

การถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นของสารทำความเย็นในท่อที่มีครีปตามแนวนอน
HEAT TRANSFER AND CONDENSATION OF REFRIGERANT
IN PIPE WITH HORIZONTAL FINS

๑๘ ม.ค. ๒๕๔๔



โครงงานวิศวกรรมศาสตร์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

พ.ศ.๒๕๔๓

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์

การถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นของสาร
ทำความเข้าใจในท่อที่มีครีบทามแนวนอน
นายประจักษ์ อ่อนคำผาง

โดย

ภาควิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

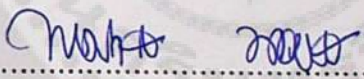
อาจารย์ที่ปรึกษา

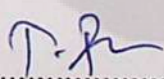
อาจารย์ไพศาล นาคผล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้นับโครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รศ. ดร. ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอบปริญญานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ
(อาจารย์ไพศาล นาคผล)

.....กรรมการ
(อาจารย์ ประชาสันติ ไตรยสุทธิ)

.....กรรมการ
(อาจารย์ มนัส แป้งใส)

.....กรรมการ
(อาจารย์ กิตติ สถาพรประสาธน์)

การถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นของสารทำความเย็นในท่อที่มีครีบทามแนวนอน
ปีการศึกษา 2543

โดย

นายประจักษ์ อ่อนคำผาง

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ไพศาล นามผล

บทคัดย่อ

โครงการวิทยาสตรนี้เป็นการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นของน้ำยาทำความเย็นในท่อ ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองชั้น (Concentric) ซึ่งท่อทดสอบจะติดครีบทามแนวนอน ใช้สารทำความเย็น R-12 และ R-22 เป็นสารทำงานเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อของสารทำความเย็นและการสูญเสียความดัน

จากผลการทดลองและการคำนวณทำให้ทราบถึงผลกระทบต่าง ๆ ที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ และการควบแน่นในท่อ คือ เมื่อให้กำลังงานของคอมเพรสเซอร์คงที่และอัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น รวมทั้งการควบแน่นดีขึ้น และเมื่อให้อัตราการไหลของน้ำคงที่ กำลังงานของคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น พบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

Heat transfer and condensation of refrigerant
In pipe with horizontal

Academic year 2000

By

Mr.Prajuk Onkhampang

Project report advisor

Mr.Paisan Naphon

ABSTRACT

The engineering project was educated about heat transfer and condensation of Refrigerant in pipe with horizontal fins. Heat exchanger is concentric type by refrigerant R-12 and R-22 working fluid in the system. The heat transfer coefficient of refrigerant And pressure drop in pipe.

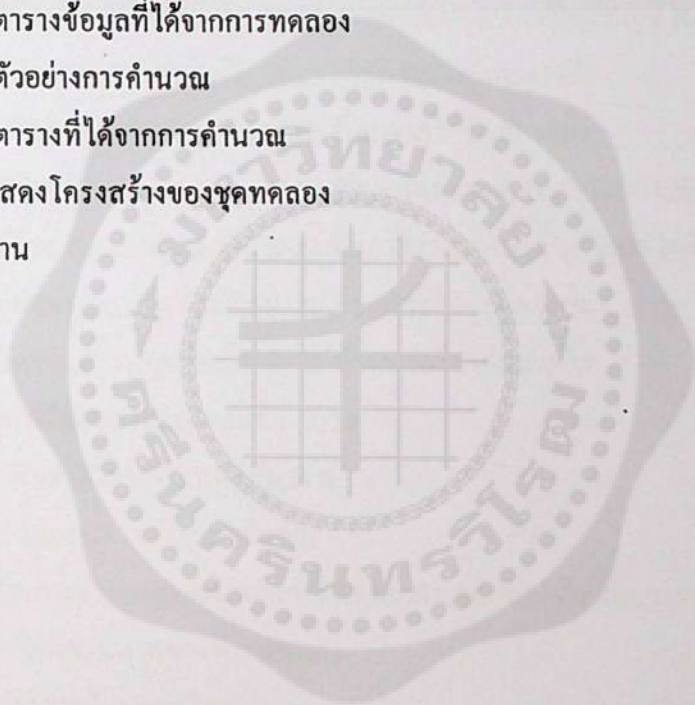
The result show many factors effected to the heat transfer coefficient and Condensation in pipe. For power compressor in stantly, the condensation and heat transfer increases with cooling water flow rate. As the Water flow rate constantly, power Compressor increased, the heat transfer coefficient increased too.

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ฅ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ค
บทที่	
1. บทนำ	
ความสำคัญและที่มาของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	
กฎการถ่ายเทความร้อน	3
การถ่ายเทความร้อนโดยการพาแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ	7
การพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม	11
การถ่ายเทความร้อนจากครีป	14
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	18
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	21
การควบแน่น	26
การเดือด	29
3. การคำนวณและการออกแบบ	
การคำนวณวัฏจักรการทำความเย็น	32
การคำนวณหาขนาดของอีวาपोเรเตอร์	33
การคำนวณหาขนาดของคอมเพรสเซอร์	39
การคำนวณหาขนาดของท่อทดสอบ	40
การคำนวณหาขนาดของปั๊มน้ำ	54

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่	
4. อุปกรณ์วิธีการทดลองและผลการทดลอง	59
5. สรุปวิเคราะห์ผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	77
บรรณานุกรม	
ภาคผนวกที่	
1. ตารางที่ใช้ในการคำนวณ	80
2. แสดงตารางข้อมูลที่ได้จากการทดลอง	96
3. แสดงตัวอย่างการคำนวณ	110
4. แสดงตารางที่ได้จากการคำนวณ	120
5. แบบแสดงโครงสร้างของชุดทดลอง	134
ประวัติผู้ทำโครงการ	137



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่	
2.1 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย	6
4.1 แสดงขนาดของท่อทดสอบ A, B และ C	61
4.2 แสดงเงื่อนไขการทดสอบ	65
 ตารางภาคผนวกที่ 1	
1.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่สถานะของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัว	81
1.2 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่สถานะไอร้อนยวดยิ่ง	82
1.3 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่สถานะไอร้อนยวดยิ่ง	83
1.4 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่อุณหภูมิต่าง ๆ (สถานะของเหลวและแก๊ส)	84
1.5 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สถานะของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัว	85
1.6 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สถานะไอร้อนยวดยิ่ง	86
1.7 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สถานะไอร้อนยวดยิ่ง	87
1.8 แสดงค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22	88
1.9 แสดงคุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิต่าง ๆ	89
1.10 แสดงคุณสมบัติของน้ำ (ของเหลวอิ่มตัว)	90
1.11 แสดงอัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนระหว่างคอนเดนเซอร์และอีวาพอเรเตอร์	91
1.12 แสดงค่าของการเลือกขนาดของท่อทองแดง	91
1.13 แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ	92
1.14 แสดงค่าการสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์การไหล	93
1.15 แสดงค่าสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์การไหล	95

สารบัญตาราง (ต่อ)

หน้า

ตารางที่

ตารางภาคผนวกที่ 2

- [illegible]

สารบัญตาราง (ต่อ)

หน้า

ตารางที่

ตารางภาคผนวกที่ 4

[illegible]

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงการพาความร้อนของของไหลผ่านท่อ	8
2.2 แสดงการไหลในท่อรูปวงแหวน	10
2.3 แสดงลักษณะของครีป	14
2.4 แสดงตัวอย่างของท่อที่ติดครีปตามแนวนอน	15
2.5 แสดงตัวอย่างของท่อที่ติดครีปตามแนวขวาง	16
2.6 แสดงลักษณะของท่อถ่ายเทความร้อนแบบ Concentric Tube	19
2.7 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไหลตั้งฉากกัน	19
2.8 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ไหลสวนทางกัน	20
2.9 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{LMTD} ของเครื่องควบแน่น	21
2.10 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในท่อ	25
2.11 แสดงการเคลื่อนที่ของของไหลในท่อขณะที่ควบแน่นภายในท่อ	26
2.12 แสดงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำยา R-12 ที่กำลังเดือดภายในท่อ	29
2.13 แสดงลักษณะรูปแบบการไหลแบบผสมกัน 2 เฟส ของเหลวและไอ	30
3.1 แสดงวัฏจักรกักดันไอ และแผนภูมิความดัน – เอนทัลปี	32
3.2 แสดงวงจรการไหลของน้ำผ่านท่อทดสอบ C	54
4.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	60
4.2 แสดงลักษณะของท่อทดสอบ A, B และ C	60
4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ ของท่อทดสอบ A	66
4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงท่อทดสอบ B	67
4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงท่อทดสอบ C	67
4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังคอมเพรสเซอร์ทั้งที่ของท่อทดสอบ A, B และ C น้ำยา R-12	68

สารบัญรูป (ต่อ)

หน้า

รูปที่

4.5	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงท่อทดสอบ C	67
4.6	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังของคอมเพรสเซอร์คงที่ของท่อทดสอบ A, B และ C น้ำยา R-12	68
4.7	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-12 กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ A, B และ C	69
4.8	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อม (Pressure drop) กับอัตราการไหลของน้ำที่คอมเพรสเซอร์คงที่ของท่อทดสอบ A, B และ C น้ำยา R-12 เมื่อกำลังงานของคอมเพรสเซอร์คงที่	70
4.9	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อม (Pressure drop) กับกำลังงานของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ ของท่อทดสอบ A, B และ C เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่	70
4.10	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของท่อทดสอบ A, B และ C ของน้ำยา R-22 ที่คอมเพรสเซอร์คงที่	72
4.11	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของท่อทดสอบ A, B และ C ที่อัตราการไหลของน้ำคงที่	73
4.12	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 กับความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นในท่อทดสอบ A, B, C เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่	73
4.13	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ กับความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นในท่อทดสอบ A, B และ C ที่กำลังงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ของน้ำยาทำความเย็น R-22	74
4.14	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ กับความดันตกคร่อมในท่อทดสอบ A, B และ C เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ น้ำยาทำความเย็น R-22	74

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อทดสอบ C ของน้ำยา R-12 และ R-22 ที่กระแสไฟฟ้า (I) คงที่	75
4.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของสารทำความเย็น R-12 และ R-22 ที่อัตราการไหลของน้ำคงที่ของท่อทดสอบ C	75



คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
A_c	พื้นที่หน้าตัดการไหล	m^2
A_f	พื้นที่ของครีบ	m^2
A_p	พื้นที่ระหว่างคืบ	m^2
A_m	พื้นที่เฉลี่ย	m^2
A_{total}	พื้นที่ทั้งหมด	m^2
A_i	พื้นที่ผิวภายใน	m^2
A_o	พื้นที่ผิวภายนอก	m^2
C_p	ความร้อนจำเพาะความดันคงที่	$J/kg.k$
C_v	ความร้อนจำเพาะปริมาตรคงที่	$J/kg.k$
D	เส้นผ่าศูนย์กลาง	m
D_i	เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน	m
D_{iA}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของ shell	m
d_{iB}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อทดสอบ	m
D_{oA}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของ Shell	m
d_{oB}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อทดสอบ	m
D_h	เส้นผ่าศูนย์กลางเชิงไฮดรอลิกส์	m
F	เฟิร์ลิ่งแฟกเตอร์ที่ผิวท่อภายใน	-
G	อัตราการไหลเชิงมวล	$kg/m^2.k$
GL	อัตราการไหลเชิงมวลของของเหลว	$kg/m^2.k$
G_v	อัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส	$kg/m^2.k$
g	อัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก	m^2/s
H	เอนทาลปี	kJ/kg
H_{fin}	ความสูงของครีบ	m
H_p	เอนทาลปีของเครื่องสูบน้ำที่ใช้ของเหลว (Head pump)	m
H_f	ค่าความสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของตำแหน่งการไหล	m
h_{FC}	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล 1 สถานะ	$w/m^2.k$

คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
h_i	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ	$W/m^2.K$
h_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนอกท่อ	$W/m^2.K$
h_s	เฮดส์ตติคของไหลจากตำแหน่ง 1 ถึง ตำแหน่งที่ 2	m
h_{TP}	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลสองสถานะ	$W/m^2.K$
I	กระแสไฟฟ้า	ampere
J_L	ความเร็วที่ผิวของเหลว	m/s
j_V	ความเร็วของผิวของเหลวของไอ	m/s
K	ค่าการนำความร้อน	$W/m.K$
K_L	ค่าการนำความร้อนของของเหลว	$W/m.K$
K_V	ค่าการนำความร้อนของไอ	$W/m.K$
K_w	ค่าการนำความร้อนของน้ำ	$W/m.K$
L	ความยาวของท่อทดสอบ	m
L_c	ค่าความยาวสมมูล	m
LMTD	ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม	K
$\dot{m}$	อัตราการไหลโดยมวล	kg/s
$\dot{m}_L$	อัตราการไหลของของเหลว	kg/s
$\dot{m}_R$	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำยาทำความเย็น	kg/s
$\dot{m}_V$	อัตราการไหลเชิงมวลของไอ	kg/s
$\dot{m}_w$	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ	kg/s
N	จำนวนท่อ	-
N_f	จำนวนครีป	-
Nu	ค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์	-
Nu_w	ค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์ของน้ำ	-
P	ความดัน	Pa
P_{comp}	กำลังงานของคอมเพรสเซอร์	W
Pr_L	พารามิเตอร์เชลล์นัมเบอร์ของเหลว	-

คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
Q_c	อัตราการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์	W
Q_w	อัตราการไหลของน้ำ	m^3/s
Q_{Latent}	ปริมาณความร้อนที่ถูกขับหรือถ่ายเท	W
$Q_{sensible}$	ปริมาณความร้อนที่ดูดซึมหรือเก็บไว้	W
Q_{total}	ปริมาณของอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	W
q	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่	W/m^2
q_k	อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อน	W/m^2
Re	ค่าเรโนลด์การไหล	-
ReL	ค่าเรโนลด์ของของเหลว	-
Rev	ค่าเรโนลด์ของไอ	-
Rew	ค่าเรโนลด์ของน้ำ	-
T	อุณหภูมิ	$^{\circ}C$
T_s	อุณหภูมิของผิววัตถุ	$^{\circ}C$
T_{sat}	อุณหภูมิอิ่มตัวของของเหลว	$^{\circ}C$
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ย	$^{\circ}C$
T_w	อุณหภูมิของผนังท่อ	$^{\circ}C$
T	อุณหภูมิของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิวท่อ	$^{\circ}C$
t	ความหนา	m
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	$W/m^2.k$
U_i	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ	$W/m^2.k$
U_o	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนอกท่อ	$W/m^2.k$
V	ความเร็ว	m/s
V_w	ความเร็วของน้ำ	m/s
W	ความยาวของครีป	m
X	คุณภาพของไอ	-
x'	ความหนาของท่อ	m
ΔT	ความแตกต่างของอุณหภูมิ	$^{\circ}C$

คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Δx	ความแตกต่างของไอ	-
σ	ค่าคงที่ของสาดแฟนและ โบลซ์แมน	w/m^2k^4
ψ	ค่าความตึงผิว	N/m
ϵ	ค่าการแผ่รังสีความร้อน	-
f	ค่าสัมประสิทธิ์การเสียดทานการไหลในท่อ	-
K	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	$w/m^2.k$
ρ	ความหนาแน่นของของไหล	Kg/m^3
ρ_L	ความหนาแน่นของของเหลว	Kg/m^3
ρ_v	ความหนาแน่นของไอ	Kg/m^3
μ	ความหนืดสมบูรณ์	pa.s
μ_L	ความหนืดสมบูรณ์ของของเหลว	pa.s
μ_v	ความหนืดสมบูรณ์ของไอ	pa.s
ν_L	ความหนืดจลศาสตร์ของของเหลว	m^2/s
ν_v	ความหนืดจลศาสตร์ของไอ	m^2/s
ν_w	ความหนืดจลศาสตร์ของน้ำ	m^2/s
ϕ	ฟิล์มของการเดือด	-
χ	Martinelli prameter	-
η_f	ประสิทธิภาพของครีบ	-
η_o	ประสิทธิภาพของครีบทั้งหมด	-

บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญและที่มาของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

ปัจจุบันนี้การควบแน่นและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก นิยมใช้กันมากในระบบทำความเย็น เช่น ในรถยนต์ โรงงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ ซึ่งในโรงงานอุตสาหกรรมการติดตั้งคอนเดนเซอร์จะต้องใช้พื้นที่ในการติดตั้งมากเพื่อต้องการลดพื้นที่ในส่วนนี้ เพราะฉะนั้นการควบแน่นและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็กจึงมีบทบาทสำคัญเพราะจะได้ลดพื้นที่ในการติดตั้งและลดต้นทุนในการผลิต

การวิเคราะห์เชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับเซลล์ คือ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลติดกันสองชนิด ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับความหนาแน่น ความหนืด และความเร็วของของไหล รวมทั้งขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางความร้อน เช่น ค่าการนำความร้อน และความร้อนจำเพาะ ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิววัตถุกับของไหล

จากที่กล่าวมาผู้ศึกษาได้ค้นหาวิธีออกแบบเครื่องควบแน่น เพื่อศึกษาและทดลองโดยใช้ทฤษฎีในเรื่องการถ่ายเทความร้อน การพาความร้อนและปัจจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องมาทำการออกแบบ โดยลักษณะของเครื่องควบแน่นเป็นแบบท่อสองชั้นภายในเซลล์ท่อถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ Horizontal Fins

วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. เพื่อศึกษาทฤษฎี การควบแน่น การถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก
2. เพื่อศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อถ่ายเทความร้อนที่มีกิริยา

ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. ใช้ท่อทดสอบ (Test Section) ขนาดความยาว 1 เมตร เส้นผ่าศูนย์กลาง 25.27 mm. จำนวน 2 ท่อ (Stainless steel)
2. ใช้ท่อถ่ายเทความร้อน (Test Tube) ขนาดความยาว 0.800 เมตร เส้นผ่านศูนย์กลาง 7.75 mm. (Copper tube) ครัวเป็นแบบ Horizontal Fins จำนวน 2 ท่อ
3. ใช้ R-12, R-22 เป็นสารทำงาน (Working Fluid)
4. สามารถทำความเย็นต่ำสุดได้ 10°C

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เพื่อศึกษาทดลองพฤติกรรมต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้
2. เพื่อทราบถึงการเปลี่ยนของตัวแปรต่าง ๆ ขณะที่มีการควบแน่น

บทที่ 2

ทฤษฎี

กฎการถ่ายเทความร้อน (Principles of heat transfer)

เมื่อใดที่จุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันก็จะมีพลังงานถ่ายเทจาก จุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำพลังงานที่กำลังเคลื่อนที่ด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้มีชื่อเรียกว่า ความร้อน ถึงแม้ว่าวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นวิชาที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทของพลังงานก็ตาม แต่ก็เป็นการศึกษาเฉพาะในกรณีที่ระบบความร้อนอยู่ในสถานะที่สมดุลแล้วเท่านั้น ดังนั้นกฎเกณฑ์ต่าง ๆ ในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จึงใช้ได้เพียงแต่ทำนายจำนวนพลังงานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบความร้อนที่อยู่ในสถานะสมดุลจากสถานะหนึ่งไปยังอีกสถานะหนึ่งเท่านั้น ไม่สามารถบอกให้ทราบว่าการเปลี่ยนแปลงนั้นเกิดขึ้นได้รวดเร็วเพียงไร ศาสตร์จากวิชาการถ่ายเทความร้อนนี้จะช่วยต่อเติมกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ด้วยการวิเคราะห์ที่สามารถนำมาใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

รายละเอียดที่จะนำมาใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ และการถ่ายเทความร้อน นั้นพิจารณาได้จากแหล่งที่ก่อกำเนิดร้อนขึ้นจากการแช่ทิ้งไว้ในน้ำร้อนจากกฎของเทอร์โมไดนามิกส์จะทำให้สามารถหาอุณหภูมิของแหล่งและของน้ำร้อนภายหลังจากที่แหล่งและน้ำร้อนอยู่ในสถานะสมดุลแล้วได้แต่ก็ไม่สามารถบอกให้ทราบว่าจะต้องใช้เวลานานเท่าไรแหล่งและน้ำจึงจะมีอุณหภูมิตามที่ต้องการ ส่วนการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะสามารถทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำไปยังแหล่งได้ นอกจากนี้วิธีดังกล่าวยังสามารถคำนวณหาอุณหภูมิของแหล่งและของน้ำในฟังก์ชันของเวลาได้อีกด้วย

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์แบบนั้น จำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบต่าง ๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบ คือ

1. การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)
2. การถ่ายเทความร้อนโดยการพา (Convection heat transfer)
3. การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี (Radiation heat transfer)

ในการออกแบบและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะต้องคุ้นเคยกับกลไกการถ่ายเทความร้อนของแต่ละแบบและความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนแบบนั้น ๆ สำหรับในบทนี้จะพิจารณาถึงกฎสำคัญ ๆ ของการถ่ายเทความร้อนและการใช้งานง่าย ๆ บางอันส่วนรายละเอียดของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบนั้น จะได้กล่าวถึงในบทถัด ๆ ไป

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนเพียงวิธีเดียวที่เกิดขึ้นในวัตถุที่เป็นตัวกลางทึบแสง เมื่อมีความลาดชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุก้อนนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำซึ่งใช้สัญลักษณ์ว่า q_k นี้ จะเป็นสัดส่วนกับค่าความลาดชันของอุณหภูมิ dT/dx คูณกับพื้นที่ A ที่ความร้อนไหลผ่าน ถ้าหากจะเขียนเป็นสมการแล้วก็ได้รูปสมการเป็น

$$q_k \propto A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้นขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity) ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางกายภาพของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน ฉะนั้นอัตราการนำความร้อนจึงมีค่าเป็น

$$q_k = -kA \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

สมการนี้มีชื่อเรียกว่ากฎการนำความร้อนของฟูเรียร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางด้านขวามือของสมการเป็นผลที่เนื่องมาจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกำหนดไว้ว่าความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำแต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิจึงทำให้เครื่องหมายเป็นลบ ทั้งนี้เพราะอุณหภูมิจะลดน้อยลงเมื่อระยะทาง x เพิ่มขึ้น ดังนั้นถ้าหากต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนไหลในทิศทางที่เป็นบวกมีค่าเป็นบวกแล้วก็ต้องเติมเครื่องหมายลบไว้ทางด้านขวาของสมการจากสมการเป็นสมการที่ใช้สำหรับนิยามความหมายของค่าการนำความร้อน k ในระบบเอสไอ นั้น พื้นที่ A จะมีหน่วยเป็น m^2 , อัตราการถ่ายเทความร้อน q_k จะมีหน่วยเป็น Watt ส่วนค่าการนำความร้อน k จะมีหน่วยเป็น $W/m.K$

การถ่ายเทความร้อนโดยการพา (Convection heat transfer)

เมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุขบวนการการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เรียกว่าการถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อนขบวนการการพาความร้อนดังกล่าวนี้เป็นปรากฏการณ์พื้น ๆ แต่กลไกการถ่ายเทความร้อนนั้นซับซ้อนมากในช่วงแรกนี้จะไม่กล่าวถึงวิธีการวิเคราะห์แต่ละเสนอกลไกและสมการหลัก ๆ ที่สามารถใช้คำนวณหาอัตราการพาความร้อนจากส่วนย่อย ๆ ของระบบ ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของระบบที่ใช้ให้ความร้อนและระบายความร้อน

การถ่ายเทความร้อนโดยการพา แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ คือ

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

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหวของการพาความร้อนแบบอิสระ นั้นเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิในของไหลที่เนื่องมาจากที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจนทำให้เกิดแรงลอยตัวขึ้นตัวอย่างของการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังหรือหลังคาบ้านในวันที่อากาศสงบเงียบการพาความร้อนภายในการต้มน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อนหรือการถ่ายเทความร้อนจากผิวของตัวเก็บความร้อนจากดวงอาทิตย์ในช่วงที่ไม่มีลมพัดการพาความร้อนแบบบังคับจะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อนหรือเย็นกว่า เนื่องจากการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับมีความเร็วที่สูงกว่าแบบอิสระ ดังนั้นถ้าหากมีความแตกต่างของอุณหภูมิขนาดเท่า ๆ กัน แบบบังคับก็จะมีอัตราการพาความร้อนสูงกว่า แต่ไม่ว่าจะเป็นการพาความร้อนแบบไหนก็ตามต่างก็จะมีสมการสำหรับหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ซึ่งมีรูปเป็น

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

ค่า $\bar{h}_c$ นี้หาได้ทั้งโดยวิธีวิเคราะห์และโดยวิธีทดลอง หน่วยของ $\bar{h}_c$ ในระบบเอสไอนั้นเป็นวัตต์ต่อตารางเมตรต่อองศาเซลเซียส ตาราง 2.1 เป็นค่าโดยประมาณของ $\bar{h}_c$ รวมทั้งค่า $\bar{h}_c$ จากการเดือดและการกลั่นตัวของน้ำด้วย

ตารางที่ 2.1 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทการพาความร้อนและชนิดของของไหล	$\bar{h}_c$ (W/m ² .K)
การพาความร้อนแบบอิสระ, อากาศ	5 – 25
การพาความร้อนแบบอิสระ, น้ำ	20 – 100
การพาความร้อนแบบบังคับ, อากาศ	10 – 200
การพาความร้อนแบบบังคับ, น้ำ	20 – 10,000
น้ำกำลังเดือด	3,000 – 100,000
ไอของน้ำที่กำลังกลั่นตัว	5,000 – 100,000

การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี (Radiation heat transfer)

ความร้อนจากการนำและการพาจะเคลื่อนที่ผ่านได้เฉพาะในกรณีที่มีวัตถุมาเป็นตัวกลาง (Medium) เท่านั้นแต่สำหรับความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะสามารถเคลื่อนที่ผ่านได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางเช่นในบริเวณที่เป็นสุญญากาศ พลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะเคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า ที่มีความเร็วเท่ากับความเร็วของแสง (3×10^{10} cm/s) พลังงานที่เคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้านั้นมีอยู่มากมายหลายชนิด เช่น รังสีเอ็กซ์ รังสีอินฟราเรด แต่สำหรับในที่นี้จะพิจารณาแต่เพียงพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีเท่านั้น จำนวนพลังงานที่ส่งออกจากผิววัตถุในรูปรังสีความร้อน (Radiant heat) นั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสัมบูรณ์และลักษณะของผิววัตถุที่สามารถแผ่รังสีได้สูงสุด หรือที่เรียกว่า วัตถุดำ (Black body) จะมีอัตราการแผ่รังสีความร้อน เป็น

$$q_r = \sigma AT^4 \quad (2.4)$$

จะเห็นได้จากสมการว่าอัตราการพาความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุค่านั้นแปรโดยตรงกับกำลังสี่ของอุณหภูมิสัมบูรณ์และทั้ง ๆ ที่อัตราการแผ่รังสีความร้อนไม่ขึ้นอยู่กับสภาพของสิ่งแวดล้อม กลับปรากฏว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิของการแผ่รังสีขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างวัตถุ 2 ชิ้น หรือมากกว่า 2 ชิ้น ที่กำลังแลกเปลี่ยนความร้อนกัน ถ้าวัตถุดำแผ่รังสีความร้อนไปยังวัตถุที่อยู่รอบ ๆ (Enclosure) และวัตถุที่อยู่รอบ ๆ ก็เป็นวัตถุดำสามารถดูดซึมพลังงาน

จากการแผ่รังสีที่มากกระทบได้หมดด้วยแล้วอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุดำที่มีอุณหภูมิ T_1 ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบ ๆ และมีอุณหภูมิเป็น T_2 ก็จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.5)$$

วัตถุดำจริงจะไม่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้มากเท่ากับตัวแผ่รังสีในจินตนาการที่เรียกว่า วัตถุดำแต่จะแผ่ได้น้อยกว่าถ้าหากที่อุณหภูมิเท่า ๆ กัน วัตถุดำจริงสามารถแผ่รังสีความร้อนในอัตราส่วนที่คงที่กับวัตถุดำได้ทุกความยาวคลื่นแล้ววัตถุดำจริงนั้นจะมีชื่อเรียกว่า “วัตถุดำเทา” วัตถุดำเทาจะแผ่รังสีความร้อนในอัตรา

$$q_r = \sigma \varepsilon A T^4 \quad (2.6)$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุดำเทาที่มีอุณหภูมิ T_1 ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบ ๆ และมีอุณหภูมิ T_2 จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.7)$$

เมื่อ ε_1 = ค่าการแผ่รังสี (Emittance) ของวัตถุดำเทา มีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุดำเทาที่อุณหภูมิ T_1 กับวัตถุดำที่มีอุณหภูมิเท่า ๆ กัน

การถ่ายเทความร้อนโดยการพาแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ

(Forced Convection for Flow Inside Ducts)

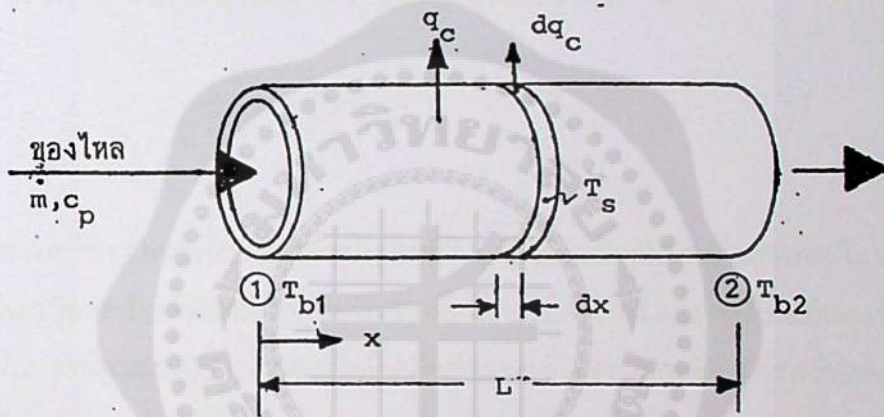
ในปัญหาจริงนั้นจะต้องหาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหลที่ไหลผ่านท่อจากอุณหภูมิของของไหลที่ไหลเข้าท่อ กับอุณหภูมิของท่อที่กำหนดให้ สำหรับการไหลในท่อยาว L ที่มีอุณหภูมิผิวเป็น T_s นั้น อัตราความร้อนรวมที่ท่อถ่ายเทให้แก่ของไหลนั้นจะมีค่าเป็น

$$q_c = \dot{m} c_p \Delta T = c_p \rho V_{av} \frac{\pi D^2}{4} (T_{b2} - T_{b1}) \quad (2.6)$$

$$q_c = \dot{m} c_p \cdot \Delta T = c_p \rho V_{av} \frac{\pi D^2}{4} (T_{b2} - T_{b1}) \quad (2.6)$$

เมื่อ T_{b1} = เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลที่ไหลเข้าท่อ
 T_{b2} = เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลที่ไหลออกจากท่อ

สำหรับในเทอมของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจากท่อช่วงสั้น ๆ ยาว dx ที่อยู่ในรูปแบบ y จะมีความสัมพันธ์กับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลเช่นเดียวกับ



รูปที่ 2.1 การพาความร้อนของของไหลที่ไหลผ่านท่อ

ความแตกต่างระหว่าง $T_s(x)$ ของผิวท่อที่หน้าตัดต่าง ๆ กับอุณหภูมิ $T_b(x)$ ของก้อนของไหลที่หน้าตัดนั้น ๆ ความสัมพันธ์ดังกล่าวนี้คือ

$$dq_c = \dot{m} c_p dT = h_c (\pi D) dx (T_s - T_b) \quad (2.9)$$

ดังนั้นจึงสามารถแสดงค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยรวม สำหรับการไหลที่ไหลผ่านท่อเป็น

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_b)_{av} \quad (2.10)$$

เมื่อ A = พื้นที่สัมผัสระหว่างผนังของท่อกับของไหล

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_b)_{av} \quad (2.11)$$

เมื่อ A = พื้นที่สัมผัสระหว่างผนังของท่อกับของไหล

เนื่องจากอุณหภูมิ T_s และ T_b นี้แปรตามความยาวของท่อ ดังนั้นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ใช้ในงานในสมการ (2.10) ก็จะต้องเป็นค่าของความแตกต่างเฉลี่ย

1. การไหลในท่อที่ไหลแบบเทอร์บิวเลนต์ (Turbulent flow in tubes and ducts)
สำหรับการไหลภายในท่อกลม ตัวเลขเรย์โนลด์อาจนิยามดังนี้

$$Re = \frac{V_m D}{\nu} \quad (2.12)$$

เมื่อ V_m คือความเร็วเฉลี่ยของของไหลที่หน้าตัดหนึ่ง ๆ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์วิฤกต์เป็นตัวเลขที่บอกว่าการไหลเปลี่ยนแปลงจากไหลราบเรียบเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อไร การไหลแบบปั่นป่วนจะเกิดขึ้นเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์วิฤกต์มีค่ามากกว่า 2300

$$Re, c = \frac{V_m D}{\nu} > 2300 \quad (2.13)$$

การไหลแบบปั่นป่วนจะสมบูรณ์เมื่อ $Re > 4000$ และเป็นการไหลแบบราบเรียบเมื่อ $Re < 2300$ ส่วน $2300 < Re < 4000$ การไหลออกเป็นแบบราบเรียบหรือปั่นป่วนก็ได้ ขึ้นอยู่กับความหยาบของผิวและเงื่อนไขตอนที่ไหลเข้าท่อ

