนแบบอิสระ, น้ำ	20-100
การพาความร้อนแบบบังคับ, น้ำ	20-10,000
น้ำกำลังเดือด	3,000-100,000
ไอของน้ำที่กำลังกลั่นตัว	5,000-100,000

จำเป็นต้องมีตัวกลางเช่นในบริเวณที่เป็นสูญญากาศพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะเคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า ที่มีความเร็วเท่ากับความเร็วของแสง (3×10^{10} cm/s) พลังงานที่เคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้านั้นมีอยู่มาหลายชนิด เช่น รังสีเอ็กซ์ รังสีอินฟราเรด แต่สำหรับในที่นี้จะพิจารณาแต่เพียงพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีเท่านั้นจำนวนพลังงานที่ส่งออกจากผิววัตถุในรูปรังสีความร้อน (Radiant heat) นั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสัมบูรณ์ และลักษณะของผิววัตถุที่สามารถแผ่รังสีได้สูงสุด หรือที่เรียกว่าวัตถุดำ (Black body) จะมีอัตราการแผ่รังสีความร้อนเป็น

$$q_r = \sigma AT^4 \quad (2.10)$$

จะเห็นได้จากสมการว่าอัตราการพาความร้อนจากการแผ่รังสีกับวัตถุนั้นแปรโดยตรงกับกำลังสี่ของอุณหภูมิสัมบูรณ์ และทั้ง ๆ ที่อัตราการแผ่รังสี ความร้อน ไม่ขึ้นอยู่กับสภาพของสิ่งแวดล้อมก็กลับปรากฏว่าอัตราการถ่ายความร้อนสุทธิของการแผ่รังสีขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างวัตถุ 2 ชิ้น หรือมากกว่า 2 ชิ้น ที่กำลังแลกเปลี่ยนความร้อนกัน ถ้าวัตถุดำแผ่รังสีความร้อนไปยังวัตถุที่อยู่รอบ ๆ (Enclosure) และวัตถุที่อยู่รอบ ๆ ก็เป็นวัตถุดำ (สามารถดูดซึมพลังงานจากการแผ่รังสีที่มาตกกระทบได้หมด) ด้วยแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุดำที่มีอุณหภูมิ T_1 ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบ ๆ และมีอุณหภูมิเป็น T_2 ก็จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.11)$$

วัตถุจริงจะไม่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้มากเท่ากับตัวแผ่รังสีในจินตนาการที่เรียกว่าวัตถุดำ แต่จะแผ่ได้น้อยกว่าถ้าหากที่อุณหภูมิเท่า ๆ กัน วัตถุจริงสามารถแผ่รังสีความร้อนในอัตราส่วนที่คงที่กับวัตถุดำได้ ทุกความยาวคลื่นแล้ววัตถุจริงนั้นจะมีชื่อเรียกว่า "วัตถุกเทา" วัตถุกเทาจะแผ่รังสีความร้อนในอัตรา

$$q_r = \sigma \epsilon A T^4 \quad (2.12)$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุกเทาที่มีอุณหภูมิ T_2 ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบ ๆ และมีอุณหภูมิ T_1 จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.13)$$

เมื่อ ϵ_1 = ค่าการแผ่รังสี (Emissivity) ของวัตถุกเทา มีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุกเทากับวัตถุดำเมื่อมีอุณหภูมิเท่ากัน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat - transfer coefficient)

ถ้าเราหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ซึ่งมักจะเป็นค่าคงที่เข้ากับพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน และความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย จะได้ค่าอัตราความร้อนถ่ายเท ถ้าความร้อนที่ไหลผ่านผนังท่อ ระหว่างสารทำความเย็นที่อยู่ภายนอกกับน้ำภายใน อยู่ในสถานะสม่ำเสมอ อัตราการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นภายนอกไปยังผิวนอกของท่อ จะเท่ากับจากผิวนอกของท่อไปยังผิวในท่อ และจะเท่ากับจากผิวในท่อไปยังน้ำ ซึ่งสมการของ q ในชั้นต่าง ๆ แสดงได้โดย

$$q = h_o A_o (T_o - T_i) \quad (2.14)$$

$$q = \frac{k}{x} A_m (T_{as} - T_{us}) \quad (2.15)$$

$$q = h_i A_i (T_{is} - T_i) \quad (2.16)$$

ถ้าแสดงในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ต้องระบุว่าอ้างอิงอยู่บนพื้นที่ใด สมการที่ขอมารับกันในเรื่องของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ได้แก่

$$q = U_o A_o (T_o - T_i) \quad (2.17)$$

$$q = U_i A_i (T_o - T_i) \quad (2.18)$$

จากสมการข้างต้น จะเห็นได้ชัดว่า $U_o A_o = U_i A_i$ ค่า U จะผูกพันกับพื้นที่เสมอ ถ้าทราบค่า U_o หรือ U_i ก็จะสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ ในการจะหาค่า U ทำได้โดยการหารสมการด้วย $h_o A_o$, kA_m/x และหารสมการด้วย $h_i A_i$ แล้วบวกสมการที่ได้เข้าด้วยกัน จะได้

$$\frac{q}{h_o A_o} + \left(\frac{qx}{kA_m} \right) + \frac{q}{h_i A_i} = (T_o - T_{os}) + (T_{os} - T_u) + (T_u - T_i) = T_o - T_i \quad (2.19)$$

จากสมการข้างต้นจะได้

$$T_o - T_i = \left(\frac{q}{U_o A_o} \right) = \left(\frac{q}{U_i A_i} \right) \quad (2.20)$$

จากสมการ หาร q ออกจะได้สมการที่ใช้ในการหาค่า U

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{x}{kA_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.21)$$

ดังนั้นเทอม $\frac{1}{U_o A_o}$ และ $\frac{1}{U_i A_i}$ ก็คือความต้านทานการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำ ซึ่งจะเท่ากับค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อน และแต่ละตัวรวมกันคือ

1. จากการทำความเย็นไปยังพื้นผิวภายนอกท่อผ่านท่อ $\frac{1}{h_o A_o}$
2. ผ่านท่อ $\frac{A_o}{k A_m}$
3. จากพื้นผิวภายในของท่อไปยังน้ำ $\frac{1}{h_i A_i}$

สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของของไหลในท่อ (Film heat-transfer coefficient for inside fluid)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของของไหลที่ไหลอยู่ในท่อจะขึ้นกับเส้นค่าศูนย์กลางภายในของท่อ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะ คุณสมบัติอื่นๆ ของของไหล และลักษณะของการไหล ดังนั้นจึงเป็นการยากที่จะได้ความสัมพันธ์อย่างง่าย ๆ ระหว่างตัวแปรเหล่านี้ อย่างไรก็ตาม นัสเซลท์ (Nusselt) ได้อนุพันธ์สมการต่อไปนี้โดยอาศัยทฤษฎี

$$\frac{h_i D_i}{k} = c \left(\frac{D_i \rho}{\mu} \right)^m \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^n \left(\frac{D_i}{L} \right)^q \quad (2.22)$$

โดยที่ c, m, n และ q คือตัวเลขธรรมชาติ ซึ่งหาค่าได้จากการทดลอง ทรานเจนบัดนี้ ได้มีการทดลองมากมายเพื่อหาค่าของ c, m, n, และ q ผลของการทดลองก็ถูกตีพิมพ์เผยแพร่เป็นสมการการทดลอง (Empirical equations) ต่างๆ สมการที่ได้นั้นคือ

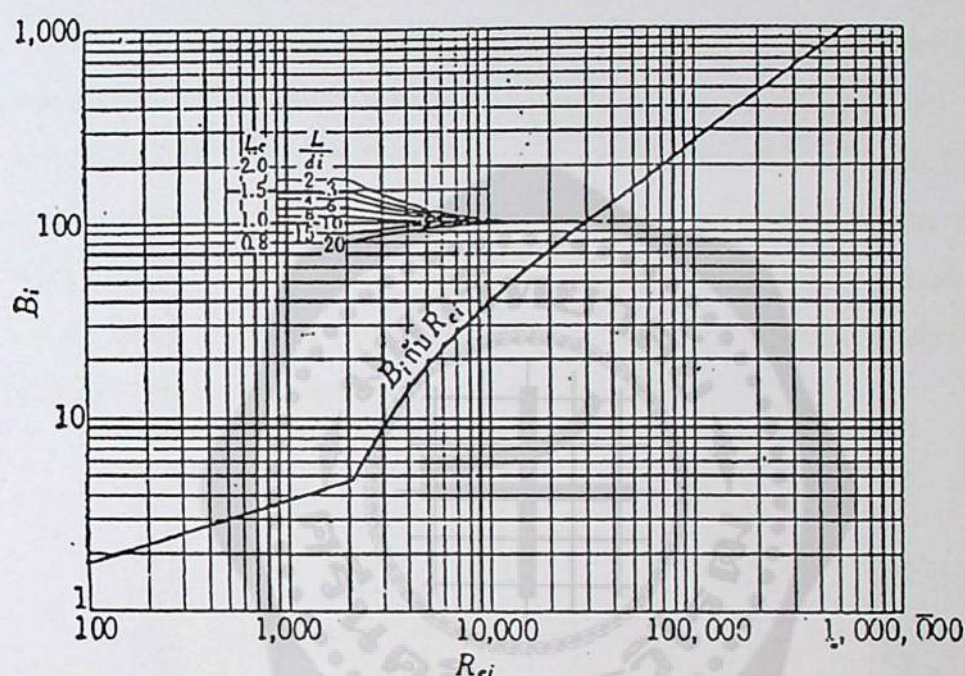
ในกรณีการไหลแบบชั้น ๆ หรือแบบราบเรียบ ($Re \leq 2100$)

$$\frac{h_i d_i}{k} = 1.86 \left(\frac{D_i G}{\mu} \right)^{1/3} \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{D_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.23)$$

ในกรณีการไหลแบบปั่นป่วนหรืออลวน ($Re \leq 10000$)

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0.027 \left(\frac{D_i G}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.24)$$

ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2,100 ถึง 10,600 ลักษณะของการไหลจะอยู่ในย่านของการเปลี่ยนแปลง (Transition region) จากการไหลแบบชั้น ๆ เป็นการไหลแบบปั่นป่วน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในย่านนี้หาได้โดยวิธีคูณด้วยตัวคูณชดเชย ซึ่งเป็นฟังก์ชันของ L/D



รูปที่ 2.12 กราฟสำหรับใช้คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในท่อ

ในกรณีที่การควบแน่นในท่อแนวนอนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนหาได้จาก

$$\frac{h_m D_i}{k_i} = 0.026 \text{Pr}_i^{1/3} \left[\text{Re}_i + \text{Re}_v \left(\frac{\rho_i}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]^{0.8} \quad (2.25)$$

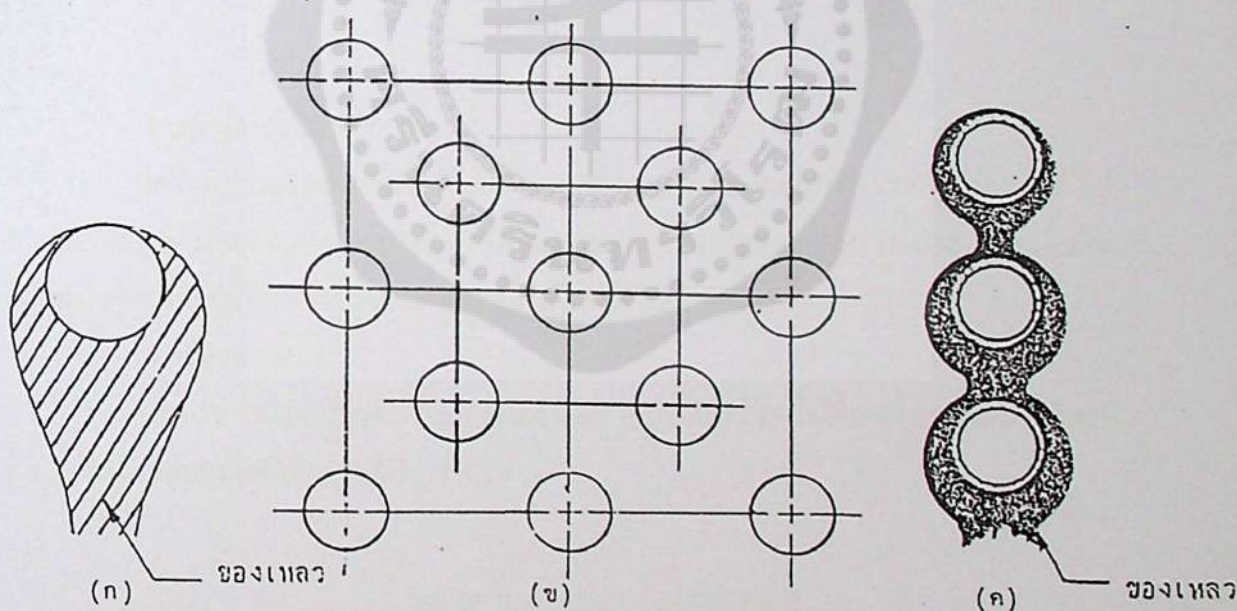
โดยที่ $\text{Re}_i = \frac{4M_i}{\pi D_i \pi_i} \quad ; \quad (\text{Re}_i > 5000) \quad (2.26)$

$$\text{Re}_v = \frac{4M_v}{\pi D_i \pi_v} \quad ; \quad (\text{Re}_v > 20,000) \quad (2.27)$$

การควบแน่นบนท่อในแนวนอน (Condensation on a horizontal tube)

การควบแน่นของไอน้ำที่ท่อกลม เป็นกรณีที่สำคัญมาก เพราะเครื่องควบแน่น (Condenser) ส่วนมาก ทำด้วยท่อกลม โดยให้อิฐควบแน่นภายนอกของท่อ และระบายความร้อน โดยให้ของเหลวไหลอยู่ภายในท่อ การที่จะคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างการควบแน่นในกรณีนี้จึงสำคัญมาก

การที่จะหาสูตรโดยการวิเคราะห์ดังที่ทำกับพื้นลาดเอียงนั้นค่อนข้างจะยุ่งยาก ในกรณีนี้แม้ว่าท่อจะอยู่ในแนวนอน แต่ของไหลก็ไหลลงมาข้างท่อ ดังแสดงในรูปที่ 2.13 (ก) ได้ตั้งข้อสังเกตว่า สมการที่ใช้ในการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีนี้ ก็น่าจะมีลักษณะคล้ายกับสมการในกรณีของพื้นลาดเอียง จะต่างไปก็คือ ค่าของสัมประสิทธิ์ในสมการ ซึ่งน่าจะหาได้จากการทดลอง สมมุติว่า ตัวเลขนิตเซนต์ ในกรณีนี้ เป็นฟังก์ชันของตัวแปร ในลักษณะเดียวกับพื้นลาดเอียง (L) เป็นเส้นผ่าศูนย์กลาง (d) เพราะความยาวไม่มีผลต่อการไหลอีกต่อไป แต่เส้นผ่าศูนย์กลางซึ่งบ่งถึงขนาดของท่อจะมีผลมาก สมการจะเขียนได้ดังนี้คือ



(ก) การควบแน่นบนท่อเดี่ยว (ข) กลุ่มท่อ (ค) การควบแน่นบนท่อหลายท่อในแนวตั้ง

รูปที่ 2.13 การเรียงท่อในเครื่องควบแน่น (Condenser) และของเหลว (Condensate) ที่ไหลลงมาตามขอบท่อ

สำหรับท่อเดี่ยว (Single tube)

จากผลการทดลองสมการสำหรับท่อเดี่ยวเขียนได้ดังนี้ คือ

$$Nu = 0.72 \left[\frac{\rho^2 g h_{fg} D^3}{k \Delta T \mu} \right]^{1/4} \quad (2.28)$$

สำหรับกลุ่มท่อ (Tube bank)

ในกรณีนี้ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะต่ำกว่าในกรณีของท่อเดี่ยว เพราะของเหลวจากท่อบน จะตกลงบนท่อถัดมา ทำให้ปริมาณของของเหลวบนท่อถัด ๆ มา มาก ขึ้น และทำให้ชั้นของของเหลวบนท่อหนาขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.21 (ค) ซึ่งทำให้การเคลื่อนที่ของ ความร้อนมีค่าลดลงดังนั้น จำนวนท่อที่อยู่ในแนวตั้ง จึงมีผลต่อค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากผลการทดลองพบว่าสมการที่ใช้คำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเขียนได้ดังนี้คือ

$$Nu_u = 0.72 \left[\frac{\rho^2 g h_{fg} d^3}{nk \Delta T \mu} \right]^{1/4} \quad (2.29)$$

การควมแน่นในท่อกลม

เครื่องควมแน่นขนาดเล็ก ที่ใช้ในระบบทำความเย็นขนาดเล็ก ส่วนมาก เป็นระบบที่ให้ ไอควมแน่นภายในท่อกลม จากการศึกษการควมแน่นภายในท่อพบว่า ลักษณะการไหลสลับจับ ซ้อนมาก และขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหลภายในท่อด้วย

ท่อในแนวนอน

สำหรับท่อในแนวนอน (Horizontal tube) และความเร็วของไอภายในท่อ มีค่าโดยที่ ตัวเลขเรย์โนลด์ของไอที่เข้าสู่ท่อก็มีค่าต่ำด้วย



(ก)

(ข)

รูปที่ 2.14 การเคลื่อนที่ของของไหลในท่อกลม ในขณะที่ไอกำลังควมแน่นภายในท่อ

- (ก) เป็นหน้าตัดของการไหล เมื่อความเร็วของไอน้ำต่ำ
 (ข) เป็นลักษณะการไหลเมื่อความเร็วของไอน้ำสูง

เมื่อความเร็วของไอในท่อต่ำคือ

$$Re = \left(\frac{\rho v d}{\mu} \right) < 35000 \quad (2.30)$$

สมการแบบเอ็มไพริคัล สำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนคือ

$$h = 0.555 \left[\frac{g \rho_i (\rho_i - \rho_v) k_i^3 h'_{fg}}{\mu_i (T_{sat} - T_w)} \right] \quad (2.31)$$

โดยที่ i หมายถึงค่าขณะที่ยังของไหลกำลังเคลื่อนที่เข้าสู่ท่อ

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} c_{pl} (T_{sat} - T_w) \quad (2.32)$$

สมการสำหรับคำนวณสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนระหว่างการควบแน่นของไอในท่อกลมที่อยู่ในแนวราบไว้ดังนี้

ในกรณีที่ $\frac{DG_i}{\mu_i} < 5000$

เมื่อ $1000 < \left(\frac{dG_v}{\mu_i} \right) \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_v}} < 20000$

$$\frac{hD}{k_i} = 13.8 \left(\frac{c_p \mu_i}{k_i} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_{fg}}{c_p \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \left(\frac{DG_v}{\mu_i} \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_v}} \right)^{0.2} \quad (2.33)$$

เมื่อ $20000 < \left(\frac{dG_v}{\mu_i} \right) \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_v}} < 100000$

$$\frac{hD}{k_i} = 0.1 \left(\frac{c_p \mu_i}{k_i} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_{fr}}{c_p \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \left(\frac{DG_v}{\mu_i} \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_v}} \right)^{0.2} \quad (2.34)$$

ในกรณีที่ $\frac{DG_i}{\mu_i} > 5000$ (2.35)

เมื่อ $\frac{G_v}{\mu_i} \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_v}} > 20000$

$$\frac{hD}{k_i} = 0.026 \left(\frac{c_p \mu_i}{k_i} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{DG_E}{\mu_i} \right)^{0.8} \quad (2.36)$$

โดยที่ $G_E = G_v \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_v}} + G_i$ (2.37)

ท่อในแนวดิ่ง

สำหรับท่อในแนวดิ่ง ได้ให้สมการสำหรับใช้คำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

เมื่อไอควบแน่นในท่อไว้ดังนี้

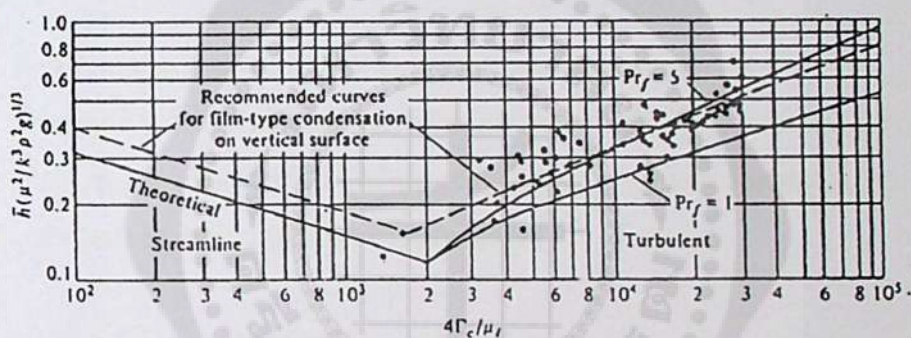
$$h = 0.065 \left[\frac{c_p k_f \rho_f f'}{2 \mu_f \rho_v} \right]^{0.5} G_m \quad (2.38)$$