ตัวเลขนัสเซลล์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมมีความสัมพันธ์กับตัวประกอบความเสียดทาน โดย Chilton-Colburn Analogy ดังนี้

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{1/3} \quad (2.14)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน f หาค่าจากแผ่นภาพ Moody ท่อที่มีผิวหยาบมากจะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อที่ผิวเรียบ ดังนั้นจึงนิยมทำผิวท่อให้หยาบหรือติดครีบบเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2.15)$$

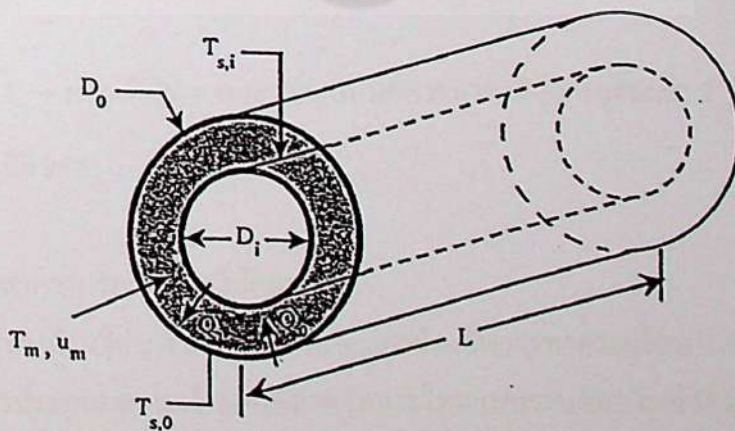
เมื่อ A_c คือพื้นที่หน้าตัดของการไหลและ P คือเส้นรอบรูปที่เปียก ดังนั้นตัวเลขนัสเซิลท์และตัวเลขเรย์โนลด์สำหรับท่อไม่กลมคือ

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.16)$$

$$Re = \frac{V_m D_h}{\nu} \quad (2.17)$$

ค่า D_h สำหรับท่อกลมก็คือเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ พื้นที่หน้าตัดของท่อคือ $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$ และเส้นรอบรูปคือ $P = \pi D$, D_h สำหรับแผ่นราบที่วางขนานกันจะมีค่าเท่ากับสองเท่าของระยะทางระหว่างแผ่นราบทั้งสอง

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่อ $Re \geq 2300$ สำหรับท่อแบบวงแหวน สำหรับค่า $Pr \geq 0.7$ ในท่อไม่กลมสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเปลี่ยนแปลงไปตามเส้นรอบรูปและมีค่าเป็นศูนย์ที่มุม ดังนั้นในการนำสมการสหพันธ์ของท่อกลมมาใช้ต้องสมมุติว่า h เป็นค่าเฉลี่ยตลอดเส้นรอบรูป



รูปที่ 2.2 การไหลในท่อรูปวงแหวน

ความยาวของท่อในงานจริงนั้น ส่วนมากแล้วยังยาวไม่เพียงพอที่จะให้โปรไฟล์ความเร็วถึงช่วงที่คงที่แล้ว ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีตัวแก้ มาใช้สำหรับปรับค่าของ Nu ที่อยู่ในบริเวณปากทางเข้าของท่อ สำหรับ Nu_D ที่ปรับค่าแล้วจะมีค่าเป็น

$$Nu_D = 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.055} \quad (2.18)$$

ในที่นี้ L = ความยาวของท่อ

D_h = เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ

สำหรับคุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหลในสมการ (2.19) นี้ จะต้องเป็นคุณสมบัติที่หาจากอุณหภูมิเฉลี่ย $T_{b,v}$ ของของไหล

2. การไหลในท่อแบบลามินาร์ (Laminar flow in tubes and ducts)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลในท่อที่มีการไหลเป็นแบบลามินาร์ และมีค่าของ $(Re_D Pr D/L) > 10$ นั้นหาได้จากสูตรที่สร้างจากข้อมูลการทดลองของนาย Sieder และ Tate ดังนี้

$$\bar{N}_{UD} = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr_D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.19)$$

เมื่อ T_s = ค่าคงที่ $Pr > 0.48$ คุณสมบัติควรหาค่าที่อุณหภูมิเฉลี่ย $T_m = \frac{(T_{M,1} + T_{m,0})}{2}$

μ_s หาค่าที่อุณหภูมิผิวท่อ

3. การพาความร้อนในท่อไม่กลม

งานทางด้านวิศวกรรมบางอย่างอาจเกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อไม่กลม ตัวเลขนัสเซิลท์ และตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อที่มีหน้าตัดต่าง ๆ ได้ถูกรวบรวมไว้อีกโดยเฉพาะ สำหรับบริเวณที่รูปแบบของความเร็วและรูปแบบของอุณหภูมิถูกพัฒนาขึ้นมาเต็มรูป ความยาวลักษณะเฉพาะ (Characteristic length) ใช้แทนได้ด้วยเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ดังนี้

สหสัมพันธ์สำหรับการพาความร้อนในการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อพัฒนาเต็มรูปในท่อ
เรียบคือสมการของ Colburn คือ

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad \begin{matrix} 0.7 < Pr \leq 160 \\ Re_D > 10,000 \end{matrix} \quad (2.20)$$

Dittus-Boulter ได้ปรับแก้สมการให้แม่นยำขึ้นเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n \quad \begin{matrix} 0.7 < Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \end{matrix} \quad (2.21)$$

เมื่อ $N = 0.4$ สำหรับการให้ความร้อน ($T_s > T_m$) และ $n = 0.3$ สำหรับให้ความ
เย็นแก่ของไหล ($T_s < T_m$) ที่ไหลผ่านท่อ

สมการเหล่านี้ควรใช้เมื่อค่าความแตกต่างอุณหภูมิ ($T_s < T_m$) ไม่มากนักและคุณสมบัติ
ของของไหลควรคำนวณหาที่อุณหภูมิของของไหลเฉลี่ย T_m ในกรณีที่คุณสมบัติของของไหลมี
การเปลี่ยนแปลงค่ามาก Sieder และ Tate แนะนำให้ใช้สมการ

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \begin{matrix} 0.7 < Pr \leq 16,700 \\ Re_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{matrix} \quad \text{เมื่อ} \quad (2.22)$$

คุณสมบัติของของไหลหาที่ T_m ยกเว้น μ , สมการสหพันธ์ที่กล่าวมาข้างต้นอาจนำ
มาใช้ได้ทั้งกรณีที่ฟลักซ์ความร้อนที่ผนังท่อคงที่และกรณีที่อุณหภูมิที่ผนังท่อคงที่ ในทางปฏิบัติ
บางครั้งอาจให้ผลผิดพลาดถึง 25% สมการที่ให้ผลผิดพลาดไม่เกิน 10% คือสมการของ Petukhov

$$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr (\mu/\mu_s)^n}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{matrix} n = 0.11 T_s > T_m \\ n = 0.25 T_s < T_m \\ 0.5 < Pr \leq 2000 \\ 10^4 < Re_D < 5 \times 10^4 \end{matrix} \quad \text{เมื่อ} \quad (2.23)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน f หาจากแผนภาพของ Moody หรือ

$$f = (1.82 \log_{10} Re_D - 1.64)^{-2} \quad \text{สำหรับท่อผิวเรียบ} \quad (2.24)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่แต่ละพื้นผิวอาจมีค่าต่างกัน ดังนั้นตัวเลขนัสเซิลท์สำหรับแต่ละพื้นผิวคือ

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad (2.25)$$

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \quad (2.26)$$

เมื่อ D_h คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกซึ่งหาได้จากสมการ

$$D_h = \frac{4 \left[\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} \right]}{\pi D_2 + \pi D_1} \quad (2.27)$$

กรณีท่อที่มีครีป (Fins)

โดยทางทฤษฎีแล้วใช้หลักการเดียวกันกับท่อที่ไม่ได้ติดครีป เส้นผ่านศูนย์กลางเชิงไฮดรอลิก ซึ่งตัวเรโนลด์นัมเบอร์ซึ่งใช้เป็นมาตรฐานในการคำนวณการถ่ายเทความร้อน และการคำนวณค่าความดันสูญเสียของท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีปติด คำนวณได้โดยสมการนี้

$$D_h = \frac{4[(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2) - \text{พื้นที่หน้าตัดของครีปทั้งหมด}]}{\text{ความยาวของเส้นรอบวง}} \quad (2.28)$$

ใช้คำนวณหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อ

$$\dot{D}_h = \frac{4[(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2) - \text{พื้นที่หน้าตัดของครีปทั้งหมด}]}{\pi D_2 + \text{เส้นรอบวง}} \quad (2.28)$$

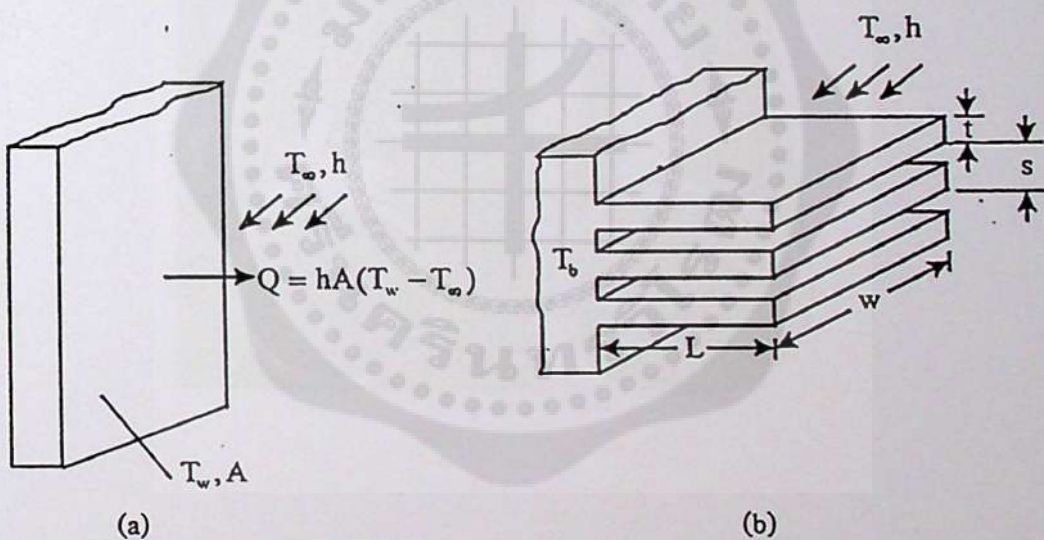
ใช้หาความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในท่อถ่ายเทความร้อน เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมามีค่าเท่ากับ D_h

การถ่ายเทความร้อนจากครีป (Heat transfer from fins)

การที่จะระบายความร้อนออกจากระบบได้จะต้องมีการพาความร้อนเกิดขึ้นพร้อม ๆ กับการนำความร้อน อัตราการพาความร้อนออกจากระบบจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับพื้นที่ผิวตามสมการของนิวตัน $Q = hA (T_w - T_\infty)$ จากรูปที่ 3 a ถ้าให้อุณหภูมิผิวของผนังระนาบเป็น T_w และอุณหภูมิของของไหล T_∞ มีค่าคงที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนอาจทำให้เพิ่มขึ้นได้ 2 วิธีคือ

วิธีที่ 1 โดยการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h ด้วยการเพิ่มความเร็วของของไหล ซึ่งจะต้องเสียค่าใช้จ่ายในการซื้อปั๊มหรือพัดลม

วิธีที่ 2 โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวของการพาความร้อน เช่น เพิ่มครีปหรือทำผิวยื่นออกมาของของไหลดังรูปที่ 3 b



รูปที่ 2.3 แสดงการใช้ครีปเพื่อเพิ่มการระบายความร้อนออกจากผนังระนาบ

(a) ผิวของผนังระนาบ

(b) ผิวที่ติดครีป

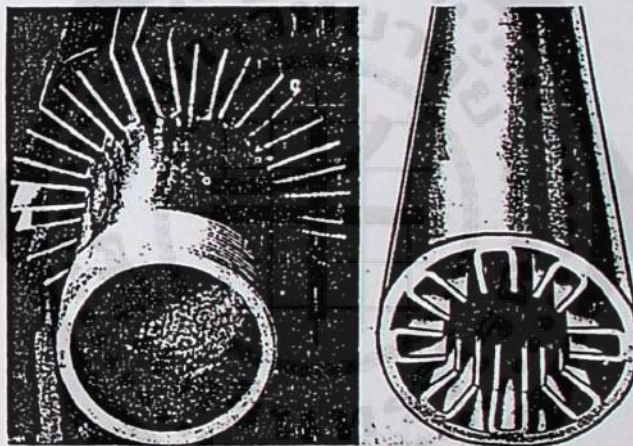
วิศวกรที่จะออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อน เช่น หม้อน้ำรถยนต์ คอนเดนเซอร์ อีวาพอเรเตอร์ หรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่นๆ ควรเข้าใจถึงวิธีการถ่ายเทความร้อนแบบนี้

ประเภทของครีป (Fins)

ครีปสามารถแบ่งออกเป็น 2 แบบใหญ่ๆ ตามลักษณะของการใช้งานคือ

1. แบบท่อถ่ายเทความร้อนชนิดติดครีปตามยาว (Longitudinally finned tube)

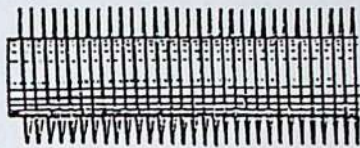
ท่อชนิดนี้ติดครีปยาวขนานกับแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อนของไหลทางด้านที่มีครีปจะไหลขนานกับแกนกลางของท่อไปตามแผ่นครีป โดยทั่วไปแล้วท่อพวกนี้นิยมใช้กับก๊าซของเหลวความหนืดสูง หรือของเหลวที่ไหลเป็นชั้น ๆ (Laminar flow) และมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำ ตัวอย่างดังแสดงในรูปที่ 2.4



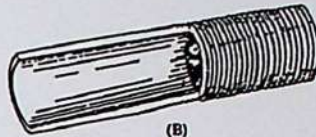
รูปที่ 2.4 ตัวอย่างของท่อถ่ายเทความร้อนชนิดติดครีปตามยาว

2. แบบท่อถ่ายเทความร้อนแบบติดครีปตามขวาง (Transversely finned tube)

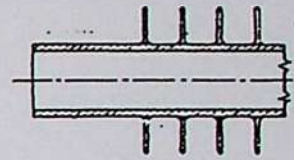
ท่อชนิดนี้ติดครีปไว้ในทิศทางที่ตั้งฉากกับแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อนส่วนใหญ่ ใช้กับการระบายความร้อนจากหรือเพิ่มความร้อนให้กับก๊าซที่ไหลผ่านตั้งฉากกับท่อถ่ายเทความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.5



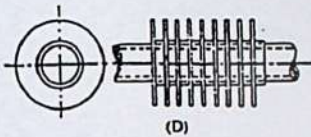
(A) แสดงตัวอย่างของกริบบนไม้ฉาน



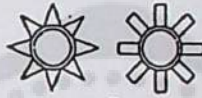
(B) แสดงตัวอย่างที่มีกริบบนหน้าเดียว ๆ
(Low Finned Tube)



(C) แสดงตัวอย่างกริบบนจาน (Disc Type)



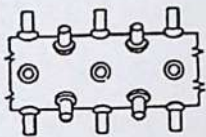
(D) เป็นกริบบนจานซึ่งติดอยู่บนปลอกที่ใช้สวม
หุ้มท่อถ่ายเทความร้อนอีกที



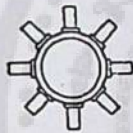
(E) แสดงกริบบนดาว (Star Type)



(G) แสดงกริบบนเข็ม (Spike)



(F)



(F) แสดงกริบบนแท่งทรงกระบอก (Pin or Stud)

รูปที่ 2.5 ตัวอย่างของกริบบนตามขวาง

การออกแบบและการเลือกกริบบน

ประสิทธิภาพของกริบบน (Fin Effectiveness) ϵ , ซึ่งนิยามให้เป็นอัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อมีกริบบนต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อไม่มีกริบบนดังนี้

$$\epsilon_f = \frac{Q_f}{hA_c\theta_o} = \frac{R_{1,b}}{R_{1,f}} \quad (2.31)$$

เมื่อ $R_{1,b} = \frac{1}{hA_c} =$ ความต้านทานต่อการไหลของความร้อนที่ฐานกริบบนที่มีพื้นที่หน้าตัด A_c

$R_{1,f} = \frac{\theta_o}{Q_f} =$ ความต้านทานของกริบบนต่อการไหลของความร้อน

ประสิทธิภาพของครีป (Fin Efficiency) η_r

$$\eta_r = \frac{Q_r}{Q_{max}} = \frac{Q_r}{hA_r\theta_b} \quad (2.32)$$

เมื่อ A_r คือ พื้นที่ผิวของครีป

$$\text{เมื่อพิจารณาจากค่า } \varepsilon_r = \frac{Q_f}{hA_r\theta_b}$$

สำหรับครีปยาวมาก $L \rightarrow \infty$ $Q_f = \sqrt{hPkA_c}\theta_b$ (ครีปที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยมมุมฉาก)

$$\varepsilon_r = \frac{\sqrt{hPkA_c}\theta_b}{hA_c\theta_h} = \sqrt{\frac{Pk}{hA_c}} \quad (2.33)$$

จากสมการ (2.32) ค่า ε_r ขึ้นอยู่กับค่าสภาพการนำความร้อน k ของวัสดุ ถ้าวัสดุมีค่าการนำความร้อนสูงก็จะถ่ายเทความร้อนได้ดี เช่น ทองแดงมีค่า k มากกว่าอะลูมิเนียมแต่อะลูมิเนียมราคาถูกและเบากว่าทองแดง ดังนั้นการที่จะเลือกครีปให้เหมาะสมแก่การใช้งานจะต้องคำนึงถึงราคาน้ำหนัก ขนาด รูปร่าง และเครื่องมือกลที่จะใช้เพิ่มค่า h

$$\text{ถ้าพิจารณาจากสมการ} \quad \eta_r = \frac{Q_f}{hA_r\theta_b}$$

ประสิทธิภาพของครีปเพิ่มหมุดที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง D ความยาว L และปลายหุ้มด้วยฉนวนอย่างดีคือ

$$\eta_f = \frac{\tanh mL}{mL}, m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}, P = \pi D, A_c = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.34)$$

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปที่มีการพาที่ปลายครีปเป็น

$$Q_i = M \tanh mL_c \quad (2.35)$$

$$\eta_r = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (2.36)$$

ถ้าผนังระนาบติดครีบบมากกว่า 1 ครีบ ประสิทธิภาพของผิวครีบ ทั้งหมด η_0 คือ

$$\eta_0 = \frac{Q_1 Q_1}{Q_{max} h A_t \theta_b} = \frac{Q_1}{h A_t \theta_b} \quad (2.37)$$

เมื่อ Q_1 เป็นอัตราความร้อนทั้งหมดที่ออกจากครีบและ A_t เป็นพื้นที่ผิวรวมของครีบและพื้นที่ผิวที่ไม่ได้ติดครีบ อัตราความร้อนสูงสุดที่ออกจากผิวจะเกิดขึ้นเมื่อผิวครีบทั้งหมดและส่วนที่ไม่ได้ติดครีบบมีอุณหภูมิเป็น T_b ของผนังระนาบ นั่นคือ

$$Q_1 = h A_b \theta_b + h A_r \eta_r \theta_b \quad (2.38)$$

ถ้า $A_t = A_r + A_b$ และ η_r คือประสิทธิภาพของครีบเดี่ยวทั้งนั้น

$$Q_1 = h[(A_t - A_r) + A_r \eta_r] \theta_b = h A_t \left[1 - \frac{A_r}{A_t} (1 - \eta_r) \right] \theta_b \quad (2.39)$$

$$\eta_0 = \left[1 - \frac{A_r}{A_t} (1 - \eta_r) \right] \quad (2.40)$$

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

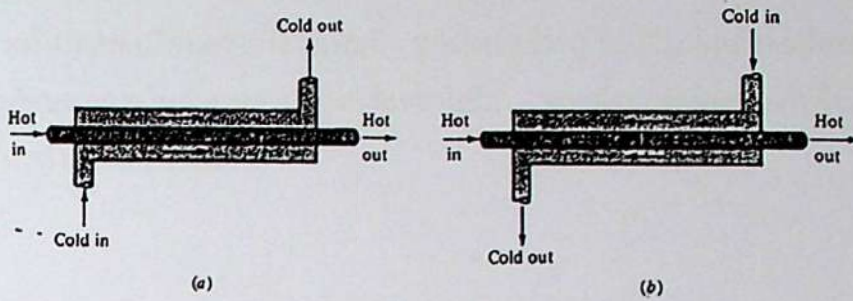
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน

ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Types of heat exchangers)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจแบ่งชนิดตามการจัดการไหลหรือตามรูปแบบการสร้างโดยทั่วไปแล้ว อาจจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนออกได้เป็น 3 ชนิด คือ

1. แบบท่อจุดศูนย์กลางร่วม (Concentric tube type)

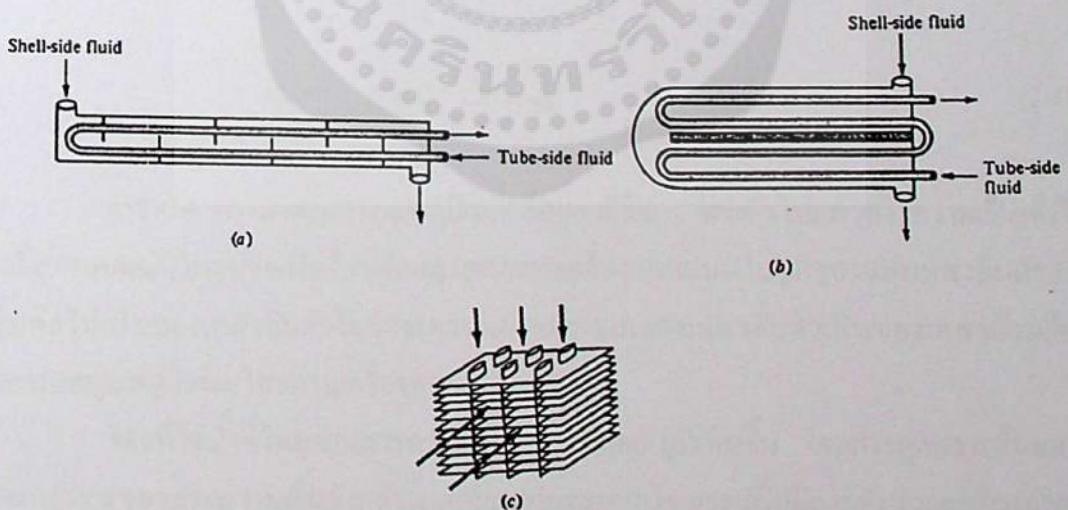
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มักจะเป็นท่อสองท่อสวนเข้าด้วยกันโดยมีเส้นผ่าศูนย์กลางร่วมกัน ของไหลที่ไหลผ่านท่ออาจไหลแบบสวนทางกันหรือไหลไปในทิศทางเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่เป็นท่อกลมสวมเข้าด้วยกัน
(a) ของไหลไหลในทิศทางเดียวกัน (b) ของไหลไหลสวนทางกัน

2. แบบที่การไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross Flow Type)

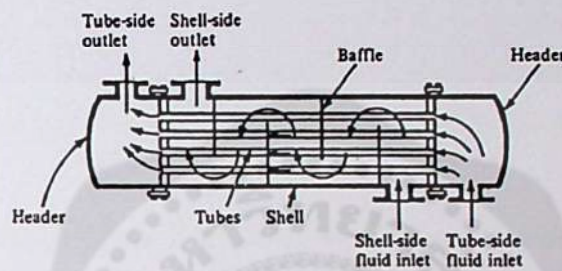
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ ของไหลจะถูกจัดให้เคลื่อนที่ในทิศทางที่ตั้งฉากกัน การสร้างอาจจัดให้อยู่ในลักษณะที่ไหลเดี่ยวเดียว หรือไหลสองเที่ยวหรือมากกว่านี้ได้และอาจเป็นแบบมีครีป และไม่มีครีปดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดที่ของไหลไหลตั้งฉากกัน
(a) แบบไหลเดี่ยวเดียว (b) แบบไหลสองเที่ยว (c) แบบมีครีป

3. แบบเชลล์และท่อ (Shell and tube)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลอย่างหนึ่งอยู่ในเชลล์และอีกอย่างหนึ่งอยู่ในท่อ ส่วนลักษณะการไหลแบบสวนทางหรือขนานกัน อาจทั้งสองอย่างรวมกันในเครื่องเดียว หรืออาจจะไหลตั้งฉากกับท่ออีกด้วย



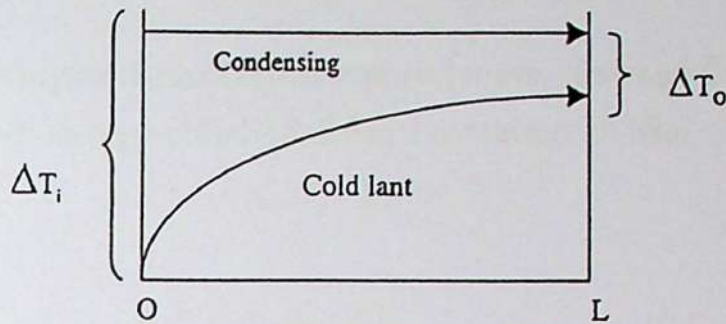
รูปที่ 2.8 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ โดยมีของไหล 2 ชนิด ไหลสวนทางกัน

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อ ซึ่งสามารถคำนวณโดย

$$Q = A \times U \times \Delta T_{LMTD} \quad (2.41)$$

การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกกาลิทึม โดยทั่วไปแล้วสารความเย็นเข้าไปในเครื่องควบแน่นในรูปของไอร้อนจัดและออกจากเครื่องควบแน่นในรูปของของเหลวอิ่มตัวจากไ้อิ่มตัวไปเป็นของเหลวอิ่มตัวโดยการควบแน่นและจากของเหลวอิ่มตัวเป็นของเหลวเย็นเยือกโดยการลดอุณหภูมิขณะไหลผ่านเครื่องควบแน่น

โดยที่ไอน้ำที่ไหลผ่านสารความเย็นนั้นจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น โดยการดูดความร้อนจากการควบแน่นของสารความเย็นดังกล่าวแต่เพื่อความสะดวกในทางปฏิบัติการคำนวณเครื่องถ่ายเทความร้อนในเครื่องควบแน่นให้คำนวณจากอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยโดยการสมมติว่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นลดถึงอุณหภูมิควบแน่นอย่างสม่ำเสมอ ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยจึงหาได้จากอุณหภูมิของไอน้ำเข้าและที่ออกจากเครื่องควบแน่น



รูปที่ 2.9 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{LMTD} ของเครื่องควบแน่น

ซึ่งความแตกต่างเฉลี่ยได้จากรูปข้างบนนี้เรียกว่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม

(Logarithmic mean temperature difference) : ΔT_{LMTD}

ซึ่งหาได้จากสูตรดังนี้

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ci} - T_{wi}) - (T_{co} - T_{wi})}{\log(T_{ci} - T_{wi}) / (T_{co} - T_{wi})} \quad (2.42)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat-transfer coefficient)

ถ้าเราคูณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ซึ่งมักจะเป็นค่าคงที่เข้ากับพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยจะได้ค่าอัตราความร้อนถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังท่อระหว่างสารทำความเย็นที่อยู่ภายนอกกับน้ำภายในอยู่ในสถานะสม่ำเสมอ อัตราการถ่ายเทความร้อน q หน่วยเป็นวัตต์ จากสารทำความเย็นภายนอกไปยังผิวนอกของท่อจะเท่ากับผิวนอกของท่อไปยังผิวนอกท่อ และจะเท่ากับจากผิวนอกท่อไปยังน้ำ ซึ่งสมการของ q ในขั้นต่าง ๆ แสดงได้โดย

$$q = h_o A_o (T_o - T_i) \quad (2.43)$$

$$q = \frac{k}{x} A_m (T_{os} - T_{is}) \quad (2.44)$$

$$q = h_i A_i (T_{is} - T_i) \quad (2.45)$$

ถ้าแสดงในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ต้องระบุว่าอ้างอิงอยู่บนพื้นที่ผิวใด สมการที่ขอมารับกัน ในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ได้แก่

$$q = U_o A_o (T_o - T_i) \quad (2.46)$$

$$q = U_i A_i (T_o - T_i) \quad (2.47)$$

จากสมการข้างต้น จะเห็นได้ชัดว่า $U_o A_o = U_i A_i$ ถ้า U จะผูกพันกับพื้นที่เสมอ ถ้าทราบค่า U_o หรือ U_i ก็จะสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

ในการจะหาค่า U ทำได้โดยการหาสมการด้วย $h_o A_o$, kA_m/x และหาสมการด้วย $h_i A_i$ แล้วบวกสมการที่ได้เข้าด้วยกัน จะได้

$$\frac{q}{h_o A_o} + \left(\frac{qx}{kA_m} \right) + \frac{q}{h_i A_i} = (T_o - T_{os}) + (T_{os} - T_{is}) + (T_{is} - T_i) = T_o - T_i \quad (2.48)$$

จากสมการข้างต้นจะได้

$$T_o - T_i = \left(\frac{q}{U_o A_o} \right) = \left(\frac{q}{U_i A_i} \right) \quad (2.49)$$

จากสมการ หาร q ออกจะได้สมการที่ใช้ในการหาค่า U

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{x}{kA_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.50)$$

ดังนั้น เทอม $\frac{1}{U_o A_o}$ และ $\frac{1}{U_i A_i}$ ก็คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างสารทำความเย็นและน้ำ ซึ่งจะเท่ากับค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนแต่ละตัวรวมกันคือ

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

สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อที่ติดครีบลแล้วสามารถหาโดยการพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

$$q = h_o \eta_f A'_f (T_m - T_s) + h_o A'_w (T_m - T_s) \quad (2.51)$$

การถ่ายเทความร้อนจากตัวกลางที่ร้อน (Hot fluid) ไปยังผิวนอกครีบลที่ระบายความร้อนด้วยตัวกลางเย็น (Cold Fluid) จะมีค่าเท่ากันเมื่อ $T_c =$ อุณหภูมิของของไหลเย็น (Cold fluid) หาได้จากสมการ

$$q' = h_i \pi d (T_s - T_c) \quad (2.52)$$

จากสมการที่ (2.58) และ (2.59) จะได้

$$T_m - T_s = \frac{q'}{h_o (\pi d - N_f + \eta_f + L_{CN})} \quad (2.53)$$

$$T_s - T_c = \frac{q'}{h_i \pi d} \quad (2.54)$$

รวมสมการ (2.53) และ (2.54) เข้ากันจะได้สมการ

$$q'' = \frac{q'}{\pi d} = \frac{T_m - T_c}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{\pi d}{h_o} / (\pi d - N_f + \eta_f + 2L_{CN}) \right)} \quad (2.55)$$

จากนั้นเราก็สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนรวมที่เกิดจากครีปได้จากสมการ (เมื่อไม่คิดค่าความเสียดทานซึ่งมีค่าน้อยมาก)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\pi d}{h_o(\pi d - Nt + \eta_o 2L_{ov})} \quad (2.56)$$

สำหรับครีป 1 ตัว ต่อหนึ่งหน่วยความยาว (η_o)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\pi d}{h_o(\pi d - Nt + \eta_o + 2L_{ov})} \quad (2.57)$$

สำหรับครีปทั้งหมดต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ (η_o)

ค่าความดันสูญเสียในเชลล์ (Shell-side pressure drop)

ในทำนองเดียวกันกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อ การคำนวณค่าความดันสูญเสียในเชลล์(นอกท่อ) โดยอาศัยทฤษฎีแต่อย่างเดียวทำได้ลำบากมาก โดยปกติค่าความดันสูญเสียในเชลล์ถือได้ว่าเท่ากับผลรวมของค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ขนานกับมัดท่อและค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อ

ในกรณีที่ต้องการคำนวณค่าความดันสูญเสียในหน่วยที่ใช้ในอุตสาหกรรม สมการต่อไปนี้จะใช้ได้สะดวก

$$\Delta P_i = 2500 \left(\frac{N_i L}{d_i} \right) \left(\frac{G_i^2}{\rho_w} \right) \left[\left(\frac{f_i}{\phi_i} \right) + 0.001 \left(\frac{d_i}{L} \right) \right] \quad (2.58)$$

ในกรณีที่ของไหลซึ่งมีอุณหภูมิคงที่ไหลอยู่ในท่อ ค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นจะเป็นฟังก์ชัน ของตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) และคำนวณได้จากสมการต่อไปนี ซึ่งได้มาจากการแปรรูปสมการของแฟนนิง (Fanning)