โดยที่ $G_m = \left[\frac{G_i^2 + G_i G_o + G_o^2}{3} \right]^{0.5}$ (2.39)

ผลกระทบของความเทอร์บิวเลนซ์ที่มีต่อฟิล์มของเหลว (Effect of turbulence on film)

จะเห็นว่า มีความแตกต่างของอุณหภูมิค่าเดียวกันนี้ ท่อที่อยู่ในแนวนอนจะมีค่าหนึ่งหน่วยการนำความร้อนเฉลี่ยที่ผิว หรือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย h_c มากกว่าค่า h_c ของท่อที่อยู่ในแนวตั้งอย่างเห็นได้ชัด จะเห็นได้ว่าของเหลวที่เกิดจากกาควบแน่นบนท่อที่อยู่ในแนวนอน

นั่นจะมีเส้นทางการไหลสั้นกว่า และความหนาของฟิล์มก็มีขนาดที่บางกว่าของกรณีที่อยู่ใต้วงโค้ง ข้อสรุปดังกล่าวนี้จะเป็นจริงได้ก็ต่อเมื่อท่อที่อยู่ในแนวกว้างมีความยาวมากกว่า 2.87 เท่า ของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ การไหลแบบเทอร์บิวเลนต์นั้นความเป็นจริงแล้วมีโอกาสเกิดขึ้นกับท่อที่อยู่ในแนวนอนน้อยมาก จะเกิดขึ้นก็เฉพาะที่ส่วนล่างของผิวที่อยู่ในแนวกว้างเท่านั้น ถ้าหากการไหลนั้นเป็นแบบ เทอร์บิวเลนต์ แล้วค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย h_c ก็จะเพิ่มขึ้นตามความยาวของผิวที่ใช้สำหรับการกลั่นตัวของของเหลว ทั้งนี้เพราะค่าความต้านทานความร้อนของของเหลวที่เกิดจากการกลั่นตัวนั้นจะไม่สูงเท่ากับค่าความต้านทานความร้อนในของเหลวที่มีการไหลแบบลามินาร์ ปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้คล้ายคลึงกับพฤติกรรมของชั้นบาวคาร์เลเยอร์ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.15



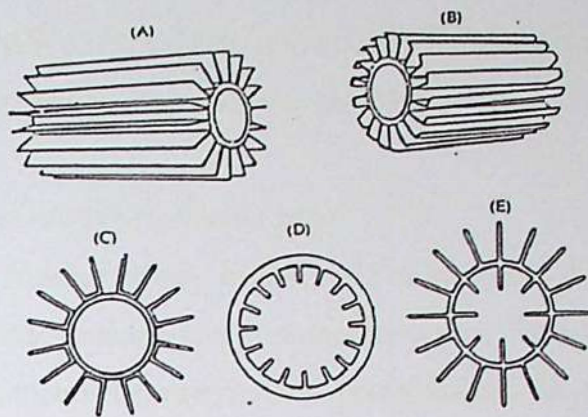
รูปที่ 2.15 ผลกระทบจากความเทอร์บิวเลนต์ในฟิล์มของเหลว

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นชนิดพิเศษ

ท่อถ่ายเทความร้อนชนิดคดคียบตามยาว (Longitudinally finned tube)

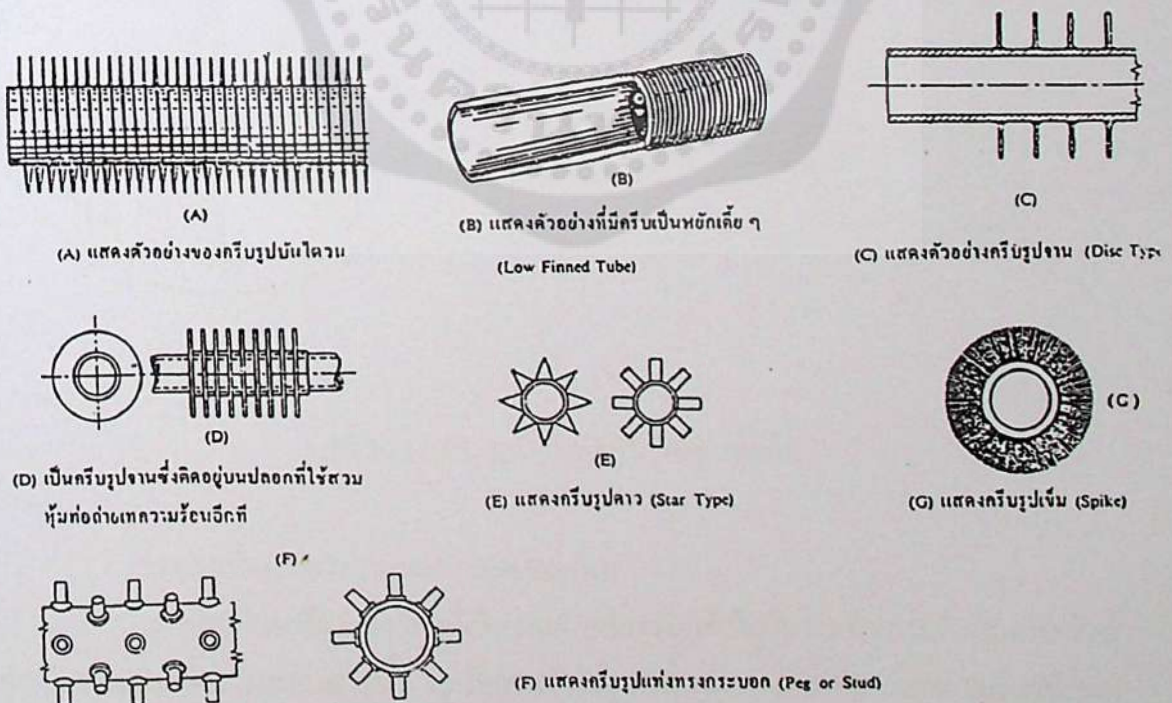
ท่อชนิดนี้คดคียบตามยาวกับแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อน ของไหลทางด้านที่มีครีบบจะไหลขนานกับแกนกลางของท่อไปตามแผ่นครีบบ โดยทั่วไปแล้ว ท่อชนิดนี้เหมาะที่จะใช้กับก๊าซ, ของเหลวความหนืดสูงหรือของเหลวที่ไหลแบบชั้นๆ (Laminar flow) และมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำ รูปที่ 2.16 แสดงโครงสร้างของท่อถ่ายเทความร้อนคดคียบตามยาวที่ใช้กันทั่วไป



รูปที่ 2.16 ตัวอย่างของท่อถ่ายเทความร้อนชนิดครีบริดตามขวาง

ท่อถ่ายเทความร้อนชนิดครีบริดตามขวาง (Transversely finned tube)

ท่อชนิดนี้ครีบริดไว้ในทิศทางตั้งฉากกับแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อน ส่วนใหญ่ใช้สำหรับระบายความร้อนหรือเพิ่มความร้อนให้กับก๊าซที่ไหลตั้งฉากกับท่อถ่ายเทความร้อน รูปที่ 2.17 แสดงตัวอย่างของครีบริดตามขวางซึ่งมีมากมายหลายแบบ



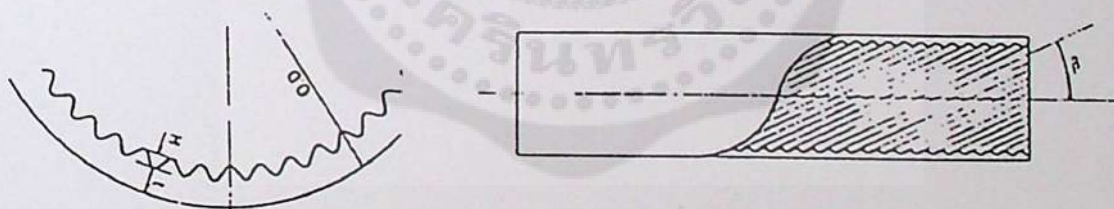
รูปที่ 2.17 ตัวอย่างของครีบริดตามขวาง

ครีปในรูปที่ 2.17 (D) ถึง (G) แทบจะไม่เห็นใช้กันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่พบกันมากในเครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer) ของหม้อไอน้ำ

ท่อที่มีร่องขนาดเล็ก (Micro fin tube)

เป็นท่อทองแดงซึ่งคล้ายๆ กับท่อเรียบทั่วไป (Smooth tube) แต่ภายในท่อจะทำเป็นร่องขนาดเล็ก ซึ่งมีหลายแบบลักษณะการออกแบบที่แตกต่างกัน คือ มุมที่เอียง ซึ่งทำให้การไหลเป็นแบบเกลียวความหนาของท่อและความสูงของร่องทำให้เพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ โดยก่อนหน้านี้ได้มีผู้สนใจศึกษาเรื่องนี้มากมาย เช่น Ghaceri (1995) ; Webb (1994) สามารถที่จะช่วยหาการพาความร้อนโดยการกลั่นตัว ภายในท่อที่มีร่องขนาดเล็ก

จากคุณสมบัติที่ดีของท่อที่มีร่องขนาดเล็ก ทำให้สนใจที่จะเปรียบเทียบ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับท่อประเภทอื่นๆ จึงได้นำท่อที่มีร่องขนาดเล็กมาศึกษา โดยท่อจะมีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 9.52 mm ความหนาท่อ 0.28 mm จำนวนร่อง 60 ร่อง มุมเอียง 18 องศา ความสูงของร่อง 0.15 mm พื้นที่ผิวภายใน $390 \text{ Cm}^2/\text{m}$ เรียกว่า ท่อ Type C ซึ่งได้รับความอนุเคราะห์จาก Furukawa Metal (Thailand) Co, Ltd.



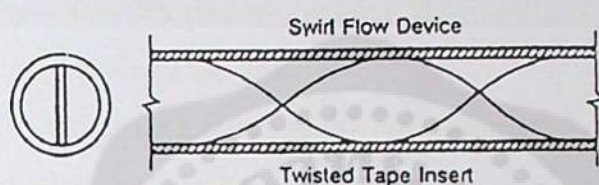
รูปที่ 2.18 แสดงหน้าตัดท่อที่มีร่องขนาดเล็ก

การบิดเป็นเกลียว (Twisted - tape inserts)

การบิดเป็นเกลียวของวัสดุที่เป็นแผ่นแบนยาวใส่เข้าไปในท่อเป็นการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในระบบไอน้ำ จะเป็นการช่วยลดการเผาผลาญถ่านหิน โดยการเริ่มวิจัยของ Whitham [1896] ซึ่งทำให้ประหยัดเชื้อเพลิงได้ถึง 18.4% ท่อเป็นท่อไอน้ำ วางในแนวนอนที่ Philadelphia railway station และมีการศึกษาของ Marner และ Bergles [1987] ว่ามีการเพิ่มขึ้นของ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน มากกว่าปกติในการไหลภายในท่อที่มีการบิดเป็นเกลียวของวัสดุ แผ่นแบนขาวและยังมีผู้ที่สนใจในเรื่องนี้อีกมาก

จากการวิจัยที่ผ่านมาดังกล่าว ทำให้มีความสนใจที่จะศึกษา เปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการบิดเป็นเกลียวของวัสดุ อลูมิเนียม แผ่นขาวใส่เข้าไปในท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 7.75 mm



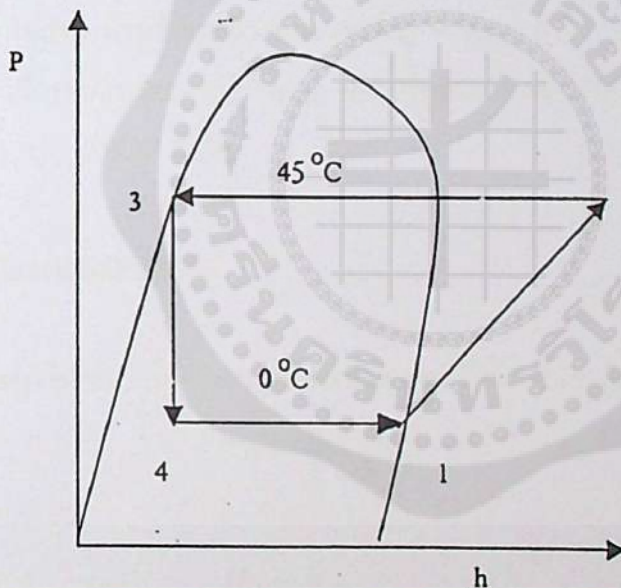
รูปที่ 2.19 แสดงหน้าตัดท่อที่มีวัสดุแผ่นบางขาวบิดเป็นเกลียวใส่ภายในท่อ

บทที่ 3

การคำนวณ และออกแบบ

กำหนดให้

1. อุณหภูมิกลั่นตัวของคอนเดนเซอร์ เท่ากับ 45°C
2. อุณหภูมิระเหยตัวของอีวาพอเรเตอร์ เท่ากับ 0°C
3. อุณหภูมิของอากาศมีค่าเท่ากับ 25°C
4. ใช้สารทำความเย็น R134 a เป็นสารทำงาน (Working fluid)
5. ภาระการทำความเย็น 1000 W



สถานะที่ 1 ตำแหน่งทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ $T_e = 0^{\circ}\text{C}$ มีสภาพเป็นไออิ่มตัว ได้ค่าความดัน

$$P_1 = P_4 = 0.2926\text{ MPa}$$

จากตารางที่ 1.1 ในภาคผนวกที่ 1

ได้ค่าเอนทาลปี

$$h_1 = h_g \text{ at } 0^{\circ}\text{C} = 398.68\text{ kJ/kg}$$

ปริมาตรจำเพาะจะเป็นไออิ่มตัว $v_1 = v_g \text{ at } 0^{\circ}\text{C} = 0.06935\text{ m}^3/\text{kg}$

สถานะที่ 2 ตำแหน่งทางเข้าของคอนเดนเซอร์ $T_c = 45^{\circ}\text{C}$

ได้ค่าความดัน $P_2 = P_3 = 1.16005 \text{ kPa}$

จาก P - h diagram รูปที่ 2.1 ในภาคผนวกที่ 2 การอัดเป็นแบบ Isentropic ได้ในค่าเอนทาลปี $h_{2s} = 430 \text{ kJ/kg}$

จาก P-h diagram ความหนาแน่นจำเพาะ (ρ) = 50 kg/m^3

$$v_{2s} = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{50} \text{ m}^3/\text{kg} = 0.02 \text{ m}^3/\text{kg}$$

สภาวะที่ 3 ตำแหน่งทางเข้าอุปกรณ์ขยายตัว $T_c = 45^\circ\text{C}$

จากตารางที่ 1.1 ในภาคผนวกที่ 1

ได้ค่าเอนทาลปี $h_3 = h_c \text{ at } 45^\circ\text{C} = 260 \text{ kJ/kg}$

สภาวะที่ 4 ตำแหน่งทางเข้าของอีวาพอเรเตอร์ $T_d = T_E = 0^\circ\text{C}$

เนื่องจากกระบวนการจาก 3→4 เป็นการขยายตัวแบบเอนทาลปีคงที่
ฉะนั้น $h_3 = h_4 = 256.35 \text{ kJ/kg}$

การหามวลของคอมเพรสเซอร์

โดยทั่วไป ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ มีค่า 85% จะได้สมการคือ

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้นจะได้ค่า } h_2 &= \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta} + h_1 \\ &= \frac{(430 - 398.68)}{0.85} + 398.68 \\ h_2 &= 435.52 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

เนื่องจากค่าความสามารถในการทำความเย็น (Refrigerating capacity) มีค่าเท่ากับ 1000 W นำไปหาการไหลของสารทำความเย็นจากสูตร

$$Rc = \dot{m}_R (h_1 - h_4)$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_R &= \frac{Rc}{(h_1 - h_4)} \\
 &= \frac{(1000/1000)}{(398.68 - 260)} \\
 &= 0.00721 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

กำลังงานที่ต้องการคอมเพรสเซอร์ (Power compressore)

$$\begin{aligned}
 P_{comp} &= \dot{m}_R (h_2 - h_1) \\
 &= 0.00721 \times (435.52 - 398.68) \\
 &= 0.2656 \text{ kW} \\
 P_{comp} &= 265.6 \text{ W} \\
 P_{comp} &= \frac{265.6}{746} = 0.356 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

∴ จึงเลือกใช้คอมเพรสเซอร์ ขนาด 0.5 HP ใช้ในการทำความร้อน

การคำนวณหาขนาดของฮีวปอเรเตอร์

เนื่องจากเราทราบค่าภาระการทำความร้อนมีค่าเท่ากับ 1000 W ขั้นตอนในการวิเคราะห์ปัญหาสำหรับการคำนวณคือคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน - สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมหลังจากนั้นจึงนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับความสัมพัทธ์ เพื่อหาพื้นที่รับความร้อน

การคำนวณหาขนาดของฮีวปอเรเตอร์ โดยการเลือกกำหนดขนาดท่อทองแดงจากตารางที่ 1.4 ในภาคผนวกที่ 1

เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก (D_o) = 9.53 mm.

เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (D_i) = 7.75 mm.

$$\begin{aligned}
 (A_i) &= \left(\frac{\pi}{4} \right) (D_i)^2 \\
 &= \left(\frac{\pi}{4} \right) (0.00775)^2 \\
 &= 0.0000471 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหลนํ้ามวล (G) จากสมการ

$$G = \frac{\dot{m}_R}{A_i}$$

$$= \frac{0.00721}{0.0000471} = 153.078 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

จากตารางที่ 1.1 ในภาคผนวกที่ 1 ค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134 a ที่อุณหภูมิ 0 °C

$$v_l = \frac{\mu_l}{\rho_l} = \frac{2.874 \times 10^{-4}}{1293.7} = 2.22 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho_v = 14.41 \text{ kg/m}^3 ; \rho_l = 1293.7 \text{ kg/m}^3$$

$$k_l = 0.093 \text{ W/m.K} ; \sigma = 0.001171 \text{ N/m}$$

$$c_{pl} = 1.335 \times 10^3 \text{ J/kg K}$$

คำนวณค่าพารามิเตอร์นัมเบอร์จากสมการ

$$P_H = \frac{c_{pl} \times \mu_l}{k_l}$$

$$= \frac{1.335 \times 10^3 \times 2.874 \times 10^{-4}}{0.093}$$

$$= 4.12$$

การคำนวณหาคุณภาพไอเชิงมวลเฉลี่ย (X_m) จากสมการโดยการสมดุลเอนทัลปีที่จุด 4

$$h_4 = h_{f4} + h_{fg4}$$

$$X = \frac{h_4 - h_{f4}}{h_{fg4}}$$

เมื่อ

$$h_4 = 256.35 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{f4} = h_f \text{ at } 0^\circ\text{C} = 200 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} h_{fg4} &= h_g - h_f \\ &= 398.68 - 200 \\ &= 198.68 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$X = \frac{256.35 - 200}{198.68} = 0.283$$

$$X_m = \frac{0.283 + 1}{2} = 0.681$$

คำนวณหาค่า L_c จากสมการ

$$\begin{aligned} L_c &= \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[\frac{0.01171}{9.81(1293.7 - 14.41)} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 9.65 \times 10^{-4} \text{ m} \end{aligned}$$

คำนวณหาค่า V_m จากสมการ

$$V_m = \frac{G}{\rho_l} \left[1 + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]$$

$$= \frac{153.078}{1293.7} \left[1 + 0.65009 \left(\frac{1293.7}{14.41} - 1 \right) \right]$$

$$= 6.955 \text{ m/s}$$

คำนวณหาค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์จากสมการ

$$Re = \frac{VL_c}{\nu_l}$$

$$= \frac{6.955 \times 9.65 \times 10^{-4}}{2.22 \times 10^{-7}}$$

$$= 30232.31$$

หลังจากคำนวณหาค่า Re ได้แล้วก็ทำการคำนวณหาค่านัสเซินนัมเบอร์จากสมการ

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$= 0.087 Re^{0.6} Pr^{1/6} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.2} \left(\frac{k}{k_l} \right)^{0.09}$$

จากตารางที่ 1.2 ในภาคผนวกที่ 1 ค่าการนำความร้อน (k) ของทองแดงที่อุณหภูมิ 0°C มีค่า

$$k = 404.24 \text{ W/m.K}$$

$$Nu = 0.087 \times (30232.31)^{0.6} \times (4.12)^{1/6} \left(\frac{14.41}{1293.7} \right)^{0.2} \left(\frac{404.24}{0.093} \right)^{0.09}$$

$$= 46.46$$

$$h_i = \frac{Nuk_i}{D} = \frac{46 \times 0.093}{0.00775}$$

$$= 557.52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ภายนอกท่อที่มีครีบบรรยากาศความร้อนจึงใช้สมการ

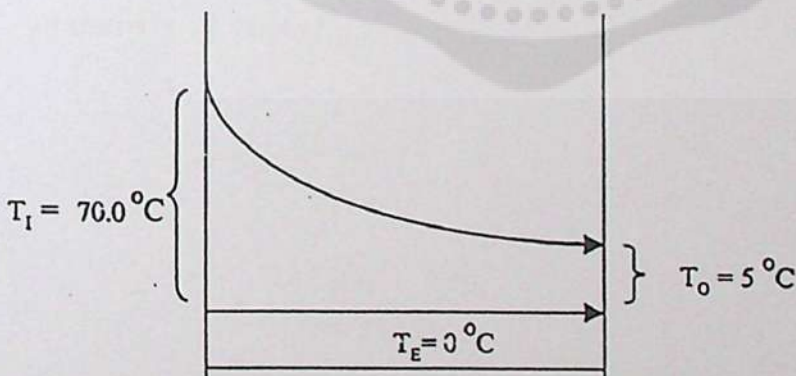
$$h_o = 38V^{0.5}$$

สมมุติว่าลมมีความเร็วไม่เกิน 5 m/s พัดผ่านแผงอีวาโปเรเตอร์

$$\begin{aligned} h_o &= 38(5)^{0.5} \\ &= 84.971 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

โดยปกติเราจะสมมุติอุณหภูมิของอากาศที่ผ่านอีวาโปเรเตอร์ให้มีความแตกต่างกันประมาณ 5°C และอุณหภูมิของฮีตเตอร์ที่มีกำลัง 1000 W ซึ่งได้จากการทดลองจริงมีค่าเท่ากับ 70.0°C

ดังนั้น สามารถคำนวณผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม



$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_i - T_E) - (T_o - T_E)}{\ln \left[\frac{T_i - T_E}{T_o - T_E} \right]}$$

$$= \frac{(70.0 - 0) - (5 - 0)}{\ln \left[\frac{70.0 - 0}{5 - 0} \right]}$$

$$= 24.63 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจากสมการ

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{h_o} + \frac{x A_o}{k A_m} + \frac{A_o}{h_i A_i} \\ &= \frac{1}{84.971} + \frac{(0.00089 \times 9.53)}{404.24 \times (9.53 + 7.75) / 2} + \frac{9.53}{(7.75 \times 552)} \\ &= 0.01397 \end{aligned}$$

$$U_o = 71.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

จากสมการ $Q = UA\Delta T_{LMTD}$

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q}{U\Delta T_{LMTD}} \\ &= \frac{1000}{71.54 \times 24.63} \\ &= 0.568 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$\therefore$ ต้องการพื้นที่รับความร้อนของฮีวปอเรเตอร์เท่ากับ 0.6 ตารางเมตร

การคำนวณหาขนาดของท่อ Test section

กำหนดให้

1. ท่อ Shell (Copper)

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก (D}_o\text{)} = 28.58 \text{ mm.}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (D}_i\text{)} = 25.27 \text{ mm.}$$

$$\text{ความยาว (L)} = 2000 \text{ mm.}$$

2. ท่อ Tube (Copper tube)

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก (D}_o\text{)} = 9.53 \text{ mm.}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (D}_i\text{)} = 7.75 \text{ mm.}$$

$$\text{ความยาว (L)} = 2000 \text{ mm.}$$

คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Test section

ความร้อนที่สารทำความเย็นถ่ายเทให้กับน้ำ เมื่อ L คือ ความร้อนแฝงของการควบแน่น

ของสารทำความเย็น R-134a

จากตารางที่ 1.1 ภาคผนวกที่ 1 $T = 45^\circ\text{C}$

$$L = h_{fg} = 157.78 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} Q_{Re} &= m_R h_{fg} \\ &= 0.00721 \times 157.78 \\ &= 1.137 \text{ kW} \end{aligned}$$

เนื่องจากประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นในการทดลอง กำหนดให้ $\eta = 100\%$

$$\begin{aligned} Q_{Re} &= Q_{water} = Q_{Test} \\ &= (1.00) (1.137) \end{aligned}$$

$$Q_{Test} = 1.137 \text{ kW}$$

การคำนวณหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกจากสมการ

$$D_h = \frac{4Ac}{Fw}$$

$$\text{เมื่อ } A_c = \frac{\pi(D_{is}^2 - D_{ot}^2)}{4} = \frac{\pi(25.27^2 - 9.53^2)}{4} = 430.20 \text{ mm}^2$$

$$P_w = \pi(D_{is} - D_{ot}) = \pi(25.27 - 9.53) = 49.44 \text{ mm.}$$

$$D_h = \frac{4 \times 430.20}{49.44} = 34.80 \text{ mm.}$$

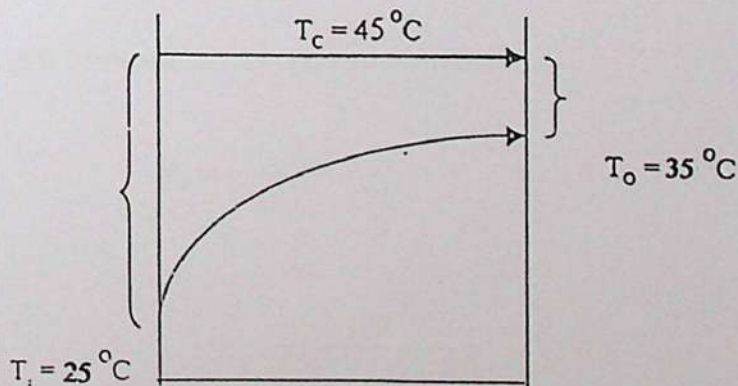
$$= 0.0348 \text{ m}$$

การคำนวณหาพื้นที่หน้าตัดการไหลของน้ำ จากสมการ

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{\pi}{4} (D_{is}^2 - D_{ot}^2) \\ &= \frac{\pi}{4} (0.02527^2 - 0.00953^2) \\ &= 0.000430 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

เนื่องจากไม่รู้อุณหภูมิทางออกของท่อ Test section แต่ทราบความแตกต่างของอุณหภูมิอยู่ในช่วง 5-10 °C จึงเลือกที่ 10 °C มาคำนวณ

ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{LMTD}



$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_c - T_i) - (T_c - T_o)}{\ln\left(\frac{T_c - T_i}{T_c - T_o}\right)}$$

$$= \frac{(45 - 25) - (45 - 35)}{\ln\left(\frac{45 - 25}{45 - 35}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 14.427^\circ\text{C}$$

จากตารางที่ 1.3 ภาคนวที่ 1 ค่าคุณสมบัติของน้ำที่ระบายความร้อนในท่อ Test section คัดที่อุณหภูมิทางออกของท่อ 35°C

$$\rho_w = 996.0725 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pw} = 4.17925 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$k_w = 0.62025 \text{ W/m.K.}$$

$$\mu_w = 7.420 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s.}$$

$$\text{Pr} = 5.01$$

คำนวณอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน จากสมการ

$$\dot{m}_w = \frac{Q_{Test}}{C_{pw}(T_o - T_i)}$$

$$= \frac{1.137}{4.17925 \times (35 - 25)}$$

$$= 0.02720 \text{ kg/s}$$

คำนวณความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านท่อ Test Section จากสมการ

$$V_m = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w A_o}$$

$$= \frac{0.02720}{996.0725 \times 0.000430}$$

$$= 0.06350 \text{ m/s}$$

คำนวณค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Re) จากสมการ

$$Re = \frac{D_h G_w}{\mu_w}$$

$$G_w = \frac{4 \dot{m}_w}{\pi(D_{i^2} - D_{o^2})}$$

$$= \frac{0.02720 \times 4}{\pi(0.02527^2 - 0.00953^2)}$$

$$= 63.22 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

แทนค่าในสมการ

$$Re = \frac{0.0348 \times 63.22}{7.420 \times 10^{-4}}$$

$$= 2965.03$$

คำนวณค่าพริ้นซ์เชลล์นัมเบอร์ จากสมการ

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.055} \\
 &= 0.036 \times (2965.03)^{0.8} \times (5.01)^{0.33} \times \left(\frac{0.0348}{2} \right)^{0.055} \\
 &= 29.528
 \end{aligned}$$

คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{k_w}{D_h} \times Nu \\
 &= \frac{0.62025}{0.0348} \times 29.528 \\
 &= 526.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ สรทำความเย็น
คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล (G) จากสมการ

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{\dot{m}_r}{A_{ir}} \\
 &= \frac{0.00721}{\frac{\pi}{4} (0.00775)^2} \\
 &= 152.841 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

เนื่องจากที่ คอนเดนเซอร์ มีการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้น X จึงเป็นค่าเฉลี่ย (โดยประมาณ)

$$\begin{aligned}
 X_m &= \frac{1+0}{2} \\
 &= 0.5
 \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของไอ (G_v) จากสมการ

$$\begin{aligned}
 G_v &= X_m G \\
 &= 0.5 \times 152.841 \\
 &= 76.42 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของของเหลว (G_l) จากสมการ

$$\begin{aligned}
 G_l &= (1-X)G \\
 &= (1-0.5) \times 152.84 \\
 &= 76.42 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

จากตารางที่ 1.1 ในภาคผนวกที่ 1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-134a ที่อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ 45°C จะต้องทำการเฉลี่ยที่อุณหภูมิ 44°C และ 46°C เพื่อหาคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-134a ที่อุณหภูมิ 45°C

$$\begin{aligned}
 \rho_l &= 1124.75 \text{ kg/m}^3 ; \quad \rho_v = 57.55 \text{ kg/m}^3 \\
 k_l &= 0.07265 \text{ W/mK} ; \quad C_{pl} = 1.532 \text{ kJ/kgK} \\
 \mu_v &= 1.345 \times 10^{-5} \text{ kg/ms} ; \quad \mu_l = 1.667 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}
 \end{aligned}$$

คำนวณหาค่าเพรตเดอร์นัมเบอร์ (Pr) ของของเหลวจากสมการ

$$\begin{aligned}
 Pr_l &= \frac{C_{pl} \times \mu_l}{k_l} \\
 &= \frac{1.532 \times 10^3 \times 1.667 \times 10^{-4}}{0.07265} \\
 &= 3.536
 \end{aligned}$$

คำนวณหาค่าเรโนลด์นัมเบอร์ของแก๊ส จากสมการ

$$\begin{aligned}
 Re_v &= \frac{G_v \times D_u}{\mu_v} \\
 &= \frac{76.42 \times 0.00775}{1.345 \times 10^{-5}} \\
 &= 44033.82
 \end{aligned}$$

คำนวณหาค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์ของของเหลว จากสมการ

$$\begin{aligned}
 Re_l &= \frac{G_l D_{lr}}{\mu_l} \\
 &= \frac{76.42 \times 0.00775}{1.677 \times 10^{-4}} \\
 &= 3531.63
 \end{aligned}$$

คำนวณหาค่านัสเซลส์นับเบอร์ โดยนำค่า Re_l มาคำนวณ จากสมการ

$$Nu = 0.15 \frac{Pr Re_l^{0.9}}{F} \left[\frac{1}{X} + \frac{2.85}{X^{0.467}} \right]$$

คำนวณหาค่า X จากสมการ

$$\begin{aligned}
 X &= \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{0.1} \left[\frac{1-X}{X} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0.5} \\
 &= \left[\frac{1.677 \times 10^{-4}}{1.345 \times 10^{-5}} \right]^{0.1} \left[\frac{1-0.5}{0.5} \right]^{0.9} \left[\frac{57.55}{1124.75} \right]^{0.5} \\
 &= 0.2911
 \end{aligned}$$

คำนวณค่า F เมื่อมีการไหลแบบ Turbulent flow เมื่อ $Re > 1125$ จากสมการ

$$\begin{aligned} F &= 5Pr_1 + 5 \ln(1 + 5Pr_1) + 2.5 \ln(0.0031 Re_1^{0.812}) \\ &= (5 \times 3.536) + 5 \ln[1 + (5 \times 3.536)] + 2.5 \ln(0.0031 \times 3531.63^{0.812}) \end{aligned}$$

$$F = 34.46$$

แทนค่า Nu

$$\begin{aligned} Nu &= 0.15 \left[\frac{3.536 \times 3531.63^{0.9}}{34.46} \right] \left[\frac{1}{0.2911} + \frac{2.85}{0.2911^{0.476}} \right] \\ &= 205.64 \end{aligned}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ จากสมการ

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{k_i}{D_{it}} Nu \\ &= \frac{0.07265}{0.00775} \times 205.64 \end{aligned}$$

$$h_i = 1927.72 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากสมการ

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{t_{AOT}}{kA_m} + \frac{A_{OT}}{h_i A_{IT}}$$

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{1}{526.28} \right] + \left[\frac{(0.00089 \times 7.133 \times 10^{-5})}{399.56 \times 5.862 \times 10^{-5}} \right] + \left[\frac{7.133 \times 10^{-5}}{1927 \times 4.717 \times 10^{-5}} \right]$$

$$\frac{1}{U_o} = 0.002687$$

$$U_o = 372.122 \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณพื้นที่ถ่ายเทความร้อน จากสมการ

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q}{U\Delta T_{LMTD}} \\ &= \frac{1137}{372.122 \times 14.427} \\ &= 0.2117 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

พื้นที่ถ่ายเทความร้อน คือ 0.2117 m^2

การคำนวณหาขนาดของปั๊มน้ำ

กำหนดให้

ท่อ PVC เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (D_o)	=	19.050 mm
ท่อ PVC เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D_i)	=	17.050 mm
ข้อต่อ 90°C จำนวน 6 ตัว	=	17.050 mm
ความยาวของท่อ L	=	3600 mm
ความสูงของ Test section กับปั๊มน้ำ	=	800 mm

จากตารางที่ 1.3 ภาคผนวกที่ 1 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิ $T_w = 25^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \rho_w &= 996.12 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_w &= 8.96 \times 10^{-4} \text{ kg/ms} \\ \gamma_w &= 9.77 \times 10^{-3} \text{ N/m}^3 \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหล จากสมการ

$$\begin{aligned}
 Q_w &= \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} \\
 &= \frac{0.02720}{996.12} \\
 &= 2.7305 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

คำนวณความเร็วของน้ำสูงสุด

$$\begin{aligned}
 V_w &= \frac{Q_w}{A_i} \\
 &= \frac{4(2.7305 \times 10^{-5})}{\pi(0.01705)^2} \\
 &= 0.11959 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

คำนวณค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ จากสมการ

$$\begin{aligned}
 R_e &= \frac{V_w D_i \rho_w}{\mu_w} \\
 &= \frac{0.11959 \times 0.01705 \times 996.12}{8.96 \times 10^{-4}} \\
 &= 2266.85 \qquad \text{Re} < 2300
 \end{aligned}$$

คำนวณค่าการสูญเสียหลักของท่อ จากสมการ

$$h_f = f \frac{LV^2}{D2g}$$

$$\text{ให้ค่า } \frac{\varepsilon}{D} = 0.00005 \text{ (PVC Smooth pipe)}$$

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของระบบ

อุปกรณ์	K
โกลบวาล์ว (Globe Value) 4 ตัว $\times 10$	40
ข้อต่อ 90° จำนวน 6 ตัว 6×2.0	12
การไหลเข้าระบบ	0.4
การไหลออกระบบ	1.0
	Total 53.4

จากรูป 2 ภาคผนวกที่ 2 Moody diagram อ่านค่าได้จาก

$$R_e = 2266.85$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0.00005$$

$$f = 0.042$$

แทนค่าสมการ

$$\begin{aligned}
 hf &= 0.042 \times \frac{3.600}{0.01705} \times \frac{(0.11959)^2}{2 \times 9.81} \\
 &= 0.0646 \text{ m}
 \end{aligned}$$

คำนวณการสูญเสียรองทั้งหมดของระบบ จากสมการ

$$\begin{aligned}
 \sum h_m &= \sum K \frac{V^2}{2g} \\
 &= 53.4 \times \frac{(0.11959)^2}{2 \times 9.81} \\
 &= 0.0389 \text{ m}
 \end{aligned}$$

ความสูญเสียทั้งหมดของระบบ

$$\begin{aligned}\Sigma h_s &= \Sigma h_f + \Sigma h_m \\ &= 0.00646 + 0.0389 \\ &= 0.04538 \text{ m}\end{aligned}$$

คำนวณการสูญเสียที่เกิดจากปั๊ม จากสมการ

$$\begin{aligned}h_p &= h_{\text{test}} + \Sigma h_L \\ &= 0.00642 + 0.0389 \\ &= 0.04538\end{aligned}$$

กำหนดประสิทธิภาพของปั๊ม อยู่ในช่วง 85%

$$\begin{aligned}W_{hp} &= \frac{Q_y h_p}{746 \eta} \\ &= \frac{2.7305 \times 10^{-5} \times 9770 \times 0.812}{746 \times 0.85} \\ &= 3.555 \times 10^{-6} \text{ hp}\end{aligned}$$

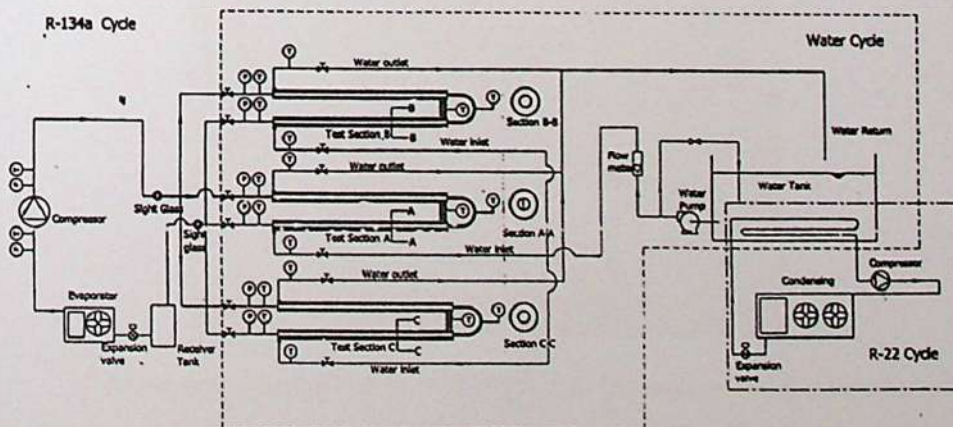
เลือกใช้ปั๊มมาใช้งานขนาด 0.5 hp

บทที่ 4

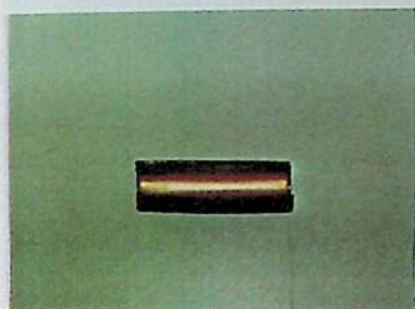
วิธีการทดลองและผลการทดสอบ

ส่วนประกอบของชุดทดลอง

- คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ขนาด 0.5 Hp
- ท่อทดสอบ (Test section) จำนวน 3 ท่อ ขาวท่อละ 2 เมตร
- ถังสะสมน้ำยาและกรองความชื้น (Receiver dryer)
- วาล์วควบคุมการไหลของน้ำยา (Expansion valve)
- อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator)
- เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)
- อุปกรณ์วัดความดัน (Pressure gauge)
- โวลท์มิเตอร์ (Volt meter)
- ชุดกรองสิ่งสกปรก (Filter)
- สวิตช์ควบคุม (Control switch)
- อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำ (Rota meter)
- ปั๊มน้ำ (Water pump) แบบ Centrifugal pump ขนาด 0.5 Hp



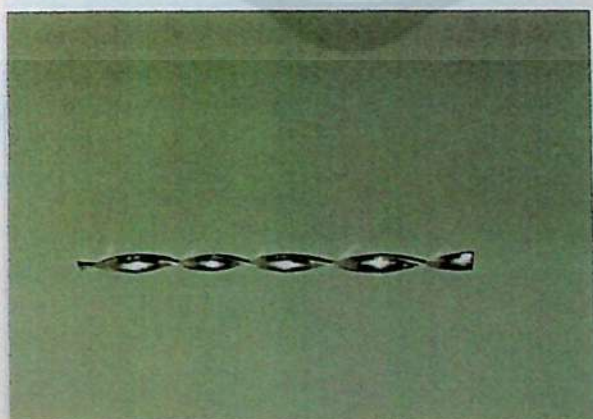
รูปที่ 4.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



ก. ท่อทดสอบชนิดท่อเรียบ (Smooth tube)



ข. ท่อทดสอบชนิดภายในเป็นร่องขนาดเล็ก (Microfin tube)



ค. ท่อทดสอบชนิดภายในเป็นเกลียวอลูมิเนียม (Aluminum twisted-taps insert)

รูปที่ 4.2 แสดงลักษณะของท่อทดสอบทั้ง 3 ชนิด

ตารางที่ 4.1 แสดงขนาดท่อทดสอบ Test section

Description	Smooth tube	Microfin tube	Twisted Tubs
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ d_o (mm)	9.52	9.52	9.52
ความหนาของท่อสูงสุด T_w (mm)	0.88	0.28	0.88
ความสูงของร่อง H_f (mm)	-	0.15	-
จำนวนร่อง n	-	60	-
มุมเอียงของร่อง B (Deg)	-	18	-
พื้นที่ผิวภายในท่อ A (cm^2)	486.94	780	486.94
เส้นผ่านศูนย์กลางท่อนอก D_o (mm)	28.58	28.58	28.58
เส้นผ่านศูนย์กลางท่อใน D_i (mm)	25.27	25.27	25.27
ความยาวท่อที่ทดสอบ L (mm)	2000	2000	2000