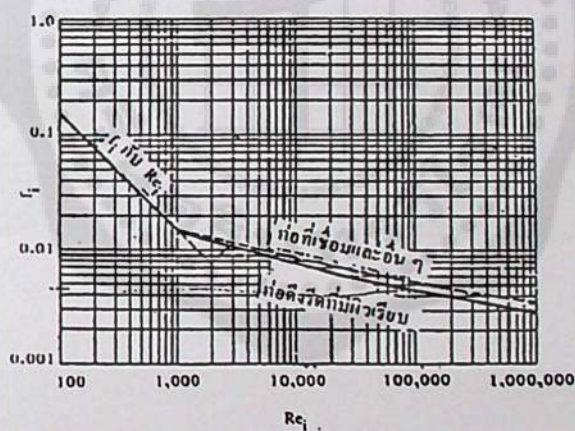
$$f = \frac{\Delta P 2pD}{4G^2 L} \quad (2.59)$$

$$\text{หรือ} \quad \Delta P = \frac{2fG_i^2 L}{\rho D} \quad (2.60)$$

ซีเดอร์ (Sieder) และเทท (Tate) ได้พบว่าผลการคำนวณจะตรงกับผลการทดลองเมื่อเพิ่มเต็มตัวแปรใหม่ คือสัมประสิทธิ์หาคะผลของความหนืดของของไหลในสมการ พวกเขาได้เสนอแนะสมการสำหรับใช้คำนวณค่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไว้ดังนี้

$$\Delta P_i = \frac{2fG_i^2 L N}{D_i \rho \phi_i} \quad (2.61)$$

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของเฟนนิง (Fanning's Friction Factor) จะขึ้นกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ดังแสดงไว้ในรูป



รูปที่ 2.10 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในท่อ

ส่วนค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลจะแปรผันโดยตรงกับจำนวนเทียวกการไหลของของไหลในท่อ ดังสมการต่อไปนี้

$$\Delta P_r = 4N_i \frac{V^2 \rho}{2} = 2N_i V^2 \rho = 2N_i G^2 / \rho \quad (2.62)$$

ค่าความดันสูญเสียรวมของของไหลในท่อคือผลบวกของ ΔP_f และ ΔP_r ที่จะได้จากสมการ

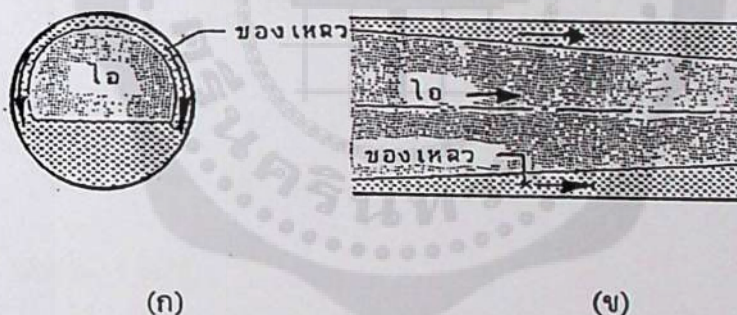
$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_r \quad (2.63)$$

การควบแน่น (Condensation)

การควบแน่นคือ เมื่อไอของของไหลเคลื่อนที่มาสัมผัสกับผิวของผนังที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวของไอ ไอจะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว อัตราการควบแน่นขึ้นอยู่กับความร้อนจะถูกระบายออกจากผนังได้รวดเร็วแค่ไหน

1. การควบแน่นในท่อกลมอยู่ในแนวนอน (Film condensation inside horizontal tube)

เครื่องควบแน่นขนาดเล็กที่ใช้ทำความเย็นขนาดเล็ก ส่วนมากเป็นระบบที่ให้ไอควบแน่นอยู่ภายในท่อกลม หรือในท่อน้ำยาทำความเย็น สำหรับท่อในแนวนอน (Horizontal tube) ความเร็วภายในท่อมักต่ำและค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ก็มีค่าต่ำด้วย



รูปที่ 2.11 แสดงการเคลื่อนที่ของของไหลในท่อกลมขณะที่ไอควบแน่นภายในท่อ

- ก. เป็นหน้าตัดของการไหลเมื่อความเร็วของไอมีก่าต่ำ
- ข. เป็นลักษณะการไหลเมื่อความเร็วของไอมีก่าสูง

ลักษณะของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ส่วนใหญ่จะมีลักษณะเป็นไอในตลอดความยาวของท่อแนวดิ่งและแนวนอนหรือในท่อกด โดยทั่วไปการไหลจะเป็นแบบ Annular และการกลั่นตัวสามารถหาได้ในทางปฏิบัติ โดยใช้ความสัมพันธ์พื้นฐานของการไหลแบบ Annular เรย์โนลด์ นัมเบอร์ สำหรับแต่ละสถานะหาได้จาก

$$Re_l = \frac{G(1-\chi)D}{\mu_l} \quad (2.64)$$

$$Re_v = \frac{G\chi D}{\mu_v} \quad (2.65)$$

และ Nusselt numbers หาได้เมื่อ $Re_v > 35,000$

$$NU = \frac{hD}{K_l} = 0.15 \frac{Pr_l Re_l^{0.9}}{F} + \left(\frac{1}{\chi} + \frac{2.85}{\chi^{0.476}} \right) \quad (2.66)$$

เมื่อ χ คือ Martinelli parameter

$$\chi = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{1-\chi}{\chi} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (2.67)$$

และ F คือ ความต้านทานทางความร้อนของฟิล์ม Annular เมื่อการไหลเป็น Turbulent

$$F = 5Pr_l + 5\ln(1+5Pr_l) + 2.5\ln(0.003Re_l^{0.812}) \quad (2.68)$$

เมื่อ $1125 < Re_l$

$$F = 5Pr_l + 5\ln[1 + Pr_l (0.0964Re_l^{0.585})] \quad (2.69)$$

เมื่อ $50 < Re_l < 1125$

$$F = 0.707Pr_l Re_l^{0.5} \quad (2.70)$$

เมื่อ $Re_l < 50$

$Re_v < 35,000$ ที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ของไอด้า ๆ การไหลแบบ Annular ไม่สามารถใช้ได้ และชั้นของไหลที่เกิดขึ้นในท่อแนวนอน คุณภาพไอด้าประมาณ 20%

$$Nu = 0.728 K \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) D^3 h_{fg}}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_w)} \right)^{1/4} \quad (2.71)$$

เมื่อ

$$K = \left[1 - \left(\frac{1-\chi}{\chi} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-3/4} \quad (2.72)$$

2. การควบแน่นแบบหยด (Dropwise condensation)

โดยปกติแล้ว สัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนเมื่อเกิดการควบแน่นแบบหยด จะมีค่าสูงกว่าค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนสำหรับการควบแน่นแบบแผ่น (Filmwise condensation) มาก ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จึงได้พยายามทำให้เกิดการควบแน่นเป็นแบบหยด เพื่อจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงขึ้น แต่ความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อนส่วนอื่น ๆ มีค่ามากกว่าความต้านทานของการควบแน่นของไอน้ำ ดังนั้นจึงยังไม่มีคามจำเป็นที่จะหาสมการเพื่อทำนายค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างการควบแน่นแบบหยดมากนัก

Incroper and Dewitt [13] ได้ให้สมการสำหรับทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับการควบแน่นแบบหยดของไอน้ำที่ความดันใกล้เคียงกับความดันบรรยากาศ บนผิวทองแดงไว้ดังนี้คือ

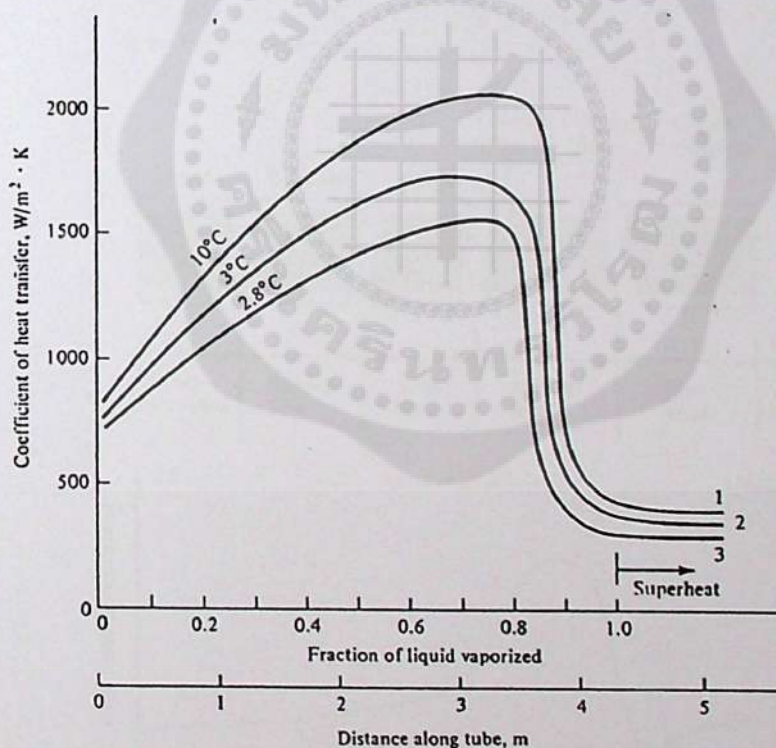
$$\begin{aligned} \text{เมื่อ } 22^\circ \text{C} < T_s < 100^\circ \text{C} \\ h &= 51104 + 2044T_s \end{aligned} \quad (2.73)$$

$$\begin{aligned} \text{เมื่อ } T_s > 100^\circ \text{C} \\ H &= 255510 \end{aligned}$$

โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่หาได้มีหน่วยเป็น $\text{W/m}^2\text{K}$ และ T_s คืออุณหภูมิตัว (Saturation temperature) ของไอน้ำ

การเดือด (Boiling)

ขณะที่สารทำความเย็นอยู่ภายในท่อนั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเปลี่ยนอยู่ตลอดทางของการไหลผ่านท่อขณะที่สารทำความเย็นไหลเข้าสู่ท่อของฮีวปอเรเตอร์มันจะมีส่วนที่เป็นไอในอัตราส่วนและเมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านไปในท่อ สัดส่วนของส่วนที่เป็นไอก็จะมากขึ้นเรื่อย ๆ การปั่นป่วนก็จะมากขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์จะตกลงจนถึงค่าที่เท่ากับเมื่อไอสารมีการถ่ายเทความร้อนโดยการพาแบบบังคับ (Force convection) เท่านั้น รูปที่ 2.12 แสดงถึงสัมประสิทธิ์ตลอดช่วงของท่อสำหรับระดับอุณหภูมิที่แตกต่างกัน 3 ระดับ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะสูงเมื่ออุณหภูมิในการเดือดสูง ซึ่งเป็นไปได้ว่าที่อุณหภูมิและความดันในการเดือดสูง ค่าความหนาแน่นของไอจะสูงด้วย จึงมีบริเวณที่โลหะสัมผัสกับของเหลวมาก

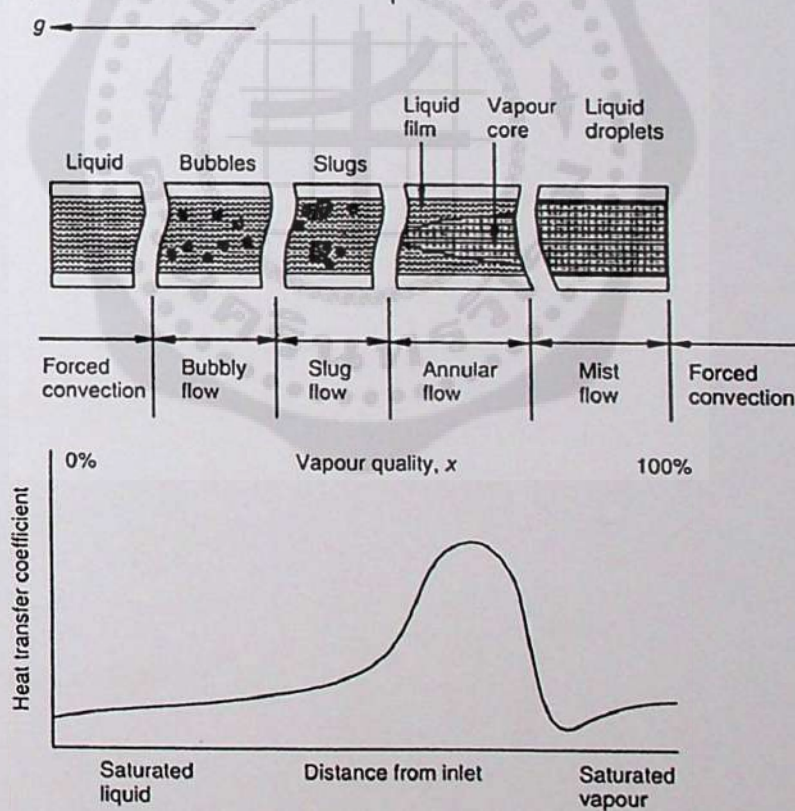


รูปที่ 2.12 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ R-22 กำลังเดือดภายในท่อกราฟเส้นที่ 1 เดือดที่ 10 °C เส้นที่ 2 ที่ 3 °C เส้นที่ 3 ที่ 2.8 °C

โดยทั่วไป (Pool Boiling) ในส่วนที่สองเป็นการพาแบบบังคับของการเดือดของฟิล์มของเหลวในส่วนกลางของไอซึ่งสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไม่ขึ้นอยู่กับ Heat flux แต่จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลและคุณภาพไอซึ่งสัมประสิทธิ์การนำความร้อนในแถว (k_w) มีความสำคัญมาก

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสัมพันธ์กับการพาความร้อนแบบบังคับของการเดือดมีความซับซ้อน และมีทางเลือกมากมาย ซึ่งทฤษฎีนี้ได้มาจาก V.Klimenko และมีความเรียบง่ายและถูกต้อง จะใช้ได้เมื่อผนังท่อมีความชื้น ในส่วนแรกจะคำนวณส่วนที่เป็นการเดือดแบบนิวเคลียร์หรือฟิล์มของการเดือด ซึ่งแทนด้วย ϕ ดังสมการ

$$\phi = \frac{G h_{fg}}{q} \left[1 + \chi \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} \quad (2.74)$$



รูปที่ 2.13 ลักษณะรูปแบบการไหลเป็นแบบผสมกันเป็น 2 เฟส ก๊าซของเหลวและไของน้ำ

เมื่อ $\phi < 1.6 \times 10^4$ เป็นการเดือดแบบนิวเคลียร์ $\phi > 1.6 \times 10^4$ เป็นฟิล์ม (Film evaporating) ในส่วนถัดมาประกอบด้วยสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน h_{TP} ของ 2 สถานะจากความสัมพัทธ์ทั้ง 2 ข้างต้น

$$\text{เมื่อ } \phi < 1.6 \times 10^4$$

$$NU = 7.4 \times 10^{-3} q^{*0.6} p^{*0.5} Pr_l^{-1/3} \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0.45} \quad (2.75)$$

$$NU = \frac{h_{TP} L_c}{k_l} \quad (2.76)$$

$$L_c = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \quad (2.77)$$

$$p^* = \frac{P}{[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{1/2}} = \frac{P L_c}{\sigma} \quad (2.78)$$

$$q^* = \frac{q L_c}{h_{fg} \rho_v \alpha_l} \quad (2.79)$$

$$\text{เมื่อ } \phi < 1.6 \times 10^4$$

$$Re = \frac{V L_c}{\nu_l} \quad (2.80)$$

$$Nu = 0.087 Re^{0.6} Pr_l^{1/6} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.2} \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0.09} \quad (2.81)$$

$$v = \frac{G}{\rho_l} \left(1 + \chi \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right) \quad (2.82)$$

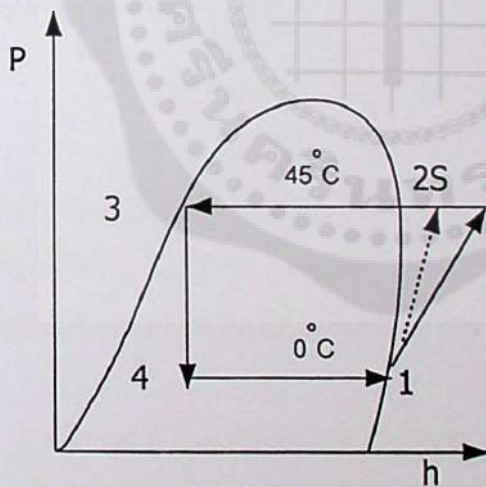
บทที่ 3

การคำนวณและออกแบบ

การคำนวณวัฏจักรการทำความเย็น

เงื่อนไขการออกแบบ

1. อุณหภูมิกลั่นตัวของคอนเดนเซอร์ = 45°C
2. อุณหภูมิระเหิดตัวของอีวาปอเรเตอร์ = 0°C
3. สารทำความเย็นที่ใช้คำนวณออกแบบ R-12 เป็นสารที่ใช้คำนวณออกแบบ



รูปที่ 3.1 แสดงวัฏจักรการกดดันไอและแผนภูมิความดัน - เอนทาลปี

ตารางภาคผนวกที่ 1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R12

สถานะที่ 1 $T_1 = 0^\circ \text{C}$, $h_1 = h_g = 351.477 \text{ kJ/kg}$

สถานะที่ 2 $T_2 = 45^\circ \text{C}$, $P_2 = P_3 = 1084.300 \text{ Kpa}$
 $h_{2s} = 374.50 \text{ kJ/kg}$

สถานะที่ 3 $T_3 = T_c = 45^\circ \text{C}$, $h_3 = h_f = 243.659 \text{ kJ/kg}$

สถานะที่ 4 $T_4 = T_E = 0^\circ \text{C}$, เป็นขบวนการเอนทาลปีคงที่ $h_3 = h_4$
 $h_4 = 243.659 \text{ kJ/kg}$