วิธีการทดลอง

การทดลองที่ 1 : ท่อทดสอบเป็นท่อเรียบธรรมดา โดยการแปรเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำ และแปรเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำ

1. เปิดสวิตช์ปั๊มน้ำ ปรับอัตราการไหลของระบบน้ำให้คงที่ 1 LPM ($1.66 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)
2. ควบคุมอุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบ 17°C แล้วเปิดสวิตช์คอมเพรสเซอร์และพัดลมเป่าแห้งอีวาपोเรเตอร์
3. รอให้อุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบคงที่ที่ 18°C ก็เริ่มบันทึกผลอุณหภูมิและความดัน
4. รอให้อุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบคงที่ที่ 22°C ก็เริ่มบันทึกผลอุณหภูมิและความดัน
5. รอให้อุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบคงที่ที่ 26°C ก็เริ่มบันทึกผลอุณหภูมิและความดัน
6. เปลี่ยนอัตราการไหลของระบบน้ำเป็น 2 LPM ($3.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) หยุดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เพื่อให้อุณหภูมิสารทำความเย็นเข้าท่อทดสอบลดลง
7. ควบคุมอุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบ 17°C ทำเช่นเดียวกับข้อ 2,3,4,5, ตามลำดับ
8. เปลี่ยนอัตราการไหลของระบบน้ำเป็น 3,4,5,6,7,8,9,10 LPM ตามลำดับ โดยทำเช่นเดียวกับข้อ 6,2,3,4,5 ตามลำดับ จนเสร็จสิ้นที่อัตราการไหล 8 LPM ($1.66 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)
9. หยุดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ทิ้งไว้ประมาณ 5 นาที ก็หยุดทำงานของปั๊มน้ำ
10. เปลี่ยนท่อทดสอบเป็น Twisted tape insert และ Microfin tube ตามลำดับ

ตัวแปรที่ได้จากการทดลอง

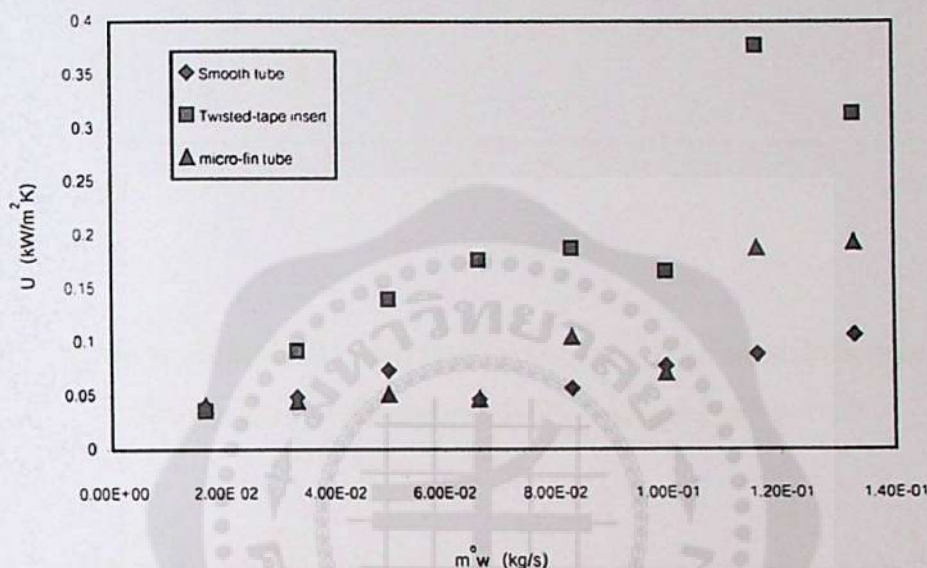
- อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	T ₁
- อุณหภูมิทางออกของคอมเพรสเซอร์	T ₂
- อุณหภูมิทางเข้าท่อทดสอบ	T ₃
- อุณหภูมิกลางท่อทดสอบ	T ₄
- อุณหภูมิทางออกท่อทดสอบ	T ₅
- อุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบ	T ₆
- อุณหภูมิน้ำกลางท่อทดสอบ	T ₇
- อุณหภูมิน้ำออกท่อทดสอบ	T ₈
- อุณหภูมิผิวท่อทดสอบทางเข้าท่อทดสอบ	T ₉
- อุณหภูมิผิวท่อทดสอบกลางท่อทดสอบ	T ₁₀
- อุณหภูมิผิวท่อทดสอบทางออกท่อทดสอบ	T ₁₁
- ความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์	P ₁
- ความดันทางออกคอมเพรสเซอร์	P ₂
- ความดันทางเข้าท่อทดสอบ	P ₃
- ความดันทางออกท่อทดสอบ	P ₄

ข้อสังเกตและข้อควรระวังในการทดสอบ

1. ก่อนทำการทดลองต้องตรวจสอบเช็คความเสถียรทางเข้าและทางออกท่อทดสอบ ไม่ให้อยู่ในลักษณะปิด
2. ก่อนเปิดสวิทช์ ระบบน้ำต้องตรวจสอบเช็คระดับน้ำในถังน้ำให้อยู่ใน ระดับ 3 ใน 4 ของความสูงของถังน้ำ
3. ในระหว่างการทดลอง ใช้เวลานานมากในการทดลอง ต้องคอยหมั่นดูความดัน และอุณหภูมิตามจุดต่าง ๆ อย่างสม่ำเสมอ
4. ในช่วงที่เปลี่ยนอัตราการไหลของระบบน้ำและรอให้อุณหภูมิน้ำเข้าทางท่อทดสอบลดลงจะต้องหยุดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เพื่อเป็นการพักการทำงานของคอมเพรสเซอร์
5. เมื่อทดลองเสร็จไม่ควรหยุดเดินเครื่องทันที ควรเดินระบบน้ำทิ้งไว้ 5 นาที ก่อนที่ปิดสวิทช์

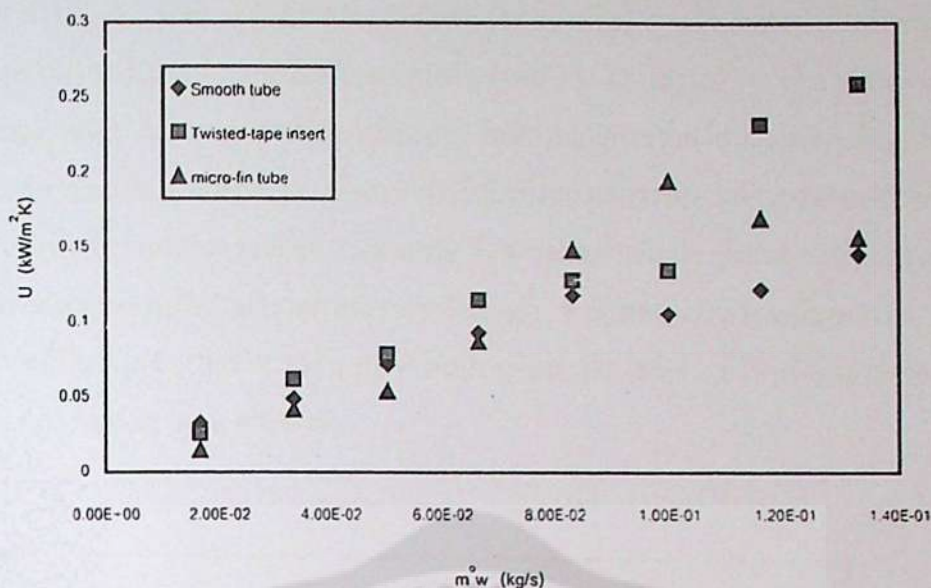
การวิเคราะห์ผลจากการทดลอง

จากการทดลองตามเงื่อนไขดังกล่าวได้นำข้อมูลจากการทดลองมาคำนวณและนำค่าที่ได้จากการทดลองมาคำนวณและเปรียบเทียบกันจะได้กราฟลักษณะต่างๆ ดังนี้

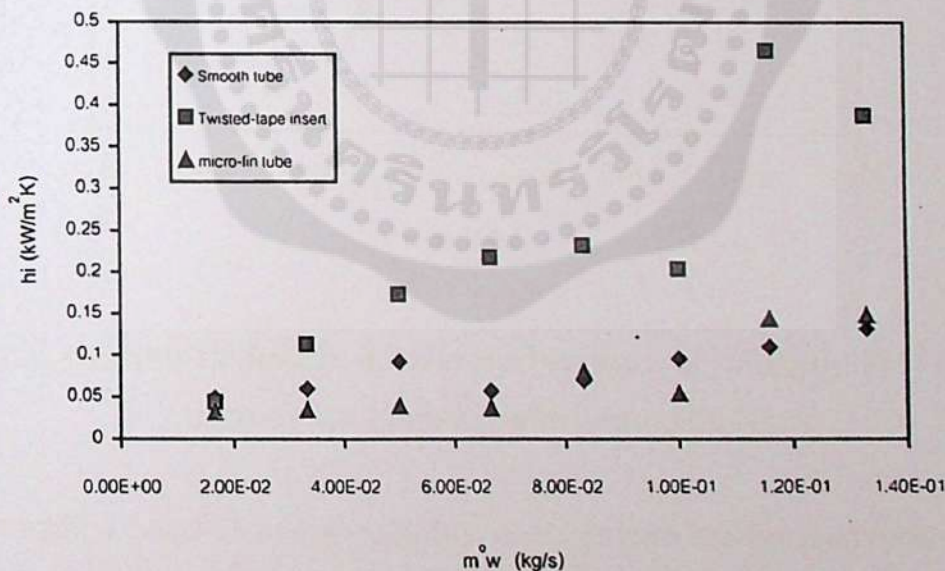


รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ที่ลักษณะท่อต่างกันที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C

จากรูปที่ 4.3 และ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิน้ำเข้าที่ทดสอบที่ 18 °C และ 22 °C จะสังเกตเห็นได้ชัดเจนว่าเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อทั้ง 3 ชนิด มีลักษณะเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ซึ่งสามารถมองแยกลักษณะของท่อแต่ละชนิดได้เช่นกัน ท่อในลักษณะที่เป็น Twisted-tape insert จะเห็นได้ชัดเจนทั้งที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C และ 22 °C มีลักษณะที่สูงกว่าท่อ Microfin tube และ ท่อ Smooth tube เนื่องจาก การบิดเกลียวภายในท่อทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนทำให้ ความแตกต่างอุณหภูมิเชิงลอกลมีความแตกต่างกับท่ออื่นๆ และอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำที่สูงจึงทำให้ท่อที่เป็น Twisted-tape insert มีสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อ Micro-fin tube และ Smooth tube ตามลำดับ

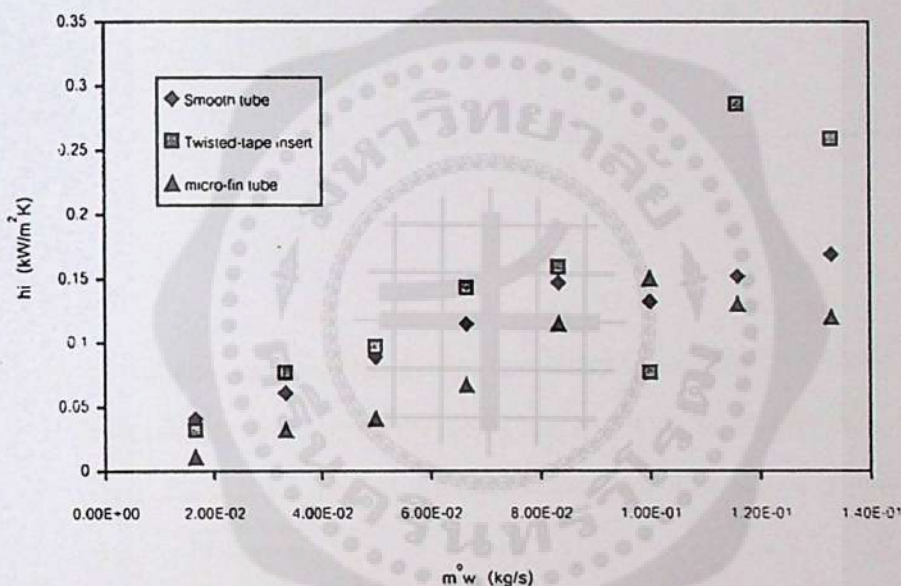


รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ในท่อที่ลักษณะท่อต่างกันที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C



รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$) กับ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C

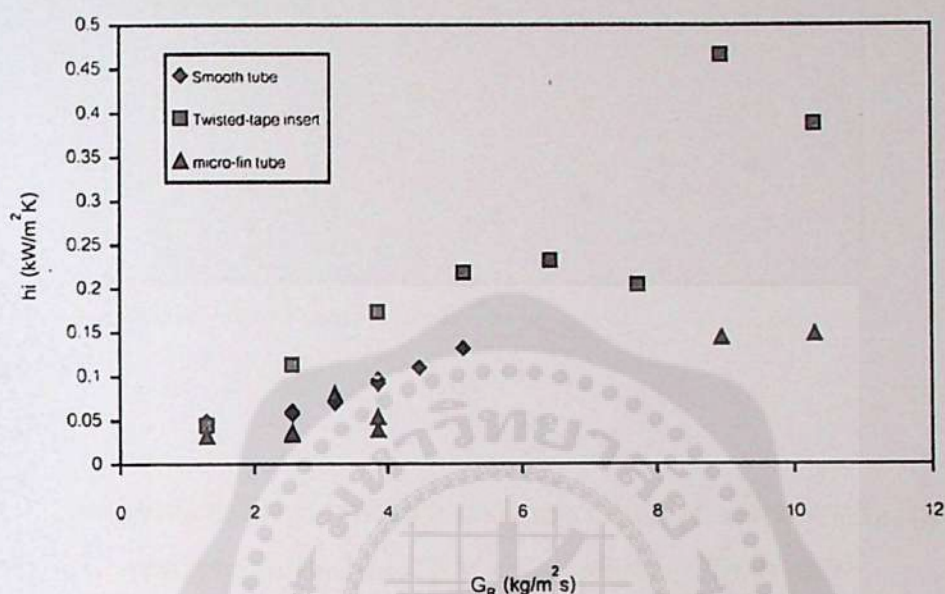
จากรูปที่ 4.5 และ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิน้ำเข้าท่อ 18°C และ 22°C เห็นได้ชัดเจนว่าท่อ Twisted-tape insert มีลักษณะกราฟที่ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่เพิ่มสูงขึ้นกว่าท่อ Micro-fin tube และ Smooth tube เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ ซึ่งสารตัวกลางคือน้ำ ซึ่งสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อจะพิจารณาจากค่าของเฮลล์นัมเบอร์ ซึ่งมีเทอมคาร์ย์โนลนัมเบอร์มา เกี่ยวข้องการไหลที่ปั่นป่วนของสาร R 134 a ทำให้ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าลักษณะท่อ Micro-fin และ Smooth tube ตามลำดับ



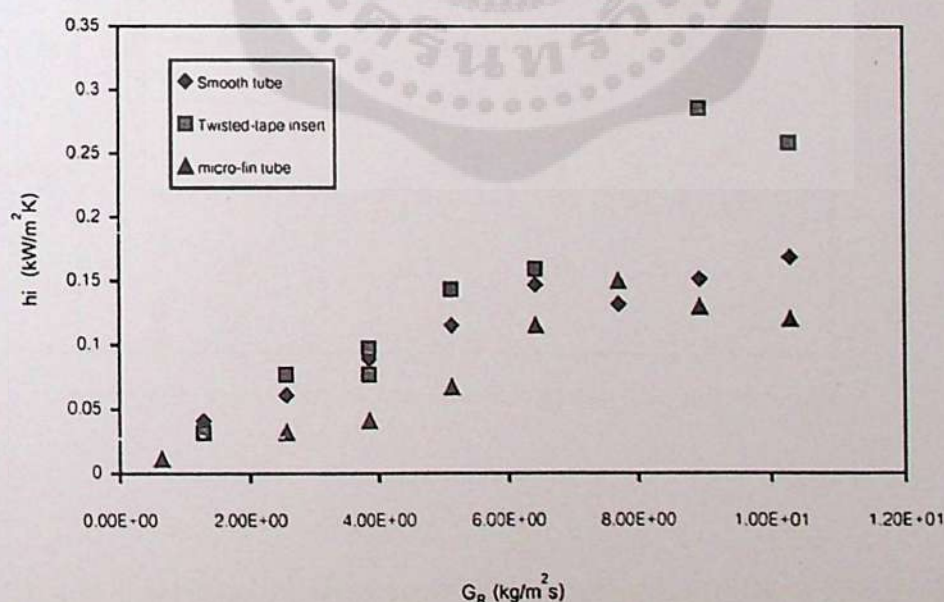
รูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ (m_w) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h_i) ในท่อทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22°C

จากรูปที่ 4.7 และ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัด ท่อกับการถ่ายเทความร้อนในท่อทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิ 18°C และ 22°C การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัด ทำให้มีการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ด้วย ลักษณะท่อที่ให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด คือ Twisted-tape insert จะเห็นได้ชัดเจน และรองลงมาคือ Micro-fin tube กับ Smooth tube ตามลำดับ แต่ท่อสองชนิดหลังจะเห็นไม่ค่อยชัดเจนเท่าไร จะเห็นในช่วงอัตราการไหลต่ำ เหตุที่กราฟทั้ง 2 ดังกล่าว เป็นเช่นนี้เพราะอัตรา

การไหลของสาร R134a ซึ่งพิจารณาจากกำลังงานของคอมเพรสเซอร์ และค่าของเอนทาลปีที่จุดทางเข้าและทางออกคอมเพรสเซอร์ มีผลต่างกันน้อย ซึ่งหมายถึงผลต่างของอุณหภูมิของทั้ง 2 จุดนี้ด้วย จึงทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของสาร R134a มีค่าสูงด้วย



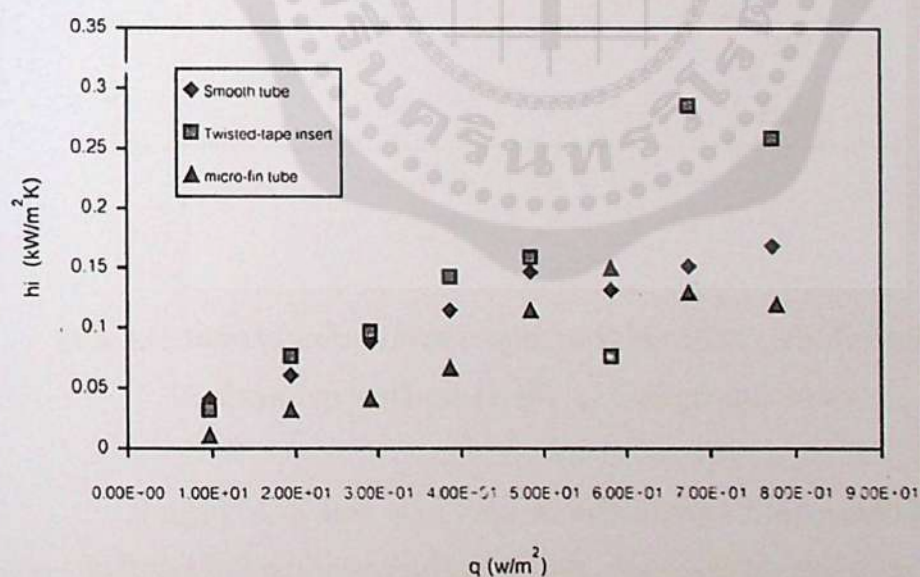
รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (G_R) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C



รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (G_R) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิด ที่อุณหภูมิ น้ำเข้า 22 °C

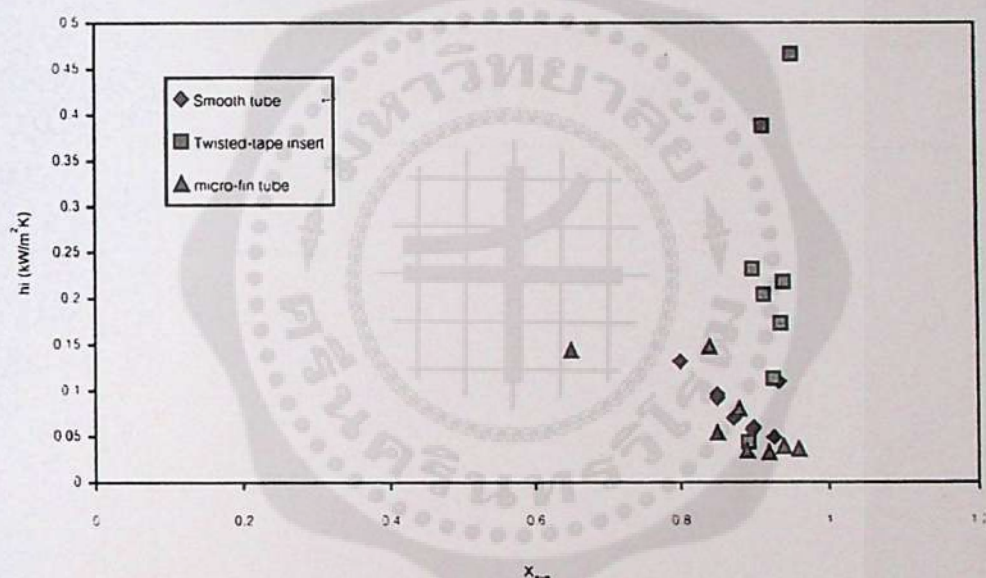


รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวท่อ(q)กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18°C