3.1 การคำนวณหาขนาดอีวาปอเรเตอร์

เงื่อนไขการออกแบบ

- ใช้ท่อทองแดงขนาด $\frac{3}{8}$ นิ้ว
 $D_o = 9.53 \text{ m.m}$
 $D_i = 8.63 \text{ m.m}$
- ต้องการความเย็นสูงสุด 10°C
- ใช้ฮีตเตอร์ทำงานสูงสุด = 1000 W
- ให้ความเร็วของอากาศผ่านอีวาปอเรเตอร์ = 2.5 m/s

3.1.1 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอีวาปอเรเตอร์

เนื่องจากฮีตเตอร์ทำงานสูงสุด 1000 W ความร้อนที่ถ่ายเทออกไปผ่านอีวาปอเรเตอร์ และอีวาปอเรเตอร์รับความร้อนไว้ ย่อมมีค่าเท่ากับ 1000 W เช่นกัน จากกฎของการสมดุลความร้อนจะได้

$$Q_{\text{heater}} = Q_{\text{evap}}$$

$$Q_{\text{evap}} = 1000 \text{ W}$$

$$\therefore \text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของอีวาปอเรเตอร์} = 1000 \text{ W}$$

3.1.2 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ หาอัตราการไหลของสารทำความเย็นจากสมการ

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{cvap}} &= \dot{m}_r \dot{q}_e \\
 \text{เมื่อ } \dot{q}_e &= h_1 - h_4 \\
 &= 351.477 - 243.659 \\
 &= 107.818 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

เมื่อ 1 วินาทีสารทำความเย็น R-12 สามารถดูดความร้อนได้ 1 kJ สมมติให้ $\dot{m} = \text{kg/s}$ เป็นมวล
ของสารทำความเย็น R-12 ที่ไหลเวียนต่อวินาที จากสมการ

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{Re} &= \frac{1 \text{ kJ/s}}{107.818} \\
 &= 0.00927 \text{ kg/s/KW} \\
 \text{มวลสารทำความเย็นสำหรับ } Q_{\text{cvap}} &= 1000 \text{ W} \\
 &= \frac{1000 \times 0.00927}{1000} \\
 &= 0.00927 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

หาอัตราการไหลเชิงมวลจากสมการ

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{\dot{m}_{Re}}{A_1} \\
 G &= \frac{0.00927}{\frac{\pi}{4} (0.00863)^2} \\
 &= 158.482 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

คำนวณหา Velocity of refrigerant จากสมการ

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

หาคุณภาพไอเชิงมวลเฉลี่ย (X_m) โดยสมมูลเอนทาลปีจุดที่ 4 จากสมการ

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

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

จากตารางที่ 1 ภาคผนวก ก ของสารทำความเย็น R-12

$$h_{f45^\circ\text{C}} = h_4 = 243.659 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{f4} = h_{fg40^\circ\text{C}} = 200.00 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg4} = h_{fg40^\circ\text{C}} = 151.477 \text{ kJ/kg}$$

$$X = \frac{243.659 - 200.00}{151.477}$$

$$= 0.288$$

เนื่องจากอีวาพอเรเตอร์เปลี่ยนสถานะดังนั้นจึงต้องใช้ค่า X_m

$$X_m = \frac{1 + X}{2}$$

$$= \frac{1 + 0.288}{2}$$

$$= 0.644$$

จากตารางที่ 1 ภาคผนวก ก คุณสมบัติของน้ำยา R-12 ที่ $T = 0^{\circ}\text{C}$

$$\rho_v = 18.054 \text{ kg/m}^3, \quad v_l = 0.2136 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad k_l = 0.0726 \text{ W/mK}, \quad \sigma = 11.88 \times 10^{-3} \text{ N/m}$$

$$\rho_l = 1396.843 \text{ kg/m}^3, \quad Pr_l = 3.9$$

จากตารางที่ 2 ในภาคผนวก ก ค่าการนำความร้อนของทองแดง $T = 0^{\circ}\text{C}$

$$K_{\text{copper}} = 404.24 \text{ W/mK}$$

$$V = \frac{158.482}{1396.343} \left[1 + 0.644 \left(\frac{1396.843}{18.054} - 1 \right) \right]$$

$$= 5.70 \text{ m/s}$$

หาค่า L_c จากสมการ

$$L_c = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$$

$$= \left[\frac{11.88 \times 10^{-3}}{9.81(1396.843 - 18.054)} \right]^{1/2}$$

$$= 9.372 \times 10^{-4} \text{ m}$$

การหาค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์จากสมการ

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

$$= \frac{5.70 \times 9.372 \times 10^{-4}}{0.2136 \times 10^{-6}}$$

$$= 25,080$$

หาค่านัสเซิลส์นัมเบอร์จากสมการ

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.087 Re^{0.6} Pr_l^{1/6} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0.2} \left[\frac{k}{k_l} \right]^{0.09} \\
 &= 0.087 (25080)^{0.6} \times 3.9^{1/6} \left[\frac{18.054}{1396.843} \right]^{0.2} \left[\frac{402.24}{0.0726} \right]^{0.09} \\
 &= 43.27
 \end{aligned}$$

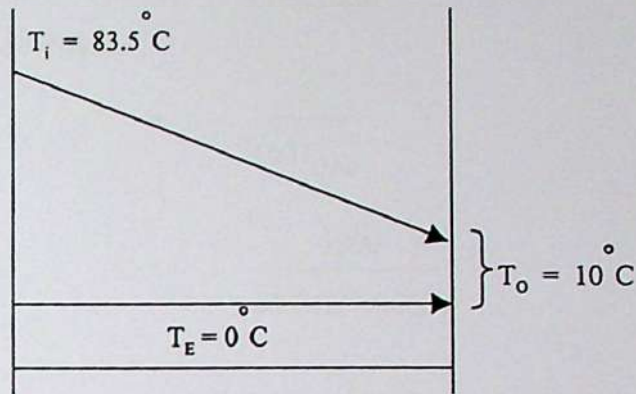
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ จากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{K}{D_i} (Nu) \\
 &= \frac{0.0726(43.27)}{0.00863} \\
 &= 364.082 \text{ w/m}^2\text{.k}
 \end{aligned}$$

3.1.3 คำนวณหาค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายนอกที่ท่อมีครีบบางความร้อนจากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_o &= 38V^{0.5} \\
 &= 38(2.5)^{0.5} \\
 &= 60.083 \text{ w/m}^2\text{.k}
 \end{aligned}$$

คำนวณหาอุณหภูมิผลต่างเชิงล็อก เมื่ออุณหภูมิของฮีตเตอร์ทำงานที่ 1000 w มีอุณหภูมิเท่ากับ 83.5 °C (ได้จากการทดลอง) แต่โดยปกติอากาศที่ไหลผ่านฮีวปอเรเตอร์ มีความแตกต่างกันประมาณ 5-10 °C เลือกเอา 10 °C มาคำนวณ จากสมการ



$$\Delta_{TLMTD} = \frac{(T_i - T_E) - (T_o - T_E)}{\ln \left[\frac{T_i - T_E}{T_o - T_E} \right]}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{TLMTD} &= \frac{(83.5 - 0) - (10 - 0)}{\ln \left[\frac{83.5 - 0}{10 - 0} \right]} \\ &= 34.632 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

3.1.4 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากสมการ

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

$$= \frac{1}{60.083} + \frac{(0.00953 - 0.00863) / 2 \times 7.133 \times 10^{-5}}{404.24 \times (6.44) \times 10^{-5}} + \frac{7.133 \times 10^{-5}}{5.85 \times 10^{-5}} \times \frac{1}{364.082}$$

$$\frac{1}{U_o} = 0.01999$$

$$U_o = 50.015 \text{ w/m}^2\text{k}$$

จากสมการ $Q = UA\Delta T_{LMTD}$
พื้นที่ที่ต้องการคือ

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q}{U\Delta T_{LMTD}} \\ &= \frac{1000}{50.015(34.632)} \\ &= 0.576 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

∴ ต้องการพื้นที่รับความร้อนของอีวาपोเรเตอร์เท่ากับ 0.576 m^2

3.2 การหาขนาดของคอมเพรสเซอร์

โดยปกติแล้วประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ในช่วงทำงานประมาณ 75-85% เลือก 85% มาคำนวณ

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \\ \text{ดังนั้นค่า} \quad h_2 &= \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta} + h_1 \\ &= \frac{(374.5 - 351.477) + 351.77}{0.85} \\ &= 378.562 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

- - หากำลังงานที่ต้องการของคอมพิวเตอร์ จากสมการ

$$\begin{aligned} P_{\text{comp}} &= \dot{m}_R (h_2 - h_1) \\ &= 0.00927 (378.562 - 351.477) \\ &= 0.251 \text{ kw} \end{aligned}$$

กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่ใช้หน่วยแรงม้า (Hp)

$$= \frac{0.251}{0.746}$$

$$= 0.336 \text{ Hp}$$

$$\therefore \text{เลือกใช้คอมเพรสเซอร์ขนาด} = \frac{1}{2} \text{ Hp}$$

3.3 การคำนวณหาขนาดของท่อทดสอบ (Test Section)

เงื่อนไขการออกแบบ

1. ท่อเปลือกนอก (Shell) stainless still

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก DoA} = 28.58 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายใน DiA} = 25.27 \text{ mm}$$

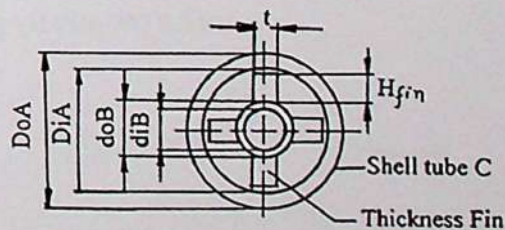
$$\text{ความยาว L} = 1000 \text{ mm}$$

2. ท่อใน (Test Tube) Copper Tube

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก doB} = 9.53 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายใน diB} = 7.75 \text{ mm}$$

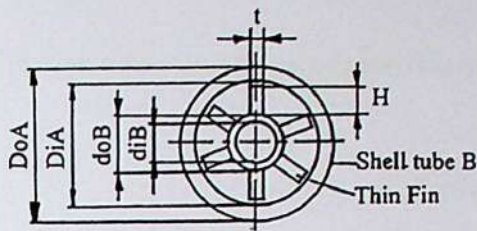
$$\text{ความยาว L} = 800 \text{ mm}$$



$$t = 5 \text{ mm}$$

$$H_{fin} = 7 \text{ mm}$$

Test section C



$$t = 3 \text{ mm.}$$

$$H_{fin} = 7 \text{ mm.}$$

Test section B

3.3.1 คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Test Section

เมื่อ L คือ ความร้อนแฝงของการควบแน่นของ R-12

จากตารางที่ 1 ภาคผนวก ก $T = 45^\circ \text{C}$ จะได้ค่า L หรือ $h_{fg} = 125.158 \text{ kJ/kg}$

$$\begin{aligned} Q_{Re} &= \dot{m}_R h_{fg} \\ &= 0.00937 \times 125.158 \\ &= 1.160 \text{ KW} \end{aligned}$$

เนื่องจากประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นในการทดลองนั้นกำหนดให้ $\eta = 100\%$ ประสิทธิภาพนี้จะนำมาทำการทดลองอีกครั้งหลังทำการทดลองแล้ว

จากกฎการสมดุลความร้อน

$$\begin{aligned} Q_{Re} &= Q_{Water} = Q_{\text{test section}} \\ &= (1.00) (1.160) \\ Q_{\text{test section}} &= 1.160 \text{ KW} \end{aligned}$$

3.3.2 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

คำนวณหาขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกส์จากสมการ

$$Dh = \frac{4 \left[\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) - \text{พื้นที่หน้าตัดของครีบทั้งหมด} \right]}{\text{ความยาวของเส้นรอบวงของท่อที่ติดครีบ}}$$

การคำนวณเลือกท่อ Test Section ท่อ C

พื้นที่หน้าตัดของการไหล

$$\begin{aligned} A_c &= \frac{\pi}{4} [D_{i_2}^2 - D_{o_1}^2] - t \times L \times n \\ A_c &= \frac{\pi}{4} [25.27^2 - 9.53^2] - 5 \times 7 \times 4 \\ &= 290.190 \text{ mm}^2 \\ &= 0.290 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

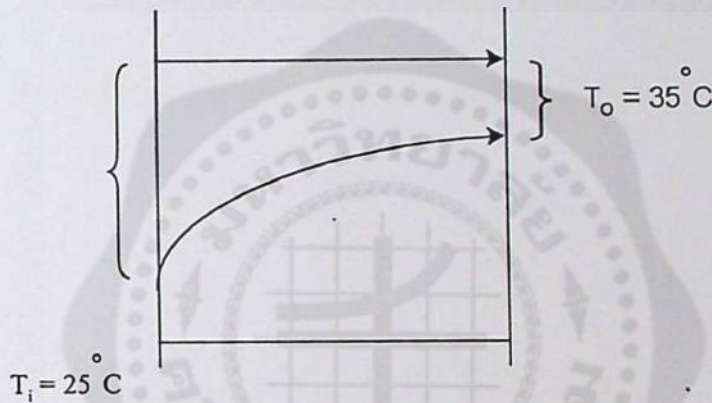
ความยาวของเส้นรอบวงท่อติดครีบ

$$\begin{aligned} P_L &= (\pi d - tn) + 2 Ln \\ P_L &= (\pi \times 9.53 - 5 \times 4) + 2 \times 7 \times 4 \\ &= 65.9 \text{ mm} \\ &= 0.0659 \text{ m} \end{aligned}$$

ดังนั้นเส้นผ่านศูนย์กลางเชิงไฮดรอลิกส์คือ

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4 \times 290.19}{65.9} \\ &= 17.613 \\ &= 0.0176 \text{ m} \end{aligned}$$

เนื่องจากไม่รู้อุณหภูมิจึงสมมติให้อุณหภูมิห่างจาก Test section ในช่วงประมาณ 5-10 °C เลือก 10 °C มาคำนวณ



หาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (L_{MTD})

$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_c - T_i) - (T_c - T_o)}{\ln \left[\frac{T_c - T_i}{T_c - T_o} \right]} \\ \Delta T_{LMTD} &= \frac{(45 - 25) - (45 - 35)}{\ln \left[\frac{45 - 25}{45 - 35} \right]} \\ &= 14.42 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

จากตารางที่ 4 ในภาคผนวก ก สามารถหาคุณสมบัติของน้ำที่ระบายความร้อนให้ท่อ Test Section จาก $T = 25$ ถึง $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ได้ดังนี้ (ในที่นี้ การคำนวณจะคิดอุณหภูมิทางออกของท่อ)

$$T_o = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_w = 993.950 \text{ kg/m}^3, C_{p_w} = 4.174 \text{ kJ/kg}, K_w = 0.626 \text{ kg/m.s}, \mu_w = 7.152 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$Pr = 4.825$$

อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนจากสมการ

$$\begin{aligned}\dot{m}_w &= \frac{Q_{test}}{Cp_w(T_o - T_i)} \\ &= \frac{1.160}{4.174 \times (35 - 25)} \\ &= 0.0278 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

หาความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านท่อ Test Section จากสมการ

$$\begin{aligned}V_w &= \frac{\dot{m}_w}{\rho_w Ac} \\ &= \frac{0.0278}{993.590 \times 0.290 \times 10^{-3}} \\ &= 0.0964 \text{ m/s}\end{aligned}$$

หาค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Re) จากสมการ

$$\begin{aligned}Re_w &= \frac{V_w D_h}{\nu_w} \\ &= \frac{0.0964 \times 0.0176 \times 993.590}{7.152 \times 10^{-4}} \\ &= 2357.053\end{aligned}$$

$$Re > 2300$$

หาค่านัสเซิลล์นัมเบอร์จากสมการ

$$\begin{aligned}
 N_u &= 0.036 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left[\frac{Dh}{L} \right]^{0.055} \\
 &= 0.036(2357)^{0.8} (4.825)^{0.33} \left[\frac{0.0176}{1.000} \right]^{0.055} \\
 &= 24.168
 \end{aligned}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{K(Nu)}{D_h} \\
 &= \frac{0.626 \times (24.168)}{0.0176} \\
 &= 860 \text{ W/m}^2 \text{K}
 \end{aligned}$$

3.3.3 หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ
การคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล จากสมการ

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{\dot{m}r}{A_i} \\
 &= \frac{0.00927}{\frac{\pi}{4}(0.00775)^2} \\
 &= 196.516 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

หาอัตราการไหลเชิงมวลของไอจากสมการ (R-12)

$$\begin{aligned}
 G_v &= XG \\
 &= 0.644 (196.516) \\
 &= 126.556 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

หาอัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวจากสมการ (R-12)

$$\begin{aligned} G_L &= (1-X)G \\ &= (1-0.644) 196.516 \\ &= 70.059 \text{ kg/m}^2.\text{s} \end{aligned}$$

จากตารางที่ 1 ภาคผนวก ก คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12, $T = 45^\circ \text{C}$

$$\rho_v = 62.337 \text{ kg/m}^3, \quad \rho_l = 1232.483 \text{ kg/m}^3$$

จากตารางที่ 3 ภาคผนวก ก ได้ค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่ 45°C

$$\begin{aligned} \mu_v &= 13.31 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}, & \mu_l &= 2.344 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s} \\ \nu_l &= 0.190 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, & k_l &= 0.0677 \text{ W/m}^2.\text{K} \\ Pr &= 3.5 \end{aligned}$$

หาค่าเรโนลด์นัมเบอร์ของแก๊สจากสมการ

$$\begin{aligned} \text{Re}_v &= \frac{G_v D}{\mu_v} \\ &= \frac{126.556 \times 0.00775}{13.31 \times 10^{-6}} \\ &= 73,689 \\ \text{Re}_v &> 35,000 \end{aligned}$$

หาค่าเรโนลด์นัมเบอร์ของของเหลวจากสมการ

$$\begin{aligned} \text{Re}_{lig} &= \frac{G_l D_l}{\rho_l \nu_l} \\ &= \frac{70.059 \times 0.00775}{1232.483 \times 0.190 \times 10^{-6}} \\ &= 2318.633 \end{aligned}$$

หาค่านัสเซลล์นัมเบอร์จากสมการ โดยนำค่า Re , มาคิด

$$Nu = \frac{hD}{k_l} = 0.15 \frac{Pr_l Re_l^{0.9}}{F} \left[\frac{1}{X} + \frac{2.85}{X^{0.476}} \right]$$

คำนวณหาค่า X จากสมการ (ของของเหลว)

$$\begin{aligned} X &= \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \\ &= \left[\frac{2.344 \times 10^{-4}}{13.31 \times 10^{-6}} \right]^{0.1} \left[\frac{1-0.644}{0.644} \right]^{0.9} \left[\frac{62.337}{1232.483} \right]^{0.5} \\ &= 0.175 \end{aligned}$$

หาค่าความต้านทานความร้อนของฟิล์ม Annular เมื่อมีการไหลแบบ Turbulent Flow เมื่อ $Re > 1125$ จากสมการ

$$\begin{aligned} F &= 5Pr_L + 5\ln(1+5Pr_L) + 2.5\ln(0.0031Re_L^{0.812}) \\ F &= 5 \times 3.5 + 5\ln[(1+5 \times 3.5)] + 2.5 \ln(0.0031 \times 2318.633^{0.812}) \\ &= 33.37 \end{aligned}$$

แทนค่าจากสมการนัสเซลล์นัมเบอร์

$$\begin{aligned} Nu &= 0.15 \left[\frac{3.5 \times 2318.633}{34.97} \right]^{0.9} \left[\frac{1}{0.175} + \frac{2.85}{0.175^{0.476}} \right] \\ &= 205.470 \end{aligned}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ จากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{K_L N_u}{D_i} \\
 &= \frac{0.0677(205.470)}{0.00775} \\
 &= 1795 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}
 \end{aligned}$$

คำนวณหาพื้นที่ของท่อ Test section ที่เป็นท่อแบบสองชั้นภายนอกท่อ Test Tube ติดครีปตามแนวนอน จากสมการ

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} + \frac{\pi d}{h_o \{(\pi d - nt + \eta_o \times 2L_c N)\}}$$

หาพื้นที่ทั้งหมดที่ติดครีป

$$A_{tot} = A_f + A_p$$

$$A_f = 2L_c w n$$

$$= 2 \times 7 \times 10^{-3} \times 800 \times 10^{-3} \times 4$$

$$= 0.0608 \text{ m}^2$$

$$A_p = A_o - (t \times w \times n)$$

$$= \pi \times 9.53 \times 10^{-3} \times 800 \times 10^{-3} - (5 \times 10^{-3} \times 800 \times 10^{-3} \times 4)$$

$$= 0.0079$$

$$A_{tot} = A_f + A_p$$

$$= 0.0608 + 0.0079$$

$$= 0.0687 \text{ m}^2$$

หาประสิทธิภาพของครีป η_f จากสมการ

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c}$$

$$m = \left[\frac{2 \times h_o}{Kt} \right]^{\frac{1}{2}} \times L_c$$

$$= \left[\frac{2 \times 860}{(404.24 \times 0.005)} \right]^{\frac{1}{2}} \times 9.5 \times 10^{-3}$$

$$= 0.277$$

$$\eta_f = \frac{1}{0.277} \tanh(0.277)$$

$$= 0.974$$

หาประสิทธิภาพของครีปทั้งหมด η_o จากสมการ

$$\eta_o = \left[1 - \frac{A_f}{A_{tot}} (1 - \eta_f) \right]$$

$$= \left[1 - \frac{0.0608}{0.0687} (1 - 0.974) \right]$$

$$= 0.976$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของ test section คือ

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{1795} + \frac{\pi \times 9.53 \times 10^{-3}}{860((\pi \times 9.35 \times 10^{-3} - 4 \times 5 \times 10^{-3}) + (0.976 \times 2 \times 9.5 \times 10^{-3} \times 4))}$$

$$\frac{1}{U_o} = 5.571 \times 10^{-4} + 4.1315 \times 10^{-4}$$

$$U_o = 1030.621 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

หาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องการ

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q_{\text{test section}}}{U \Delta T_{\text{LMTD}}} \\ &= \frac{1160}{1030.621 \times 14.42} \\ &= 0.078 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\therefore \text{พื้นที่ถ่ายเทความร้อนคือ} = 0.078 \text{ m}^2$$

ตรวจสอบสมมติฐาน

$$\text{พื้นที่ถ่ายเทความร้อนจริง} = 0.0687 \text{ m}^2$$

$$\text{จากสมการ } Q_{\text{test section}} = UA \Delta T_{\text{LMTD}}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{Q_{\text{test section}}}{UA_{\text{actual}}} \\ &= \frac{1160}{1030.621 \times 0.0687} \\ &= 16.383 \text{ K} \end{aligned}$$

หาอุณหภูมิน้ำทางออกจากท่อ T_o จากสมการ

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

$$16.383 = \frac{(45 - 25) - (45 - T_o)}{\ln \left[\frac{45 - 25}{45 - T_o} \right]}$$

$$T_o = 30.56^\circ \text{C} \text{ (โดยวิธีลองผิดลองถูก trial \& error)}$$

หาอัตราการไหลของน้ำที่แท้จริงจากสมการ

$$Q_{\text{test section}} = \dot{m}_w C_{pw} \Delta T$$

$$\dot{m}_w = \frac{Q_{\text{Test section}}}{C_{pw} \Delta T}$$

$$= \frac{1160}{4176(30.56 - 25)}$$

$$= 0.0499 \text{ kg/s}$$

$$= 0.050 \text{ kg/s}$$

อัตราการไหลของน้ำที่ถ่ายเทให้กับ Test Section = 0.050 kg/s

หาความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านท่อ Test Section จากสมการ

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w A C}$$

$$= \frac{0.050}{995.700 \times 0.290 \times 10^{-3}}$$

$$= 0.173 \text{ m/s}$$

3.3.4 การคำนวณหาความสูญเสียใน Test Section
เนื่องจากเป็นท่อวงแหวนและมีครีปใช้สมการ

$$P_{total} = P_i + P_L$$

$$P_i = 2500 \left[\frac{N_L}{D_H} \right] \left[\frac{G_w^2}{\rho_w} \right] \left(\frac{f}{(\phi_i)^{0.14}} + 0.001 \left(\frac{D_h}{L} \right) \right)$$

หาเส้นผ่านศูนย์กลางเชิงไฮดรอลิกส์ กรณีการสูญเสียแรงดัน

$$\begin{aligned} D'_h &= \frac{4Ac}{\pi D_2 + P} \\ &= \frac{4 \times 0.29 \times 10^{-3}}{(\pi \times 25.27 \times 10^{-3}) + 66.0 \times 10^{-3}} \\ &= 0.00798 \text{ m} \end{aligned}$$

หาค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์

$$\begin{aligned} R'_e &= \frac{D'_h V_w}{U_w} \\ &= \frac{0.00798 \times 0.173}{0.803 \times 10^{-6}} \\ &= 1719.227 \end{aligned}$$

จากรูปที่ 10, $Re = 1719.227$ ถ้า $f = 0.015$ (ต่อธรรมชาติทั่วไป)

จากตารางที่ 4 ภาคผนวก ก คุณสมบัติของน้ำ

$$\mu \text{ at } 30.56^\circ \text{C} = 0.800 \times 10^{-3} \text{ kg.m/s}$$

$$\mu \text{ at } 30.45^\circ \text{C} = 5.94 \times 10^{-4} \text{ kg.m/s}$$

หาอัตราการไหลเชิงมวลจากสมการ

$$\begin{aligned} G &= \frac{\dot{m}_w}{Ac} \\ &= \frac{0.050}{0.290 \times 10^{-3}} \\ &= 172.413 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_i &= 2500 \left[\frac{1 \times 1}{7.98} \right] \left[\frac{172.413^2}{995.7} \right] \left[\frac{0.015}{\left(\frac{8.00 \times 10^{-4}}{5.94 \times 10^{-4}} \right)} 0.14 + 0.001 \left(\frac{7.98}{1} \right) \right] \\ &= 209.203 \text{ pa} \\ &= 0.209 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ความสูญเสียทางเข้าและทางออก Test Section

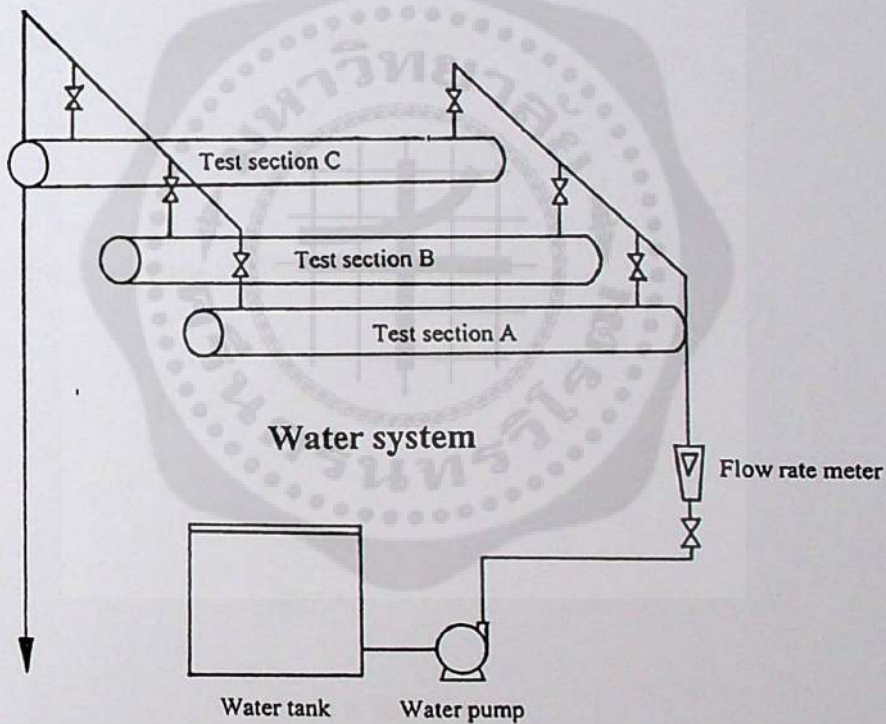
$$\begin{aligned} P_L &= \frac{\rho_w V_w^2}{2} \\ &= \frac{995.7 \times 0.173^2}{2} \\ &= 14.9 \text{ Pa} \\ &= 0.0149 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{ ความสูญเสียทั้งหมด } P_{\text{total}} = 209.203 + 14.9 = 224.103 \text{ Pa}$$

3.4 การหาขนาดของปั๊มน้ำ

กำหนดให้

ท่อแบบ PVC ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน, DI	= 0.01892	m
พื้นที่หน้าตัดทางเข้า, A_i	= 2.811×10^{-4}	m^2
ความยาวของท่อ PVC (ทางตรง) ช่วงการไหล C, L	= 3.630	m
อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนผ่าน Test Section C, $\dot{m}_w$	= 0.050	kg/s
ความสูงของ Test Section กับปั๊มน้ำ, h	= 1.180	m
ความดันสูญเสียในท่อ Test Section C, P_{total}	= 224.103	N/m^2



รูปที่ 3.2 แสดงวงจรการไหลของน้ำในท่อ Test Section C

น้ำระบายความร้อนมีอุณหภูมิทางเข้า $T_w = 25^\circ C$ จากตารางคุณสมบัติของน้ำจากภาคผนวก มีค่าดังนี้

$$\gamma_w = 9.77 \times 10^3 \text{ N/m}^3, \rho_w = 997.10 \text{ kg/m}^3, \mu_w = 8.80 \times 10^{-4} \text{ kg/m}^3$$

แฟกเตอร์ความสูญเสียของอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบจากรูปที่ ภาคผนวก

อุปกรณ์ในระบบ	จำนวน	K	รวม
ข้อต่อ 90	5	2	5
วาล์วควบคุมการไหล (gate valve)	4	0.206	0.824
ข้อต่อสายทาง (ทางตรง)	6	0.05	0.3
การไหลเข้าสู่ระบบ	-	0.05	0.5
การไหลออกสู่ระบบ	-	1	1
			$\Sigma k = 7.624$

การคำนวณกำหนดให้วาล์วควบคุมการไหลเปิด 100%
จากสมการ

$$Q = AV$$

หาอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนเชิงปริมาตรจากสมการ

$$\begin{aligned}
 Q_w &= \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} \\
 &= \frac{0.050}{997.10} \\
 &= 5.014 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

หาความเร็วของน้ำระบายความร้อนจากสมการ

$$V_w = \frac{Q_w}{A_i}$$

$$= \frac{5.014 \times 10^{-5}}{2.811 \times 10^{-4}}$$

$$= 0.1783 \text{ m/s}$$

หาค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์จากสมการ

$$\text{Re} = \frac{V_w D_i \rho_w}{\mu_w}$$

$$= \frac{1.783 \times 0.01892 \times 997.10}{8.8 \times 10^{-4}}$$

$$= 3824.26$$

$$\text{Re} > 2300 \text{ (เป็นการไหลแบบปั่นป่วน)}$$

กำหนดให้ท่อเป็นท่อ PVC (Smooth pipe) ได้ค่า $\epsilon/D = 0.000005$

จากรูป Moody diagram เมื่อ $\text{Re} = 3824.26$ และ $\epsilon/D = 0.000005$ ได้ค่า

แฟกเตอร์ของความเสียดทาน $f = 0.0084$

หาค่าความสูญเสียที่เกิดขึ้นกับระบบ

ค่าความสูญเสียหลักเมื่อท่อมีความยาวทางตรง, $L = 3.630 \text{ m}$ จากสมการ

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

$$= \frac{0.0084 \times 3.630 (0.1783)^2}{0.01892 \times 2 \times 9.81}$$

$$= 0.00261 \text{ m}$$

หาความสูญเสียรองจากอุปกรณ์ของระบบ จากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_m &= \sum K \frac{V^2}{2g} \\
 &= \frac{7.624 \times (0.1783)^3}{2 \times 9.81} \\
 &= 0.01235 \text{ m}
 \end{aligned}$$

หาความสูญเสียรวมทั้งที่เกิดขึ้นกับระบบจากสมการ

$$\begin{aligned}
 h_L &= h_r + h_m \\
 &= 0.0261 + 0.01235 \\
 &= 0.01496 \text{ m}
 \end{aligned}$$

หาความสูงของปั๊มจากสมการ

$$\begin{aligned}
 H_p &= \frac{P_{\text{test section}}}{\gamma_w} + h_L + h_s \\
 &= \frac{224.103}{9.77 \times 10^3} + 0.01496 + 1.18 \\
 &= 1.2178 \text{ m}
 \end{aligned}$$

หาคำลั่งของเครื่องสูบน้ำจากสมการ

$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{746 \times \eta}$$

$$\text{เมื่อ } WHP = \gamma_w \times Q \times H \times s.g$$

$$746 = 1 \text{ แรงม้า} = 746 \text{ walt}$$

$$\eta = \text{ประสิทธิภาพโดยประมาณของเครื่องสูบ (70-80\%)}$$

$$H = H_p + \text{ความดันบรรยากาศ (1 atm } 1.0132 \times 10^5 \text{ N/m}^2)$$

$$s.g = \text{ค่าความถ่วงจำเพาะของน้ำ เท่ากับ 1}$$

$$H = 1.278 + \frac{101300}{9770}$$

$$= 11.585 \text{ m}$$

แทนค่าจากสมการ

$$BHP = \frac{9770 \times 5.014 \times 10^{-5} \times 11.585 \times 1}{746 \times 0.80}$$

$$= 0.029 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

จากชุดทดลองเลือกใช้ flow rate meter ขนาด $D_i = 10.21 \text{ mm}$ มีอัตราการไหลอยู่ 2 แบบ คือ 20 ลิตร/นาที่ และ 11 ลิตร/นาที่ ดังนั้นจึงเลือกใช้ flow meter ขนาด 20 ลิตร/นาที่ มาใช้กับชุดทดลอง