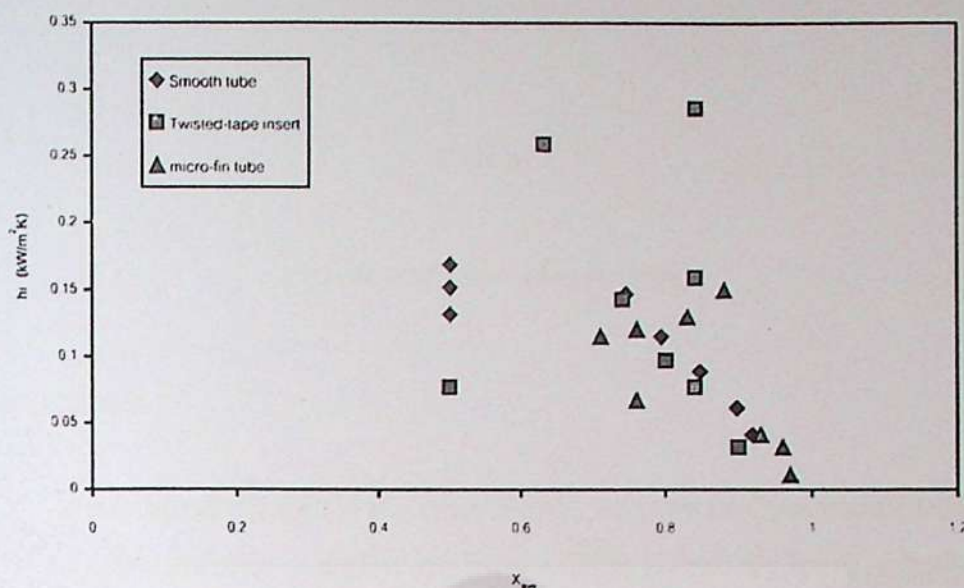
รูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิว (q)กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิ น้ำเข้า 22°C

จากรูปที่ 4.9 และ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิว
ต่อภายนอกกับสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนภายในท่อทั้ง 3 ชนิด อัตราการถ่ายเทความร้อน
ต่อพื้นที่ผิวด้านนอกขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำซึ่งทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเท
ความร้อนภายในท่อดีขึ้น รูปที่ 4.9 ท่อ Twisted-tape insert จะเห็นได้ชัดเจนกว่าที่อุณหภูมิ
น้ำเข้า 18 °C แต่ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C ท่อทั้ง 3 ชนิดจะมองเห็นไม่ค่อยชัดเจนเท่าไร แต่ก็มี
Twisted-tape insert ที่ยังเห็นอยู่บ้าง เหตุที่เป็นเช่นนี้ก็เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำซึ่ง
พิจารณาจากผลต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกเป็นหลัก ถ้าผลต่างของอุณหภูมิมากก็จะทำให้
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำสูงขึ้นและก็ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อดีขึ้น
ด้วย

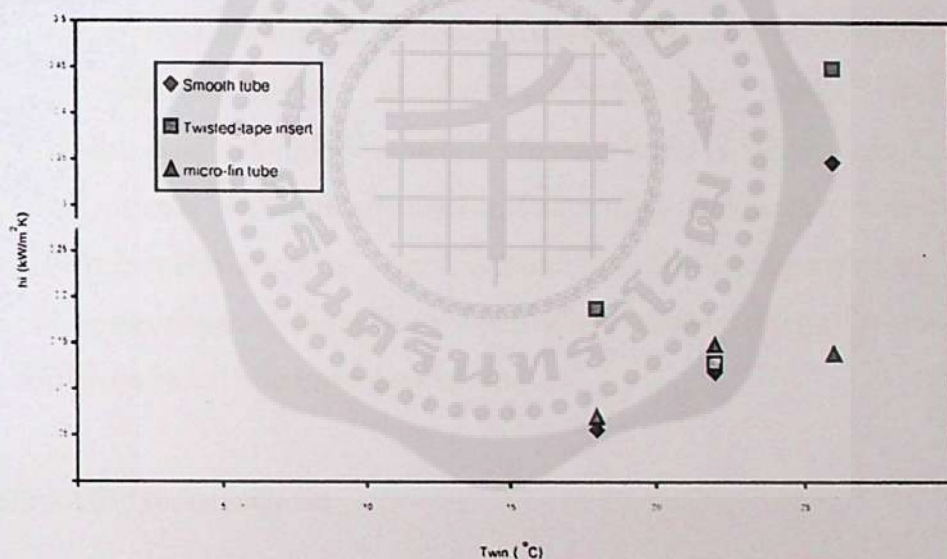


รูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพเชิงไอเดิลซี (X_{suc}) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิ 18°C

จากรูปที่ 4.11 และ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพเชิงไอเจตีย์ของสาร R134a กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ คุณภาพเชิงไอจะอยู่ในช่วง 0.5-0.9 ซึ่งมีค่าที่สูงเนื่องจากความดันและอุณหภูมิที่ทดสอบสูงสืบเนื่องมาจาก การสะสมอุณหภูมิมาจากรีคอมเพรสเซอร์ ซึ่งท่อที่ให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อดีที่สุดก็คือ Twisted-tape insert และรองลงมา Micro-fin tube และ Smooth tube ซึ่งมองเห็นไม่ชัดเจนเท่าไร แต่ก็พอจะสรุปได้ว่า Twisted-tape insert ให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่ดีกว่า



รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพเชิงไอเดิลซ์ (X_{se}) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิดที่อุณหภูมิ 22 °C



รูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าท่อ (T_{win}) กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (h_i) ทั้ง 3 ชนิด ที่อัตราการไหลของน้ำ $8.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

จากรูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้ากับท่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อทั้ง 3 ชนิดที่อัตราการไหลของน้ำ $8.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ท่อ Twisted-tape insert ให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อดีกว่าท่อแบบอื่นที่อุณหภูมิ 18 °C และ 26 °C แต่ที่ 22 °C ท่อแบบ Micro-fin tube ให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

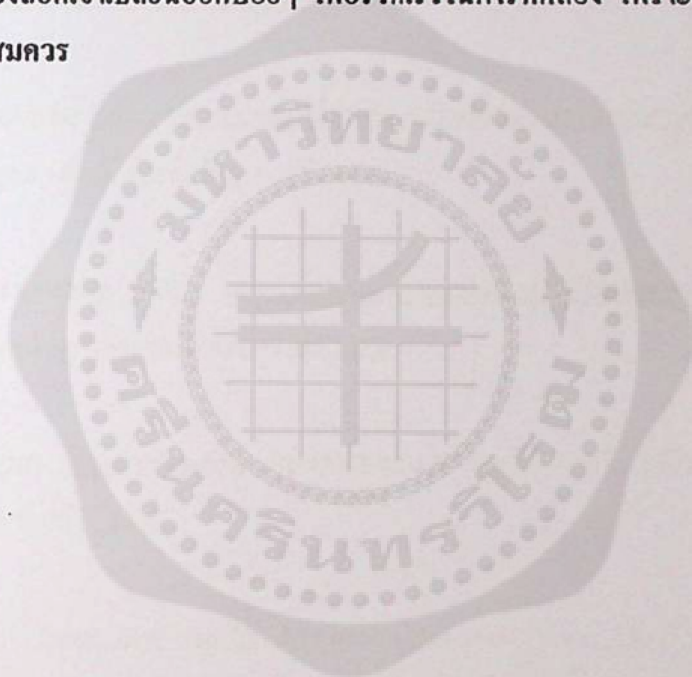
สรุปผลการทดลอง

ในการทดลองครั้งนี้จะเห็นได้ว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ เมื่ออัตราการไหลของน้ำมีลักษณะเพิ่มขึ้นก็จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย ท่อที่มีลักษณะบิดเกลียวภายในท่อจะให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อแบบเป็นร่องขนาดเล็ก และท่อแบบธรรมดาตามลำดับ ซึ่งขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนอกท่อซึ่งเป็นน้ำ พิจารณาจากค่าประสิทธิภาพนัมเบอร์ และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เป็นหลัก การไหลที่ปั่นป่วนทำให้เกิดผลต่างของอุณหภูมิมากก็ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนดีกว่าในท่อดังลักษณะแบบอื่นๆ และเมื่ออัตราการไหลของสาร R134a เพิ่มขึ้นก็จะให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกับอัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น เช่นกัน ในเรื่องของคุณภาพไอน์เดียมนั้น มีค่าค่อนข้างสูงเนื่องจากท่อทดสอบมีอุณหภูมิสูงและความดันสูงจึงทำให้มีสภาพเป็นไอที่ทางเข้าท่อทดสอบ และที่ทางออกมีสภาพเป็นไอสูงก็เพราะอุณหภูมิของสาร R134a ที่ทางออกท่อมีอุณหภูมิยังสูงอยู่จึงทำให้คุณภาพไอน์เดียมนั้นมีค่าค่อนข้างสูง ซึ่ง Twisted-tape insert ก็ทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น

ข้อเสนอแนะสำหรับงานในอนาคต

1. เนื่องจากอัตราการไหลของน้ำหาความเย็น 134-a ในการทดลองครั้งนี้ได้มาจากการคำนวณไม่ได้มากจากเครื่องมือวัดที่ละเอียด จึงทำให้ค่าที่ได้จากการคำนวณในผลการทดลองเป็นค่าที่ไม่แน่นอน ดังนั้นจึงควรมีการติดตั้งเครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำหาความเย็นที่บริเวณทางออก คอมเพรสเซอร์หรือทางเข้าคอมเพรสเซอร์ก็ได้ ซึ่งสามารถวัดได้ทั้งสภาวะที่เป็นแก๊สและของเหลวตามความเหมาะสม หรือการประยุกต์ Orifice meter มาใช้ในการวัดแต่ควรจะออกแบบอุปกรณ์และใช้เครื่องมือให้เหมาะสม เนื่องจาก Orifice meter ใช้วัดผลต่างของความดันสองจุดมาคำนวณหาอัตราการไหล ดังนั้น เครื่องมือวัดแรงดันจึงต้องละเอียดมากจึงจะสามารถวัดอัตราการไหลได้

2. ในการหุ้มฉนวนท่อทดสอบ ควรจะหุ้มให้ดีต้องไม่มีการถ่ายเทความร้อนออกมานอกระบบ การแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำและน้ำยาทำความเย็น จะต้องแลกเปลี่ยนเพียง สารตัวกลางสองตัวนี้เท่านั้น ตามกฎเกณฑ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เรื่องของกฎอนุรักษ์มวล
3. เครื่องมือที่ใช้วัดอัตราการไหลของน้ำ Rotameter และเครื่องมืออ่านอุณหภูมิควรมีการเทียบวัด ความแม่นยำก่อนทำการทดลอง
4. ควรออกแบบประยุกต์ระบบระบายความร้อนให้กับชุดทดสอบโดยอาจใช้ถึงน้ำเย็นมาต่อระบบเติมน้ำเพื่อการควบคุมอุณหภูมิน้ำเข้าจะได้ง่ายขึ้น
5. ควรออกแบบโครงสร้างที่สามารถติดตั้งท่อทดสอบได้ทั้ง 3 ท่อทดสอบในโครงสร้างเดียวกันโดยที่ไม่ต้องถอดเข้าเปลี่ยนออกบ่อยๆ เพื่อรวดเร็วในการทดลอง เพราะการทดลองแต่ละท่อใช้เวลามากพอสมควร



บรรณานุกรม

- 1 11. นักสิทธิ์ คูวัฒนาชัย , ดร. การถ่ายเทความร้อน : กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์ฟิสิกส์เซนเตอร์ , 2533.
- 3 12. พิชิต ฤกษ์นันท์, ดร. และ สะพรั่ง สุวภิรมย์โชติ , การทำความเย็น : กรุงเทพมหานคร : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
- 2 13. พงษ์ธร จริญญากรณ์ , ดร. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานอุตสาหกรรม : กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์ เอ็มแอนดจี , 2524.
- 4 14. วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล รศ.ดร. . อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานอุตสาหกรรม : กรุงเทพมหานคร : จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2536.
- 5 15. อัครเดช สันธุกต์ , การทำความเย็น : กรุงเทพมหานคร : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง , 2536.
6. M.N. Ozisik , Basic heat transfer , McGraw – Hill , New York , 1997.
7. W.F. Stoecker , Refrigeration and air condition , McGraw – Hill , New York , 1958
8. A. Yunus Cengel and Michael A. Boles , Thermodynamic an engineering approach , McGraw – Hill , New York , 1998.
9. Sadlk Kakac and Hongtan Liu , Heat exchangers selection , rotating and thermal design , CRC Press , London , 1998.

บรรณานุกรม (ต่อ)

10. A. Mark KEDZIERSKI and Min Soo KIM , Convective boiling and condensation heat transfer with a twisted - tap insert for R12, R22, R152a, R134a, R290, R32 / R134a, R32 / R152a, R290 / R134a, R134a / R600a , Thermal science & Engineering , 1998 ; 6 : 113-122.
11. S. M. Sami and B. Song , Heat transfer and pressure drop characteristics of HFC quaternary refrigerant mixtures inside horizontal enhance surface tubing , Applied Thermal engineering , 1996 ; 16 : 461-473.
12. A. Cavallini , D. Del Col , L. Doretti , G.A. Longo and Rossetto , Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes , Int. J. Refrigeration , 2000 ; 23 : 4-25.
13. Akio Miyara , Kengo Nonaka and Mitsunori Taniguchi , Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone - type micro - fin tube , Int. J. Refrigeration , 2000 ; 23 : 141-152.
14. Dongsoo Jung , Chong-Bo Kim, Sungjun Cho and Kilhong Song , Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC 11 and CFC 12 , Int. J. Refrigeration , 1999 ; 22 : 548-557.
15. C. V. M. Braga and F.E.M. Soboya , Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular region with continuos longitudinal rectangular fins , Experimental Thermal and fluid science , 1999 ; 20 : 55-56.
16. Cheng Lixin , Chen Tingkuan and Luo Yushan , Enhancement of flow boiling heat transfer in tube with small grooves , Lyon , France , 1998 June 8-12 .

บรรณานุกรม (ต่อ)

17. J.T.Kwon and M.H. Kim , Enhanced condensation heat transfer of an alternative refrigerant in a micro – fin tube , Lyon , France , 1998 June 3-12 .





ตารางภาคผนวกที่ 1.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ อุณหภูมิต่าง ๆ

Temp °C	Absolute Pressure, MPa	Density, kg/ m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Specific Heat ^c _p kJ/(kg · K)		Viscosity, μPa · S		Thermal Cond, mW / (m ² ·K)		Surface Tension, mN/m
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
- 103.30a	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	1.147	0.585	2186.6	6.63	-	-	28.15
- 80.00	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	1.211	0.637	1109.9	7.57	-	-	24.11
- 60.00	0.01594	1471.0	1.0770	123.96	361.51	1.220	0.685	715.4	8.38	121.1	-	20.81
- 30.00	0.08436	1385.9	0.22596	161.10	380.45	1.260	0.771	430.4	9.62	107.3	9.16	16.13
- 26.07b	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.90	1.268	0.784	406.4	9.79	105.4	9.52	15.54
- 24.00	0.11127	1368.2	0.17410	168.7	384.19	1.273	0.791	394.6	9.88	104.5	9.71	15.23
- 18.00	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	1.286	0.812	363.0	10.14	101.7	10.24	14.33
- 12.00	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	1.301	0.835	335.0	10.40	99.0	10.76	13.45
- 6.00	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	1.317	0.858	309.0	10.67	96.2	11.28	12.58
0.00	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.335	0.883	287.4	10.94	93.4	11.79	11.71
6.00	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.353	0.910	267.0	11.22	90.7	12.31	10.86
12.00	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.374	0.939	248.3	11.52	87.9	12.84	10.02
18.00	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.396	0.971	231.2	11.82	85.1	13.39	9.19
24.00	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.420	1.006	215.4	12.14	82.4	13.96	8.38

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 (ต่อ) แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ อุณหภูมิต่าง ๆ

Temp °C	Absolute	Density,	Volume,	Enthalpy,		Specific Heat c_p		Viscosity,		Thermal Cond,		Surface
	Pressure,	Kg/ m ³	m ³ /kg	kJ/kg		kJ/(kg • K)		μPa • S		mW / (m•K)		Tension,
	MPa	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	mN/m
30.00	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.447	1.044	200.7	12.48	79.6	14.56	7.57
36.00	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.478	1.088	186.9	12.84	76.8	15.19	6.78
42.00	0.0721	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.513	1.138	174.0	13.24	74.1	15.86	6.01
48.00	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.553	1.196	161.7	13.67	71.3	16.59	5.26
54.00	1.4553	1082.9	0.01353	277.86	425.03	1.602	1.266	149.9	14.16	68.5	17.36	4.52
60.00	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.663	1.354	138.6	14.71	65.8	18.19	3.81
66.00	1.9334	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.740	1.468	127.5	15.35	63.0	19.09	3.12
72.00	2.2130	983.1	0.00818	307.79	429.10	1.846	1.626	116.7	16.12	60.3	20.05	2.46
78.00	2.5227	942.3	0.00686	318.65	429.20	2.000	1.861	105.8	17.08	57.5	21.09	1.83
85.00	2.9259	886.2	0.00550	332.27	427.91	2.313	2.348	92.7	18.59	54.3	22.41	1.15
95.00	3.5916	771.6	0.00374	355.43	420.60	3.961	4.942	70.9	22.59	-	-	0.33
101.03C	4.0560	513.3	0.00195	389.79	389.79	α	α	-	-	-	α	0

a = triple point

b = normal boiling point

c = critical point

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ

Metal		Temperature, K								
		200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500
Aluminum										
	Pure	237	237	240	236	231	218			
	Duralumin	138	174	187	188					
	Alloy 195,cast		168	174	180	185				
Copper										
	Pure	413	401	393	386	379	366	352	339	
	Commercial bronze	42	52	52	55					
	Brass	74	111	134	143	146	150			
	German silver		116	135	145	147				
Gold		323	317	311	304	298	284	270	255	
Iron										
	Armco	81	73	66	59	53	42	32	29	31
	Cast		51	44	39	36	27	23		
Carbon steel										
	AISI 1010		64	59	54	49	39	31		
	AISI 1042		52	50	48	45	37	29	26	30
	AISI 4130		43	42	41	40	37	31	27	31
Stainless steel										
	AISI 302		15	17	19	20	23	25		
	AISI 304	13	15	17	18	20	23	25		
	AISI 316		13	15	17	18	21	24		
	AISI 410	25	25	26	27	27	29			
Lead		37	35	34	33	31				
Magnesium										
	Pure	199	156	153	151	149	146			
	Alloy A8			84						

ตารางผนวกที่ 1.2 (ต่อ) แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ

Metal	Temperature, K								
	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500
Inconel -X-750	10.3	11.7	13.5	15.1	17.0	20.5	24.0	27.6	30.0
Nichrome		13	14	16	17	21			
Platinum	73	72	72	72	73	76	79	83	90
Silver	420	429	425	419	412	396	379	361	
Tantalum	58	58	58	59	59	59	60	61	62
Tin	73	67	62	60					
Titanium									
Pure	25	22	20	20	19	19	21	22	25
Ti-6Al-4V		5.8							
Tungsten	185	174	159	146	137	125	118	112	106
Zirconium									
Pure	25	23	22	21	21	21	23	26	29
Zircaloy-4	13.3	14.2	15.2	16.2	19.2	21.2	23.2		

ตารางภาคผนวกที่ 1.3 แสดงคุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิต่าง ๆ

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$	$C_p,$ $\frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\nu,$ $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$k,$ $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$\alpha,$ $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ $\times 10^7$	Pr	β, K^{-1}
0	1002.28	4.2178	1.788×10^{-6}	0.552	1.308	13.6	
20	1000.52	4.1818	1.006	0.597	1.430	7.02	0.18×10^{-3}
40	994.59	4.1784	0.658	0.628	1.512	4.34	
60	985.46	4.1843	0.478	0.651	1.554	3.02	
80	974.08	4.1964	0.364	0.668	1.636	2.22	
100	960.63	4.2161	0.294	0.680	1.680	1.74	
120	945.63	4.250	0.247	0.685	1.708	1.446	
140	928.27	4.283	0.214	0.684	1.724	1.241	
160	909.69	4.342	0.190	0.680	1.729	1.099	
180	889.03	4.417	0.173	0.675	1.724	1.004	
200	866.76	4.505	0.160	0.665	1.706	0.937	
220	842.41	4.610	0.150	0.652	1.680	0.891	
240	815.66	4.756	0.143	0.635	1.639	0.871	
260	785.87	4.949	0.137	0.611	1.577	0.874	
280.6	752.55	5.208	0.135	0.580	1.481	0.910	
300	714.26	5.728	0.135	0.540	1.324	1.019	

ตารางภาคผนวกที่ 1.4 การแสดงขนาดท่อทองแดง

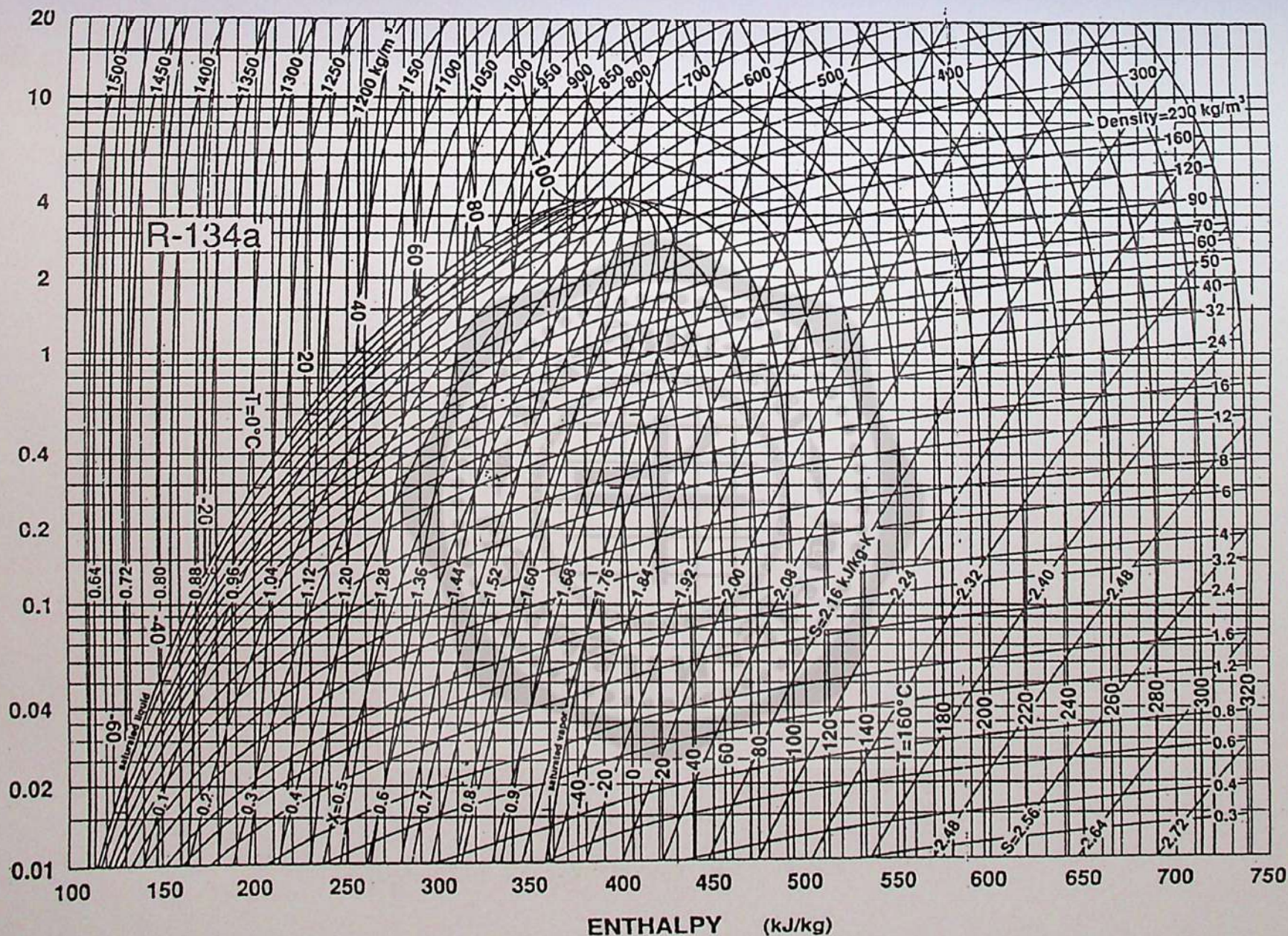
OD,mn	ID, mn		OD,mn	ID, mn	
	Type K	Type L		Type K	Type L
9.53	7.75	8.00	53.98	49.76	50.42
12.70	10.21	10.92	66.68	61.85	62.61
15.88	13.39	13.84	79.38	73.84	74.80
19.05	16.56	16.92	92.08	85.98	87.00
22.23	18.92	19.94	104.80	97.97	99.19
28.58	25.27	26.04	130.20	122.10	123.80
34.93	31.62	32.13	155.60	145.80	148.50
42.8	37.62	38.23	206.40	192.60	196.20
			257.20	240.00	244.50
			308.00	287.40	293.80

ตารางภาคผนวกที่ 1.5 ตารางน้ำอิมตัว-ตารางอุณหภูมิ

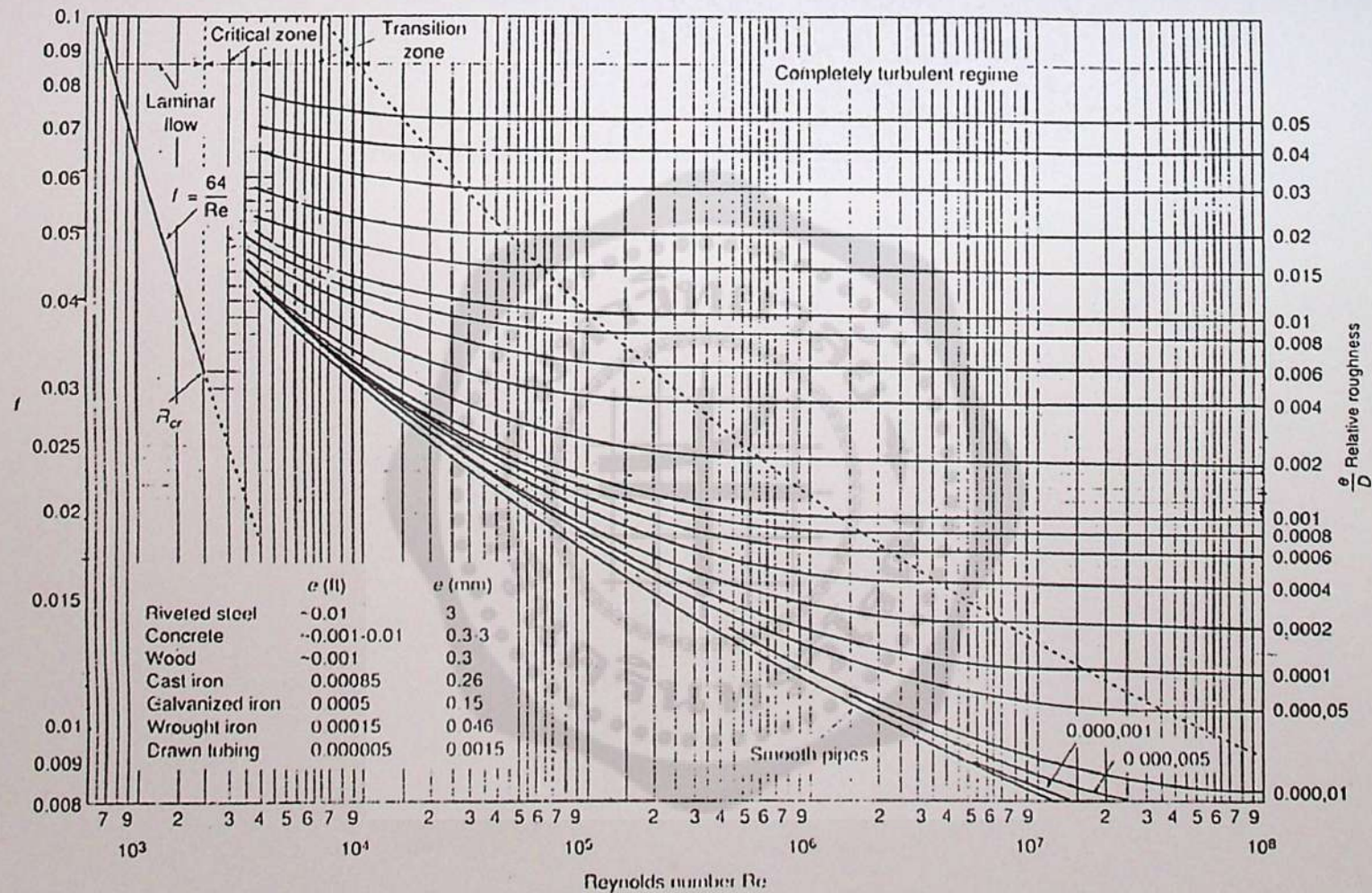
อุณหภูมิ	ความดัน	ปริมาตรจำเพาะ (m ³ /kg)		พลังงานภายในจำเพาะ (kJ/kg)			เอนทัลปีจำเพาะ (kJ/kg)			เอนโทรปีจำเพาะ (kJ/kg .k)		
(C)	(kPa)	Sat.liquid	Sat.vapor	Sat.liquid	Evap.	Sat.vapor	Sat.liquid	Evap.	Sat.vapor	Sat.liquid	Evap.	Sat.vapor
T	Psat	V _f	V _g	u _f	u _{fg}	u _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _{fg}	s _g
0.01	0.6113	0.001000	206.14	0.00	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001008	19.52	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.2234	7.9913
60	19.94	0.001017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2526.8	0.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001036	2.361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84.55	0.001040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159
100	101.33	0.001044	1.6729	418.94	2087.6	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549
105	120.82	0.001048	1.4194	440.02	2072.3	2512.4	440.15	2243.7	2683.8	1.3630	5.9328	7.2958
110	143.27	0.001052	1.2102	461.14	2057.0	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	5.8202	7.2387
115	169.06	0.001056	1.0366	482.30	2041.4	2523.7	482.48	2216.5	2699.0	1.4734	5.7100	7.1833
120	198.53	0.001060	0.8919	503.50	2025.8	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	5.6020	7.1296
125	232.1	0.001065	0.7706	524.74	2009.9	2534.6	524.99	2188.5	2713.5	1.5813	5.4962	7.0775
130	270.1	0.001070	0.6685	546.02	1993.9	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	5.3925	7.0269
135	313.0	0.001075	0.5822	567.35	1977.7	2545.0	567.69	2159.6	2727.3	1.6870	5.2907	6.9777
140	361.3	0.001080	0.5089	588.74	1961.3	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	5.1908	6.9299
145	415.4	0.001085	0.4463	610.18	1944.7	2554.9	610.63	2129.6	2740.3	1.7907	5.0926	6.8833
150	475.8	0.001091	0.3928	631.68	1927.9	2559.5	632.2	2114.3	2746.5	1.8418	4.9960	6.8379
155	543.1	0.001096	0.3468	653.24	1910.8	2564.1	653.84	2098.6	2752.4	1.8925	4.9010	6.7935
160	617.8	0.001102	0.3071	674.87	1893.5	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	4.8075	6.7502
165	700.5	0.001108	0.2727	696.56	1876.0	2572.5	697.34	2066.2	2763.5	1.9925	4.7153	6.7078
170	791.7	0.001114	0.2428	718.33	1858.1	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	4.6244	6.6663

ภาคผนวกที่ 2
แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R – 134a
และแผนภูมิ Moody diagram

PRESSURE (MPa)



รูปภาคผนวกที่ 2.1 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-134a



รูปภาคผนวกที่ 2.2 แสดงแผนภูมิ Moody diagram



ภาคผนวกที่ 3
ตารางข้อมูลที่ได้จากการทดลอง

ตารางภาคผนวกที่ 3.1 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	24	73	0.5	6	56	39	30	6	6	18	19	20
3.33E - 05	25	85	0.7	6.2	70	55	43	6.1	6.1	18	19	20
5.00E - 05	25	86	0.7	6	69	55	43	6	6	18	20	20
6.66E - 05	25	86	0.6	5.7	70	57	45	5.7	5.7	18	19	19
8.33E - 05	25	86	0.6	5.6	71	58	46	5.6	5.6	18	19	19
1.00E - 04	25	84	0.6	5.5	67	53	41	5.5	5.5	18	19	19
1.16E - 04	25	84	0.5	5.5	67	54	42	5.2	5.2	18	19	19
1.33E - 04	25	83	0.5	5.5	66	52	40	5.2	5.2	18	19	19

ตารางภาคผนวกที่ 3.2 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	24	80	0.7	6.6	64	52	38	6.4	6.4	22	22	24
3.33E - 05	25	87	0.7	6.6	73	59	47	6.5	6.5	22	22	24
5.00E - 05	25	88	0.7	6.4	74	61	48	6.4	6.4	22	22	24
6.66E - 05	25	88	0.7	6.3	75	61	49	6.2	6.2	22	22	24
8.33E - 05	25	88	0.7	6.2	75	60	48	6.2	6.2	22	22	24
1.00E - 04	25	87	0.6	6	75	60	48	6	6	22	22	24
1.16E - 04	25	87	0.6	6	75	62	49	5.9	5.9	22	22	24
1.33E - 04	25	87	0.6	6	76	62	51	5.8	5.8	22	22	24

ตารางภาคผนวกที่ 3.3 แสดงผลการทดลองที่ทดสอบ Smooth tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการ ไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นที่ทดสอบ					น้ำที่ทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	25	87	0.7	7	71	58	45	6.9	6.9	26	26	28
3.33E - 05	25	89	0.7	7	75	61	49	6.9	6.9	26	26	28
5.00E - 05	25	90	0.7	6.8	77	62	50	6.8	6.8	26	26	28
6.66E - 05	25	90	0.7	6.7	77	62	50	6.7	6.7	26	26	28
8.33E - 05	25	90	0.7	6.7	77	63	51	6.7	6.7	26	26	28
1.00E - 04	25	90	0.7	6.5	77	64	52	6.4	6.4	26	26	28
1.16E - 04	26	89	0.7	6.5	77	63	51	6.3	6.3	26	26	28
1.33E - 04	25	89	0.6	6	78	63	52	6.3	6.3	26	26	28

ตารางภาคผนวกที่ 3.4 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Twisted – tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m^3/s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)		ความดัน (kg / cm^2)		อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)			ความดัน (kg / cm^2)		อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	25	80	0.4	5.2	63	39	30	5.2	5.2	18	19	20
3.33E - 05	24	70	0.45	5.2	53	39	28	5.2	5.2	18	19	20
5.00E - 05	25	74	0.45	5.2	50	41	29	5.7	5.7	18	19	20
6.66E - 05	25	75	0.4	5	51	42	30	5	5	18	19	20
8.33E - 05	25	81	0.45	5.2	61	39	30	5.2	5.2	18	19	20
1.00E - 04	25	85	0.45	5.2	65	47	40	5.2	5.2	18	19	20
1.16E - 04	24	73	0.45	5.4	45	37	28	5.4	5.4	18	19	20
1.33E - 04	26	73	0.45	5	54	43	32	5	5	18	19	20

ตารางภาคผนวกที่ 3.5 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Twisted – tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	26	87	0.45	5.6	71	58	45	5.6	5.6	22	22	24
3.33E - 05	25	84	0.45	5.3	66	52	40	5.3	5.3	22	22	24
5.00E - 05	25	87	0.45	5.3	71	58	45	5.7	5.7	22	22	24
6.66E - 05	25	87	0.4	5.6	70	58	41	5.6	5.6	22	22	24
8.33E - 05	25	87	0.5	6	71	58	46	6	6	22	22	24
1.00E - 04	25	89	0.5	5.8	89	59	47	5.8	5.8	22	22	24
1.16E - 04	24	83	0.55	6	83	43	31	6	6	22	22	24
1.33E - 04	26	81	0.6	5.8	81	48	40	5.6	5.6	22	22	24

ตารางภาคผนวกที่ 3.6 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Twisted – tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	26	91	0.45	6	75	61	49	6	6	26	26	28
3.33E - 05	25	91	0.45	5.6	74	61	48	5.6	5.6	26	26	28
5.00E - 05	25	91	0.5	6.2	74	61	48	6.2	6.2	26	26	28
6.66E - 05	25	91	0.45	5.6	73	59	47	5.5	5.5	26	26	28
8.33E - 05	25	91	0.55	6.4	74	61	49	6.5	6.5	26	26	28
1.00E - 04	25	91	0.5	6.2	75	62	54	6.2	6.2	26	26	28
1.16E - 04	25	90	0.6	6.4	72	59	47	6.4	6.4	26	26	28
1.33E - 04	26	87	0.65	6.4	73	59	47	6.3	6.3	26	26	28

ตารางภาคผนวกที่ 3.7 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Micro – fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	24	67	0.45	5.5	47	40	29	5.4	5.4	18	19	20
3.33E - 05	25	83	0.55	5.6	63	55	43	5.6	5.6	18	19	20
5.00E - 05	26	90	0.55	5.5	75	64	52	5.6	5.6	18	20	20
6.66E - 05	26	81	0.5	5.2	64	48	39	5.3	5.3	18	20	20
8.33E - 05	25	70	0.55	5.7	46	32	29	5.7	5.7	18	19	19
1.00E - 04	27	85	0.5	5.2	64	47	39	5.3	5.3	18	19	19
1.16E - 04	27	79	0.45	5	57	47	38	5	5	18	20	20
1.33E - 04	28	81	0.45	5	62	51	40	5	5	18	20	20

ตารางภาคผนวกที่ 3.8 แสดงผลการทดลองทดสอบ Micro – fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นที่ทดสอบ					น้ำที่ทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	25	76	0.5	6.1	57	51	39	6.1	6.1	22	22	23
3.33E - 05	25	89	0.6	6	72	60	47	6	6	22	22	24
5.00E - 05	26	91	0.6	6	76	67	54	6	6	22	22	24
6.66E - 05	26	91	0.6	6	75	59	43	6	6	22	22	24
8.33E - 05	25	79	0.7	6.3	59	43	39	6.2	6.2	22	22	24
1.00E - 04	27	88	0.55	5.7	49	49	43	5.7	5.7	22	22	24
1.16E - 04	28	89	0.55	5.6	70	58	41	5.6	5.6	22	22	24
1.33E - 04	28	82	0.5	5.4	71	64	52	5.4	5.4	22	22	24

ตารางภาคผนวกที่ 3.9 แสดงผลการทดลองท่อทดสอบ Micro – fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงปริมาตร (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน											
	คอมเพรสเซอร์				สารทำความเย็นท่อทดสอบ					น้ำท่อทดสอบ		
	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)			ความดัน (kg / cm ²)		อุณหภูมิ (°C)		
	T1	T2	P1	P2	T3	T4	T5	P3	P4	T6	T7	T8
1.66E - 05	25	87	0.6	6.6	71	57	45	6.6	6.6	26	26	28
3.33E - 05	26	92	0.65	6.5	77	62	50	6.5	6.5	26	26	28
5.00E - 05	26	93	0.65	6.4	79	68	56	6.4	6.4	26	26	28
6.66E - 05	26	93	0.65	6.4	78	63	51	6.4	6.4	26	26	28
8.33E - 05	26	87	0.75	6.8	67	49	43	6.8	6.8	26	26	28
1.00E - 04	27	91	0.65	6.4	71	64	52	6.3	6.3	26	26	28
1.16E - 04	28	92	0.45	6.2	75	62	54	6.2	6.2	26	26	28
1.33E - 04	28	92	0.53	6	77	65	58	6	6	26	26	28



ภาคผนวกที่ 4
ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างการคำนวณ

ข้อมูลจากการทดลอง Microfin tube

อัตราการไหลของน้ำเชิงปริมาตร		1.66×10^{-5}	m^3/s
อุณหภูมิสารทำความเย็นเข้าท่อทดสอบ (T3)	47	$^{\circ}\text{C}$	
อุณหภูมิสารทำความเย็นออกท่อทดสอบ (T5)	29	$^{\circ}\text{C}$	
อุณหภูมิน้ำเข้าท่อทดสอบ (T6)	18	$^{\circ}\text{C}$	
อุณหภูมิน้ำออกท่อทดสอบ (T8)	20	$^{\circ}\text{C}$	
คอมเพรสเซอร์ใช้แรงดันไฟฟ้า (E)	225	Volt	
คอมเพรสเซอร์ใช้กระแสไฟฟ้า (I)	1.7	Amp.	

ข้อมูลจากอุปกรณ์

1. พื้นที่ของท่อที่เป็นเปลือก (
- A_s
-)

เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน Shell

$$(D_s) = 0.02527 \text{ m}$$

ความยาวของเปลือก

$$L = 2 \text{ m}$$

$$A_s = \pi d_s L$$

$$= \pi \times 0.02527 \times 2$$

$$= 0.1587 \text{ m}^2$$

2. พื้นที่ผิวภายนอกของท่อ Tube (
- A_{OT}
-)

เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อมีขนาด (D_{OT}) = 0.00953 m

ความยาวของท่อ

$$L = 2 \text{ m}$$

$$A_{OT} = \pi d_{OT} L$$

$$= \pi \times 0.00953 \times 2$$

$$= 0.0598 \text{ m}^2$$

3. พื้นที่ผิวภายในท่อทดสอบ (Microfin tube,
- A_{IT}
-)

จากตารางของผู้ผลิตท่อ Furukawa กำหนดพื้นที่ผิวภายในท่อ

$$A_{IT} (\text{microfin tube}) = 390 \text{ cm}^2/\text{m}$$

ท่อที่นำมาทดสอบมีความยาว

$$L = 2 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 A_{IT} (\text{microfin tube}) &= 390 \times 10^{-4} \times 2 \text{ cm}^2/\text{m} \\
 &= 0.078 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

สำหรับพื้นที่ผิวภายใน Smooth tube และ Twisted-tape insert มีพื้นที่ผิวภายในเท่ากัน โดยคิดจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน $D_{IT} = 0.00775 \text{ m}$ มีความยาว $L = 2 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 A_{IT} &= \pi d_{IT} L \\
 &= \pi \times 0.00775 \times 2 \\
 &= 0.0486 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

4. พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของท่อทดสอบ (Microfin tube)

$$\begin{aligned}
 \text{Microfin tube} &= A_{OT} + A_{IT} \\
 &= 0.0598 + 0.078 \\
 &= 0.1378 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

สำหรับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของท่อ Smooth tube และ Twisted-tape insert

$$\begin{aligned}
 A &= 0.0598 + 0.0486 \\
 &= 0.1084 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

พื้นที่เฉลี่ยของท่อ Microfin tube

$$\begin{aligned}
 A_m &= \frac{0.1378}{2} \\
 &= 0.686 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

พื้นที่เฉลี่ยของท่อ Smooth tube และ Twisted-tape insert

$$\begin{aligned}
 A_m &= \frac{0.1084}{2} \\
 &= 0.0542 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

5. อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_R$) โดยพิจารณาจากกำลังงานของคอมเพรสเซอร์

$$\begin{aligned}
 P_{comp} &= E.I \\
 &= 225 \times 1.7 \\
 &= 382.5 \text{ W}
 \end{aligned}$$

$$P_{comp} = \dot{m}_R (h_2 - h_1)$$

จากสภาวะจุดที่ 1 สารทำความเย็นเป็นไออิ่มตัว

$$T_1 = 24^\circ\text{C} \quad , \quad h_1 = 206.45 \text{ kJ/kg}$$

สภาวะจุดที่ 2 สารทำความเย็นเป็นไอร้อนยวดยิ่ง

$$T_1 = 67^\circ\text{C} \quad , \quad h_2 = 306.92 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} \text{หาอัตราการไหลเชิงมวล} \quad \dot{m}_R &= \frac{P_{\text{comp}}}{(h_2 - h_1)} \\ &= \frac{382.5 \times 10^3}{(306.92 - 206.45)} \\ &= 0.0038 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

6. อัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (G)

$$\begin{aligned} G &= \frac{\dot{m}_R}{A_i} \\ &= \frac{0.0038}{\frac{\pi \times (0.00775)^2}{4}} \\ &= 80.55 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

7. ปริมาณความร้อนที่น้ำได้รับจากสารทำความเย็น (Q_w)

$$Q_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_s - T_c)$$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.5 คุณสมบัติของน้ำที่ระบายความร้อนในท่อทดสอบพิจารณาที่อุณหภูมิเฉลี่ย

$$T_m = \frac{18 + 20}{2} = 19^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \rho_w &= 1000.652 \text{ kg/m}^3 \quad , \quad C_{pw} = 4.1845 \text{ kJ/kgK} \\ V_w &= 1.064 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \quad , \quad k_w = 0.5936 \text{ W/m K} \\ Pr_w &= 7.5135 \quad , \quad \mu_w = 1.064 \times 10^{-3} \text{ kg/m s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_w &= (1.66 \times 10^{-5} \times 1000.65)(4.1845)(20-18) \\ &= 0.139 \text{ kW} \end{aligned}$$

8. คุณภาพไอ (Xquality) จากท่อทดสอบ

คุณสมบัติของสารทำความเย็น R134 a ที่อุณหภูมิเฉลี่ยทางเข้าและทางออกของท่อทดสอบ

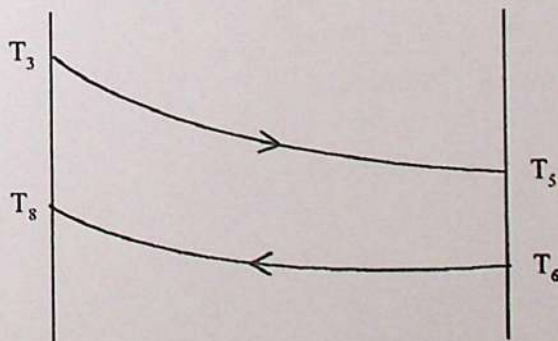
$$\frac{47 + 29}{2} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ จะได้ค่าความร้อนแฝงของการควบแน่น } h_{fg} = 164.12 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} X_{\text{exit}} &= X_{\text{in}} - \frac{Q_w}{\dot{m}_R h_{fg}} \\ &= 1 - \frac{0.139}{(0.0038 \times 164.12)} \\ &= 0.775 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{คุณภาพเชิงไอเฉลี่ย } X_{\text{ave}} &= \frac{1 + 0.775}{2} \\ &= 0.8875 \end{aligned}$$

9. การถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวท่อด้านนอก (q)

$$\begin{aligned} q &= \frac{Q_w}{A_{\text{OT}}} \\ &= \frac{139}{0.0598} \\ &= 2324.41 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

10. อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (ΔT_{LMTD})

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_3 - T_8) - (T_5 - T_6)}{\ln \left(\frac{T_3 - T_8}{T_5 - T_6} \right)} \\
 &= \frac{(47 - 20) - (29 - 18)}{\ln \left(\frac{47 - 20}{29 - 18} \right)} \\
 &= 17.81 \text{ K}
 \end{aligned}$$

11. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) จากความร้อนที่น้ำได้รับมีการหุ้มฉนวนอย่างดีไม่มีการถ่ายเทความร้อนออกนอกกระบอก

$$\begin{aligned}
 Q_w &= UA \Delta T_{LMTD} \\
 U &= \frac{Q_w}{A \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{139}{0.1378 \times 17.81} \\
 &= 56.63 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

12. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนอกท่อ (h_o)

$$\begin{aligned}
 G_w &= \frac{\dot{m}_w}{\frac{\pi}{4} (D_{is}^2 - D_{ot}^2)} \\
 &= \frac{(1.66 \times 10^{-5} \times 1000.65)}{\frac{\pi}{4} (0.02527^2 - 0.00953^2)} \\
 &= 38.61 \text{ kg/m}^2\text{s} \\
 \\
 Re &= \frac{D_h G_w}{\mu_w} \\
 &= \frac{0.0348 \times 38.61}{(1.064 \times 10^{-3})}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1262.8 \\
 Nu &= 0.036 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.055} \\
 &= 0.036 \times 1262.8^{0.8} \times 7.513^{0.33} \left(\frac{0.0348}{2} \right)^{0.055} \\
 &= 16.96
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{K_w}{D_h} Nu \\
 &= \frac{0.5936 \times 16.96}{0.0348} \\
 &= 289.42 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}$$

13. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i)

เนื่องจากความหนาของท่อน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับเทอมอื่นๆ จึงไม่นำมาคิด

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{x A_o}{k A_m}$$

$$\frac{1}{h_i} = \frac{A_i}{A_o U_o} - \frac{A_i}{A_o h_o} - \frac{A_i x}{k A_m}$$

$$h_i = \frac{1}{\left(\frac{A_i}{A_o U_o} \right) - \left(\frac{A_i}{A_o h_o} \right) - \left(\frac{A_i x}{k A_m} \right)}$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{1.304}{56.63} \right) - \left(\frac{1.304}{289.42} \right) - \left(\frac{0.078 \times 0.00089}{404.24 \times 0.686} \right)}$$

$$= 53.99 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$



ภาคผนวกที่ 5
ตารางข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ

ตารางภาคผนวกที่ 5.1 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Smooth Tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหล ของน้ำเชิงมวล (kg/s)	อัตราการไหล ของสารทำ ความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์การถ่าย เทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำ ความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความ ร้อนนอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความ ร้อนในท่อ (kW / m ² .K)
1.661E - 02	0.005569	0.0486	0.9274	21.846	0.0405	1.28	95.5136	0.049
3.33E - 02	0.008740	0.0486	0.8996	36.067	0.0492	2.57	166.6995	0.060
5.00E - 02	0.008797	0.0486	0.8502	35.664	0.0748	3.86	230.7570	0.092
6.66E - 02	0.008797	0.0486	0.8988	37.737	0.0471	2.57	290.2407	0.057
8.34E - 02	0.008797	0.0486	0.8726	38.770	0.0573	3.22	347.1322	0.070
1.00E - 01	0.008685	0.0486	0.8503	33.981	0.0785	3.86	401.7713	0.096
1.16E - 01	0.023153	0.0486	0.9344	34.625	0.0894	4.48	452.4236	0.110
1.33E - 01	0.008630	0.0486	0.8009	32.934	0.1077	5.14	504.7312	0.132

ตารางภาคผนวกที่ 5.2 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Smooth Tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงมวล (kg/s)	อัตราการไหล ของสารทำ ความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน รวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำ ความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน นอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเท ความร้อน ในท่อ (kW / m ² .K)
1.65E - 02	0.005263	0.486	0.919	26.193	0.0338	1.28	95.341	0.044
3.32E - 02	0.008854	0.486	0.892	35.664	0.0497	2.57	166.602	0.113
4.99E - 02	0.008911	0.486	0.847	36.701	0.0726	3.86	230.623	0.173
6.65E - 02	0.008911	0.486	0.794	37.737	0.0940	5.14	290.071	0.218
8.33E - 02	0.008911	0.486	0.745	37.104	0.1196	6.43	346.929	0.232
9.99E - 02	0.008854	0.486	0.500	49.485	0.1076	7.71	401.536	0.204
1.15E - 01	0.008854	0.486	0.500	49.993	0.1236	8.95	452.159	0.466
1.32E - 01	0.008854	0.486	0.500	51.498	0.1376	10.3	504.436	0.388

ตารางภาคผนวกที่ 5.3 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Smooth Tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงมวล (kg/s)	อัตราการไหลของสาร ทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน นอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนในท่อ (kW / m ² .K)
1.65E - 02	0.00885	0.0486	0.6944	31.964	0.0829	3.84	102.423	0.0919
3.32E - 02	0.00897	0.0486	0.5406	36.081	0.1473	7.70	190.296	0.1563
4.99E - 02	0.00903	0.0486	0.5000	37.526	0.2126	11.60	263.42	0.22176
6.65E - 02	0.00903	0.0486	0.5000	37.526	0.2832	15.41	331.324	0.29245
8.31E - 02	0.00903	0.0486	0.5000	38.130	0.3486	19.36	396.269	0.35791
9.98E - 01	0.00903	0.0486	0.6166	38.726	0.4120	23.13	458.642	0.4214
1.15E - 01	0.02530	0.0486	0.5000	38.130	0.4855	26.38	516.464	0.4949
1.32E - 01	0.00897	0.0486	0.5000	39.152	0.5421	30.72	576.176	0.5515

ตารางภาคผนวกที่ 5.4 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Twisted – tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหล ของน้ำเชิง มวล (kg/s)	อัตราการ ไหลของสาร ทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (°C)	สัมประสิทธิ์การถ่าย เทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำ ความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความ ร้อนนอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความ ร้อนในท่อ (kW / m ² .K)
1.66E – 02	0.00847	0.0486	0.850	24.289	0.0365	1.28	95.5136	0.044
3.33E – 02	0.00531	0.0486	0.860	19.264	0.0922	2.57	166.6995	0.113
5.00E – 02	0.00865	0.0486	0.884	18.937	0.1408	3.86	230.7570	0.173
6.66E – 02	0.01407	0.0486	0.762	20.019	0.1775	5.15	290.2407	0.218
8.34E – 02	0.00852	0.0486	0.704	23.603	0.1883	6.44	347.1322	0.232
1.00E – 01	0.00874	0.0486	0.503	32.140	0.1660	7.73	401.7713	0.204
1.16E – 01	0.00557	0.0486	0.883	16.370	0.3780	8.96	452.4236	0.466
1.33E – 01	0.02802	0.0486	0.899	22.540	0.3147	10.34	504.7312	0.388

ตารางภาคผนวกที่ 5.5 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Twisted – tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหล ของน้ำเชิง มวล (kg/s)	อัตราการไหล ของสารทำ ความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน รวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำ ความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อน นอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน ในท่อ (kW / m ² .K)
1.65E – 02	0.02439	0.0486	0.901	33.583	0.0263	1.28	95.3941	0.032
3.32E – 02	0.00869	0.0486	0.849	28.325	0.0626	2.57	166.4908	0.077
4.99E – 02	0.00885	0.0486	0.804	33.583	0.0793	3.86	230.4682	0.097
6.65E – 02	0.00885	0.0486	0.747	30.536	0.1162	5.14	289.8774	0.143
8.32E – 02	0.00885	0.0486	0.849	34.221	0.1296	6.43	346.6977	0.159
9.99E – 02	0.00897	0.0486	0.500	42.234	0.0631	3.86	401.2684	0.077
1.15E – 01	0.00533	0.0486	0.844	26.591	0.2323	8.95	451.8573	0.286
1.32E – 01	0.02203	0.0486	0.736	33.834	0.2094	10.3	504.0995	0.259

ตารางภาคผนวกที่ 5.6 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Twisted – tape insert ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำเชิงมวล (kg/s)	อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงโอเล็ย	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงถ็อค (K)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (kW / m ² .K)
1.65E – 02	0.02915	0.0486	0.903	33.583	0.0263	1.28	102.423	0.0353
3.32E- 02	0.00941	0.0486	0.855	32.538	0.0544	2.57	178.759	0.06345
4.99E – 02	0.00941	0.0486	0.808	32.538	0.0817	3.85	247.451	0.09076
6.65E – 02	0.00941	0.0486	0.757	31.490	0.1125	5.13	311.239	0.01153
8.31E – 02	0.00941	0.0486	0.696	33.182	0.1335	6.42	372.246	0.13157
9.98E – 02	0.00941	0.0486	0.652	36.684	0.1450	7.70	430.838	0.15404
1.15E – 01	0.00903	0.0486	0.8372	31.095	0.1984	8.94	485.155	0.2075
1.32E – 01	0.02439	0.0486	0.724	31.490	0.2246	10.21	541.247	0.2337

ตารางภาพผนวกที่ 5.7 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Micro – fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 18 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหลของน้ำ เชิงมวล (kg/s)	อัตราการไหล ของสารทำ ความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์การถ่าย เทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำ ความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน นอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนในท่อ (kW / m ² .K)
1.66E – 02	0.00537	0.078	0.925	17.819	0.0419	1.28	95.5157	0.032
3.33E- 02	0.00852	0.078	0.896	33.190	0.0451	2.57	166.7031	0.034
5.00E – 02	0.02577	0.078	0.945	43.662	0.0514	3.86	230.7621	0.039
6.66E – 02	0.02203	0.078	0.961	31.490	0.0475	2.57	290.2470	0.036
8.33E – 02	0.00860	0.078	0.883	17.819	0.1050	3.22	347.1398	0.080
1.00E – 01	0.00895	0.078	0.856	31.490	0.0713	3.86	401.7801	0.054
1.16E – 01	0.00868	0.078	0.658	27.634	0.1886	8.96	452.4335	0.144
1.33E -- 01	0.02203	0.078	0.844	30.930	0.1932	10.3	504.7423	0.148

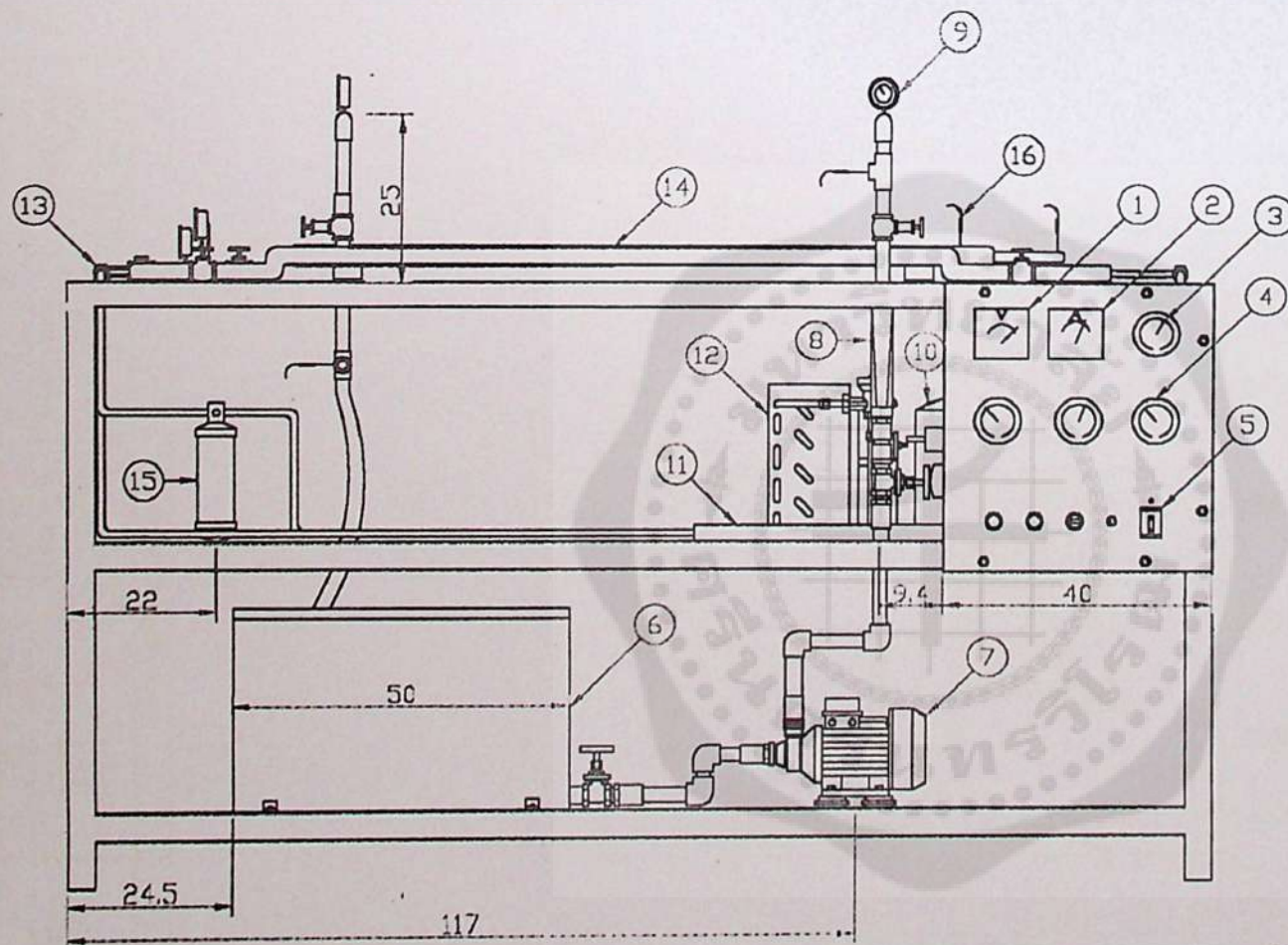
ตารางภาคผนวกที่ 5.8 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Micro – fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 22 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

อัตราการไหล ของน้ำเชิง มวล (kg/s)	อัตราการไหล ของสารทำ ความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อ ทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงไอ เฉลี่ย	ผลต่างอุณหภูมิ เฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์การถ่าย เทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิง มวลของสารทำ ความเย็นต่อพื้นที่ หน้าตัดท่อ (kg / S.m ²)	สัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อน นอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อน ในท่อ (kW / m ² .K)
1.65E – 02	0.00852	0.078	0.975	24.526	0.0152	0.064	89.927	0.011
3.32E- 02	0.00897	0.078	0.951	35.258	0.0424	2.57	156.950	0.032
4.99E – 02	0.02915	0.078	0.939	41.194	0.0545	3.86	217.261	0.041
6.65E – 02	0.02915	0.078	0.763	33.810	0.0884	5.14	273.266	0.067
8.32E – 02	0.00848	0.078	0.711	24.926	0.1499	6.43	326.831	0.115
9.99E – 02	0.00913	0.078	0.880	22.942	0.1955	7.71	378.275	0.150
1.15E – 01	0.02530	0.078	0.833	30.536	0.1704	8.95	425.965	0.130
1.32E – 01	0.02239	0.078	0.846	37.866	0.1576	10.31	475.213	0.120

ตารางภาคผนวกที่ 5.9 แสดงค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณของท่อทดสอบ Micro – fin tube ที่อุณหภูมิน้ำเข้า 26 °C อัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

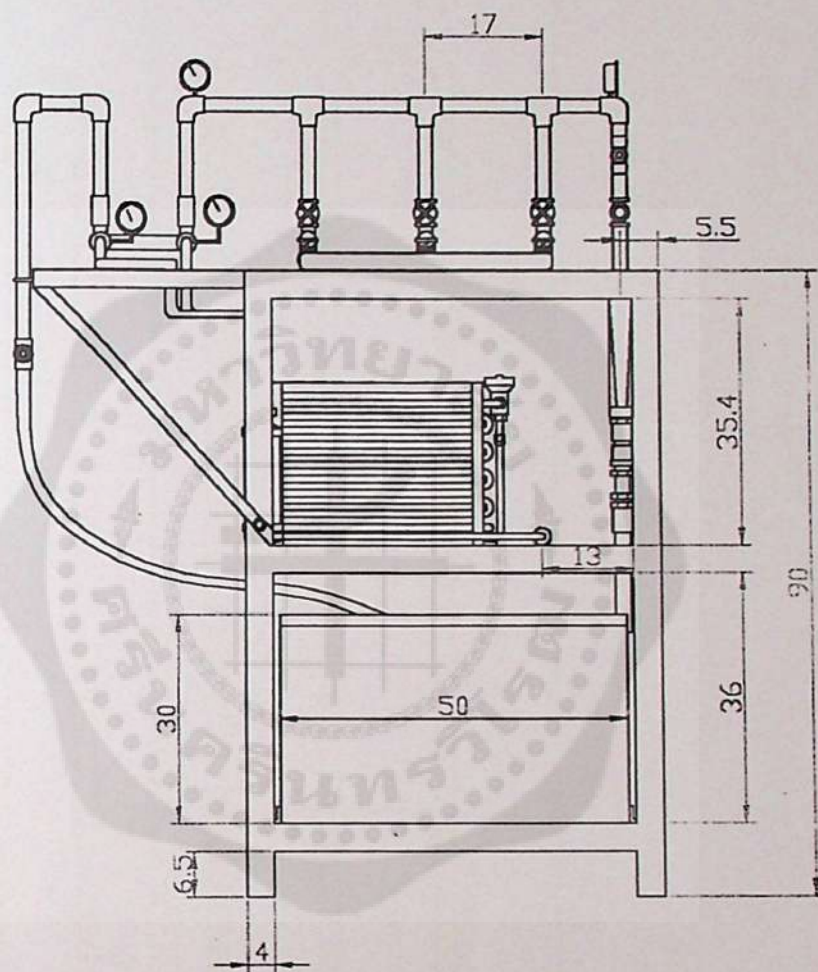
อัตราการไหลของน้ำเชิงมวล (kg/s)	อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ผิวท่อทดสอบภายใน (m ²)	คุณภาพเชิงโอเล็ย	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (K)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW / m ² .K)	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นต่อพื้นที่หน้าตัดท่อ (kg / s.m ²)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนอกท่อ (kW / m ² .K)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ (kW / m ² .K)
1.65E – 02	0.00885	0.078	0.950	29.384	0.0253	1.28	102.423	0.03432
3.32E- 02	0.03355	0.078	0.972	35.025	0.0426	2.57	178.759	0.05160
4.99E – 02	0.03951	0.078	0.963	39.576	0.0566	3.85	247.451	0.06561
6.65E – 02	0.03951	0.078	0.953	36.067	0.0827	5.13	311.239	0.09175
8.31E – 02	0.03957	0.078	0.910	26.495	0.1409	6.42	372.426	0.14990
9.98E – 02	0.00965	0.078	0.709	33.790	0.1326	7.70	430.838	0.14163
1.15E – 01	0.03355	0.078	0.901	36.684	0.1417	8.94	485.155	0.15071
1.32E – 01	0.03355	0.078	0.882	39.898	0.1493	10.21	541.247	0.15838



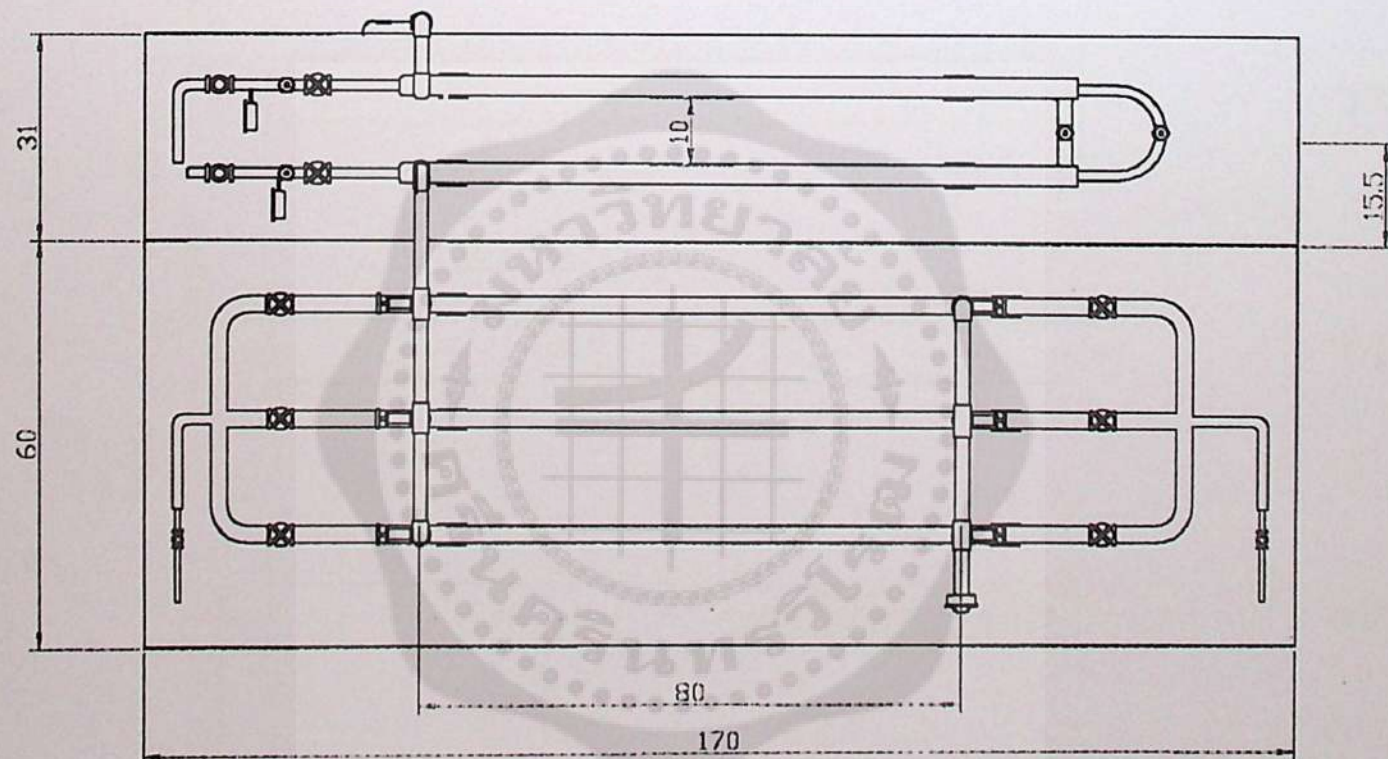


16	เทอร์โมคัปเปิล	-	-	-	11
15	ถังพักน้ำยา	-	-	-	1
14	ท่อทกล้อม	-	-	-	3
13	วาล์วกลาส	-	-	-	2
12	ฮีทเออเรเตอร์	-	-	-	1
11	ออโรมิเตอร์	-	-	-	1
10	คอมเพรสเซอร์	-	-	-	1
9	เกจวัดความดันน้ำ	-	-	-	2
8	โรตารีมอเตอร์	-	-	-	1
7	ปั๊ม	-	-	-	1
6	ถังบรรจุน้ำ	-	-	-	1
5	สวิทช์	-	-	-	1
4	เกจวัดความดันสูง	-	-	-	5
3	เกจวัดความดันต่ำ	-	-	-	1
2	แอมมิเตอร์	-	-	-	1
1	โวลต์มิเตอร์	-	-	-	1
วันที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน

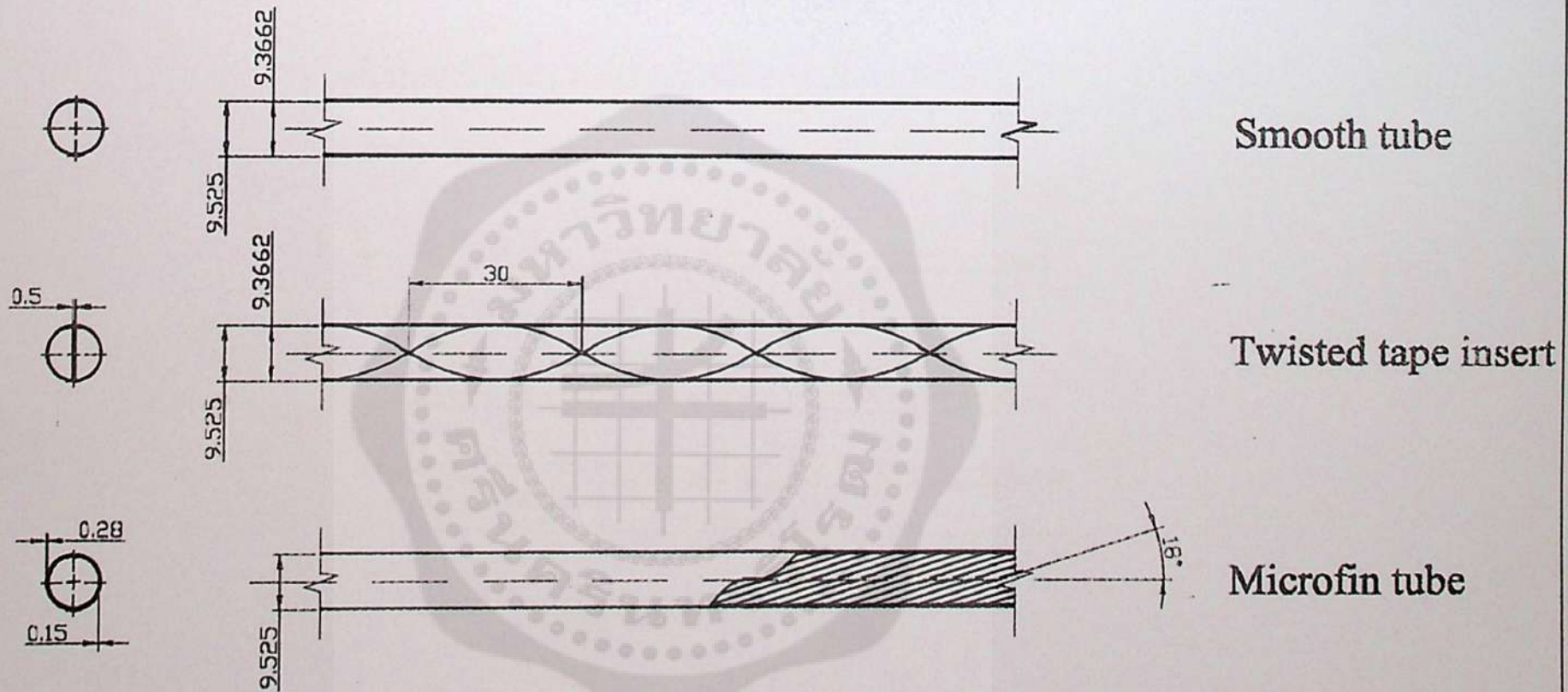
1	1	คำนวณ, มีดัดแปลง			-	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย ชัยวัฒน์		ผู้ตรวจ นาย มาโนชญ์	ผู้อนุมัติ อ. ไพศาล	ชื่อแผ่น	วันที่ 10/02/2001	มาตราส่วน 1:10
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเทปปิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก		
				หมายเลขแบบ MT2001-001		แก้ไขครั้งที่



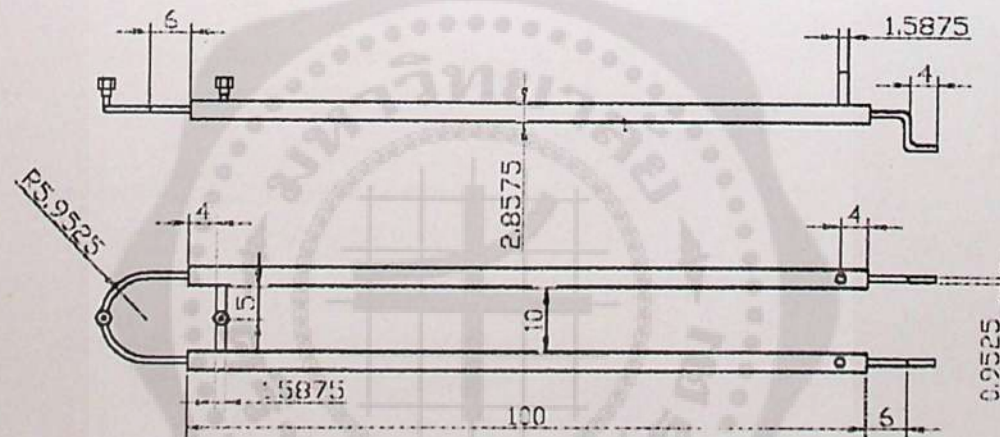
2	1	คาน้ำชา, มิถิลนคร			—	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย ธีรวัฒน์	ผู้ตรวจ นาย มาโนชญ์	ผู้อนุมัติ อ. ไพศาล	ชื่อแผ่น	วันที่ 10/02/2001	มาตราส่วน 1:10	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเทปปิดกั้นและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก			
			หมายเลขแบบ MT2001-002		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่ 2



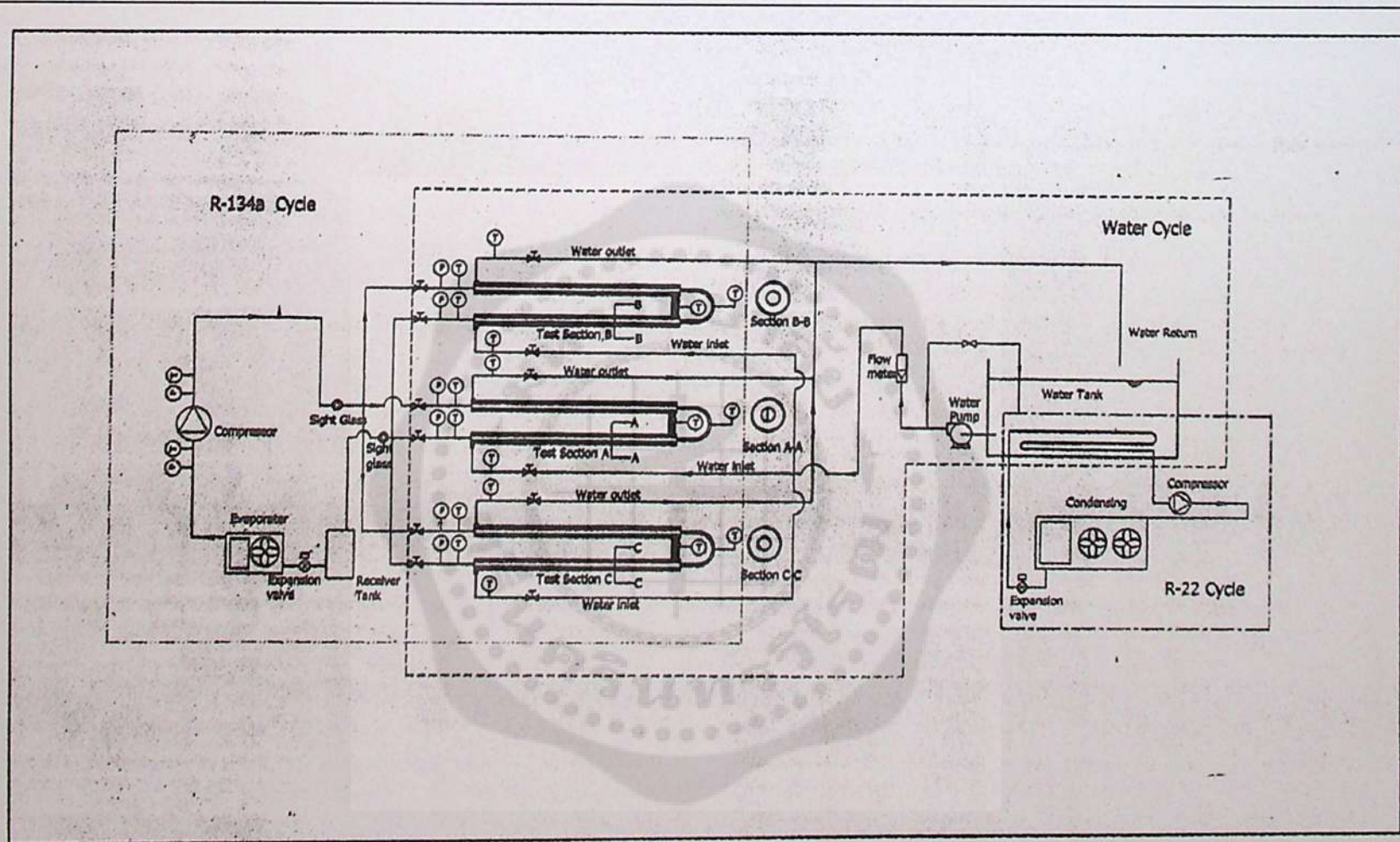
3	1	คำนวณ, มิลลิเมตร			-	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย ธีรวัฒน์		ผู้ตรวจ นาย มาโนชญ์	ผู้อนุมัติ อ. ไพศาล	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 10/02/2001	มาตรฐาน 1:10
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเทปปิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก		
				หมายเลขแบบ MT2001-00 3		



4	1	หน้าตัดท่อทดสอบภายใน, มิลลิเมตร			-	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย ชีววัฒน์		ผู้ตรวจ นาย มาโนชญ์	ผู้อนุมัติ อ. ไพศาล	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 10/02/2001	มาตราส่วน 1:10
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการก่อกวนตัวของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเทปบิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก		
				หมายเลขแบบ MT2001-00 4		



5	1	ทดสอบ, มิติเมตร			-	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, ขนาด			มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย ชัยวัฒน์		ผู้ตรวจ นาย มาโนชญ์	ผู้อนุมัติ อ. ไพศาล	ชื่อแผ่น	วันที่ 10/02/2001	มาตราส่วน 1:10
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์				การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีเทปปิดเกลียวและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก		
				หมายเลขแบบ MT2001-00 5		แก้ไขครั้งที่



6	1	ลักษณะการทดสอบ, มิติเมตร				-	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, ขนาด				มาตรฐาน	
ผู้เขียน นาย ชัยวัฒน์		ผู้ตรวจ นาย มาโนชญ์	ผู้อนุมัติ อ. ไพศาล		ชื่อแฟ้ม	วันที่ 10/02/2001	มาตรฐาน 1:10
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์					การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R134a ในท่อที่มีหีบปิดกั้นและท่อที่มีร่องขนาดเล็ก		
					หมายเลขแบบ MT2001-00 6		

ประวัติผู้จัดทำโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. ชื่อ นายจิรวร บุญมี
ที่อยู่ปัจจุบัน 534 หมู่ 4 ต.เทพารักษ์ อ.เมือง จ.สมุทรปราการ
ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์
จากโรงเรียน เซนต์จอห์น โปลิเทคนิค 2539 จ.กรุงเทพมหานคร
ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์
จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคลวิทยาเขตพระนครเหนือ 2541
จ.กรุงเทพมหานคร
2. ชื่อ นายชัยวัฒน์ สะลิตพิรัตน์
ที่อยู่ปัจจุบัน 100/1 ซ.วัดโพธิ์เรียง ถ.เจริญสนิทวงศ์ ต.บ้านช่างหล่อ ข.บางกอกน้อย
จ.กรุงเทพมหานคร 10700
ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์
จากโรงเรียนเทคโนโลยีสยาม 2539 จ.กรุงเทพมหานคร
ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์
จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคลวิทยาเขตพระนครเหนือ 2541
จ.กรุงเทพมหานคร
3. ชื่อ นายมานิชญ์ ร่องเย็น
ที่อยู่ปัจจุบัน 131 ม. 8 ต.ป่ามะนาว อ.บ้านฝาง จ.ขอนแก่น 40270
ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์
จากโรงเรียนอุตรดิตถ์เทคโนโลยี 2538 จ.อุตรดิตถ์
ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์
จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคลวิทยาเขตตาก 2540 จ.ตาก