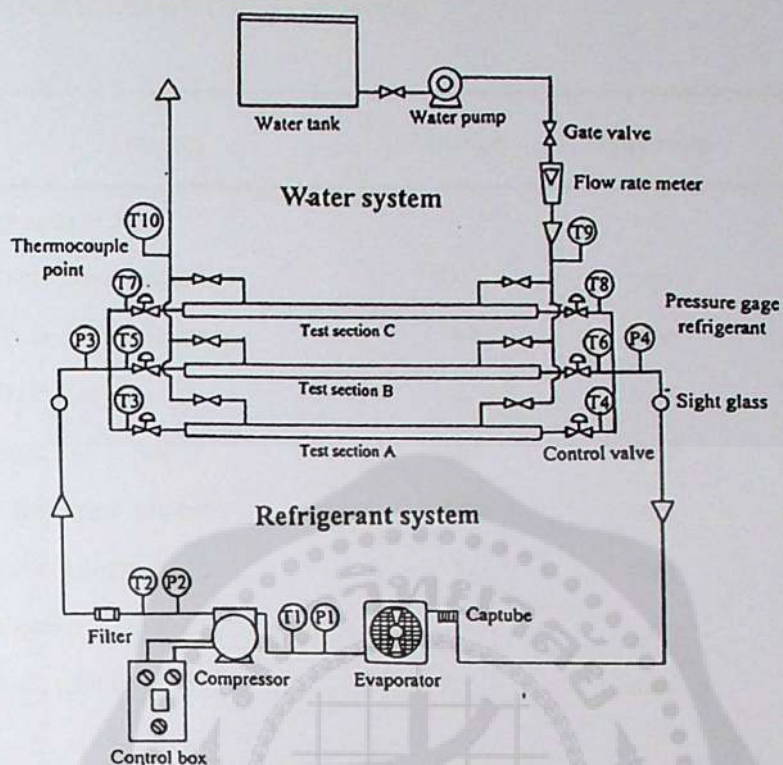
$\therefore$ เลือกใช้ปั้มน้ำมาใช้งานขนาด 0.6 Hp

บทที่ 4

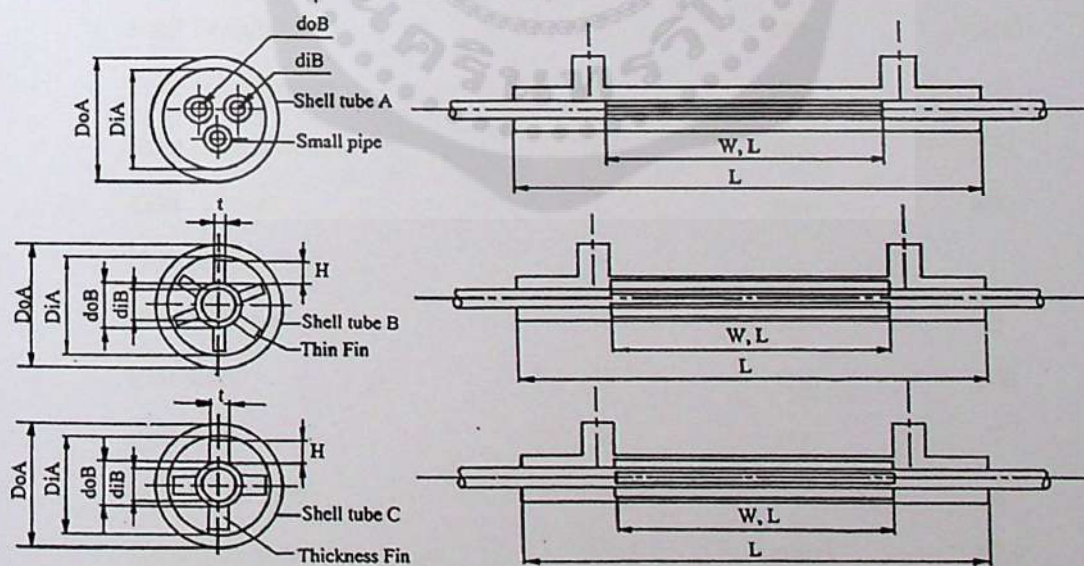
อุปกรณ์ วิธีการทดลอง และผลการทดลอง

ส่วนประกอบของชุดทดลอง

1. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ขนาด 0.5 Hp
2. อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) ขนาด 1000 watt
3. ท่อทดสอบ (test section) A, B, C
4. ตัวกรอง (Fillter)
5. เทอร์โมคัปเปิล (Thermo couple)
6. เกจวัดแรงดันของน้ำยาทำความเย็น R-12, R-22
High pressure = 35 kg/cm²
Low pressure = 17.5 kg/cm²
7. แอมป์มิเตอร์ (Ameter) ขนาด 10 Amp
8. โวลท์มิเตอร์ (Voltmeter) ขนาด 400 Volt
9. ถังใส่น้ำ (Water tank)
10. ปั๊มน้ำ (Water pump) ขนาด 0.6 Hp, Head = 11 m
11. ชุดควบคุมกระแสไฟฟ้า (Dimmer)
12. เกจวัดแรงดันของน้ำ (Water pressure guage) ขนาด 3 kg/cm²
13. มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำ (Flow meter) ขนาด 20 Litre/min
14. ท่อแคปทิวส์ (Captube)
15. Sight glass.



รูปที่ 4.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 4.2 แสดงลักษณะหน้าตัดของท่อทดสอบ A, B และ C

ตารางที่ 4.1 แสดงขนาดของท่อสอบ (Test Section)

No	Quantity	Notation	Dimension	Value
1.	Test section A			
	Shell out diameter	DoA	mm	28.58
	Shell inner diameter	DiA	mm	25.27
	Shell Length	L	mm	1,000
	Tube out diameter	doB	mm	9.53
	Tube inner diameter	diB	mm	7.74
	Tube Length	L	mm	800
	Number of Tube	N	-	3
	Area tube total	A_{total}	mm^2	41.4
	Test section B			
2.	Shell out diameter	DoA	mm	28.58
	Shell inner diameter	DiA	mm	25.27
	Shell Length	L	mm	1,000
	Tube out diameter	doB	mm	9.53
	Tube inner diameter	diB	mm	7.74
	Tube Length	L	mm	800
	Number of tube	N	-	1
	Fins thickness	t	mm	3
	Fins width	W	mm	800
	Fins high	H	mm	7
	Number of fins	N	-	6
	Area tube total	A_{total}	mm^2	87.9

ตารางที่ 4.1 (ต่อ) แสดงขนาดของท่อสอบ (Test Section)

No	Quantity	Notation	Dimension	Value
3.	Test section C			
	Shell out diameter	DoA	mm	28.58
	Shell inner diameter	DiA	mm	25.27
	Shell Length	L	mm	1,000
	Tube out diameter	do _B	mm	9.53
	Tube inner diameter	di _B	mm	7.74
	Tube Length	L	mm	800
	Fins thickness	t	mm	5
	Fins width	W	mm	800
	Fins high	H	mm	7
	Number of fins	N	-	4
	Area tube total	A _{total}	mm ²	68.7

วิธีการทดลอง

ขั้นตอนก่อนการทดลอง

1. ตรวจสอบการเปิด - ปิดวาล์ว ของระบบน้ำระบายความร้อนให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องของท่อที่จะทำการทดลอง
2. ตรวจสอบการเปิด - ปิดวาล์ว ของระบบน้ำทำความเย็นให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องของท่อที่จะทำการทดลอง
3. การทดลองจะต้องทดลองทีละท่อ การเปิด-ปิดวาล์วทำตามข้อ 1,2
4. การเก็บข้อมูลในการทดลองควรให้ระบบทำความเย็นทำงานอยู่สภาวะคงที่ประมาณ 3-5 นาที แล้วทำการบันทึกข้อมูล เรียบลำดับจากท่อ Test Section A, B, C

การทดลองแบ่งออกเป็น 2 เงื่อนไข

การทดลองที่ 1 : การควบคุมอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน วิธีการทดลอง

1. เปิดสวิตช์ของระบบทำความเย็นให้ระบบทำความเย็นทำงานโดยปรับอัตราการไหลของน้ำ $Q = 20$ ลิตร/นาที และขณะนี้ตัวปรับกระแสไฟฟ้า DIMER ไปที่กระแสสูงสุด 2 Amp ปลดปล่อยให้ระบบทำงานประมาณ 3-5 นาที
2. บันทึกข้อมูลอุณหภูมิ - ความดัน ทางเข้า และออกของคอมเพรสเซอร์และอุณหภูมิความดันทางเข้าและออกของท่อทดสอบ (Test section) รวมทั้งอุณหภูมิ - ความดันทางเข้าและออกของน้ำระบายความร้อน พร้อมทั้ง จดแรงดันไฟฟ้า (Volt) และกระแสไฟฟ้า (Amp)
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำเป็น 15, 10 ลิตร/นาที ตามลำดับ โดยระบบการทำงานของเครื่องทำความเย็นคอมเพรสเซอร์จะอยู่ในสภาวะคงที่ ไม่ต้องปรับกระแสไฟฟ้าเข้าปล่อยให้ระบบคงที่ประมาณ 5 นาที - -
4. บันทึกข้อมูลก็ทำการบันทึกตามข้อ 2 ทั้งท่อ Test section A, B, C ตามลำดับ
5. ปรับภาวะของคอมเพรสเซอร์จาก 2 Amp เป็น 1.5, 1 Amp ตามลำดับ ปลดปล่อยให้ระบบทำงานสภาวะคงที่ประมาณ 3-5 นาที จดบันทึกตามข้อ 2.4 ตามลำดับ

การทดลองที่ 2 ควบคุมภาวะการทำงานของคอมเพรสเซอร์

วิธีการทดลอง

1. เปิดสวิตช์ของระบบทำความเย็นให้ระบบทำความเย็นทำงานโดยปรับอัตราการไหลของน้ำ $Q_w = 20$ ลิตร/นาที่ เป็นอัตราการไหลของน้ำสูงสุด และปรับ Dimmer ให้กระแสไฟฟ้า (Amp) อยู่ในตำแหน่งสูงสุด 2-Amp ปลอຍให้ระบบทำงานคงที่ประมาณ 3-5 นาที
2. จดบันทึกข้อมูลอุณหภูมิ - ความดัน ทางเข้าและทางออกคอมเพรสเซอร์ และอุณหภูมิ ความดันของท่อที่ทดสอบ (Test section) รวมทั้งอุณหภูมิทางเข้าทางออกของน้ำระบายความร้อน และกระแสไฟฟ้า (Amp) แรงดันไฟฟ้า (Volt) ที่ชุดควบคุมไฟฟ้า
3. ปรับภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ โดยปรับที่ Dimmer จาก 2 Amp เป็น 1.5, 1 Amp ตามลำดับ โดยทั้งนี้ อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนของท่อทดสอบอยู่ที่ 20 ลิตร/นาที่ คงที่ตลอด ปลอຍให้ระบบปกติ แล้วจดบันทึกข้อมูลตามข้อ 2
4. การบันทึกข้อมูลตามข้อ 2 ทั้งท่อ Test section A, B, C ตามลำดับ
5. ปรับอัตราการไหลของน้ำจาก 20 ลิตร/นาที่ เป็น 15, 10 ลิตร ตามลำดับ ทั้งนี้การทำงานของคอมเพรสเซอร์จะเปลี่ยนไปตามอัตราการไหลแต่ละช่อง คือ 2 Amp, 1.5, 1 ตามลำดับ เมื่อสภาวะการทำงานคงที่ประมาณ 3-5 นาที แล้วจดบันทึกตามข้อ 2, 4 ตามลำดับ

ตัวแปรที่วัดจากอุปกรณ์ทดลอง

คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

- อุณหภูมิทางเข้าและทางออก (T_1, T_2)
- ความดันทางเข้าและทางออก (P_1, P_2)

ท่อทดสอบ (Test section)

- อุณหภูมิทางเข้าและทางออก Test section A (T_3, T_4)
- ความดันทางเข้าและทางออก Test section A (P_3, P_4)
- อุณหภูมิทางเข้าและทางออก Test section B (T_5, T_6)
- ความดันทางเข้าและทางออก Test section B (P_5, P_6)
- อุณหภูมิทางเข้าและทางออก Test section C (T_7, T_8)
- ความดันทางเข้าและทางออก Test section C (P_7, P_8)

น้ำระบายความร้อนท่อทดสอบ (Test section A, B, C)

- อุณหภูมิทางเข้าและทางออก Test section A, B, C (T_9, T_{10})

เงื่อนไขในการทดลอง

ตารางที่ 4.2 แสดงเงื่อนไขในการทดลอง

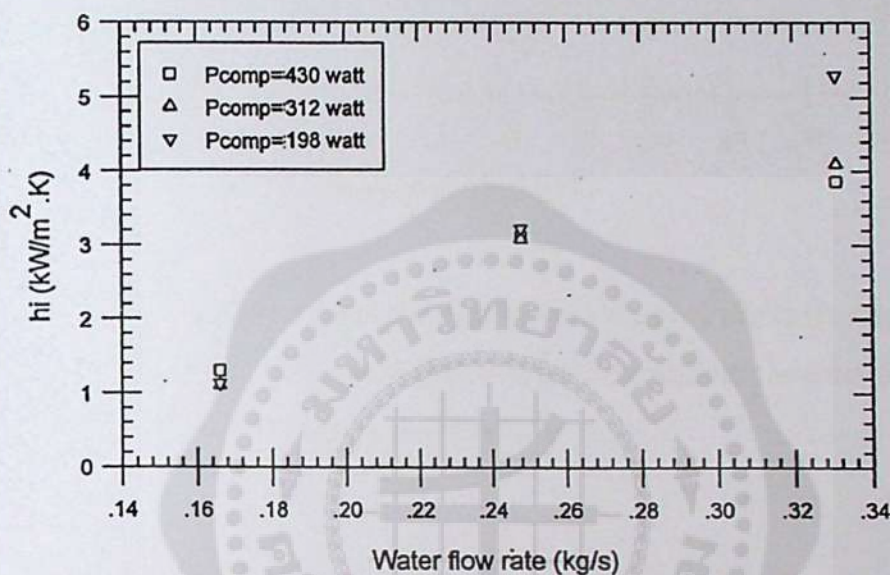
ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant)	กระแสคอมเพรสเซอร์ (Amp)	อัตราการไหลของน้ำ (m ³ /s)	อัตราการไหลของน้ำ (m ³ /s)	กระแสคอมเพรสเซอร์ (Amp)
R - 12, R - 22	2	0.000333		2
		0.000250	0.000333	1.5
		0.000166		1
R - 12, R - 22	1.5	0.000333		2
		0.000250	0.000250	1.5
		0.000166		1
R - 12, R - 22	1	0.000333		2
		0.000250	0.000166	1.5
		0.000166		1

ข้อสังเกตและข้อควรระวังในการทดลอง

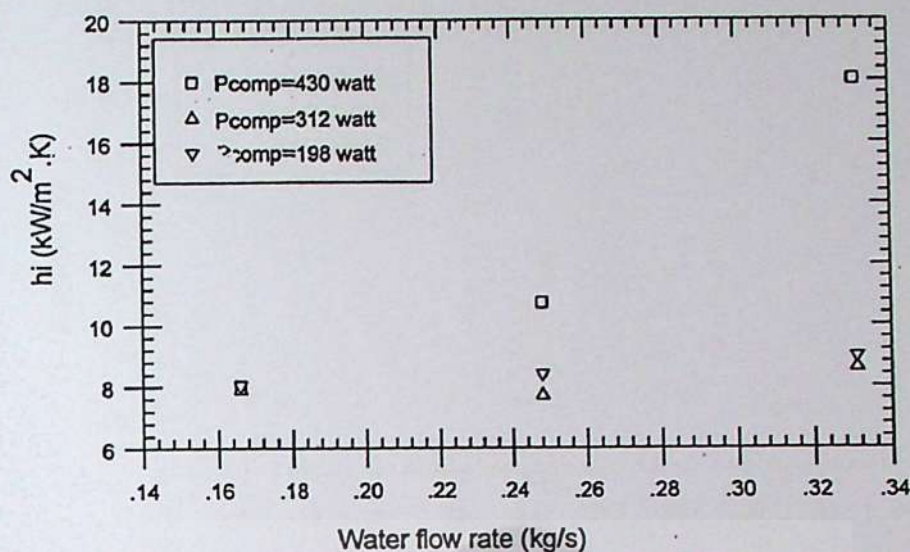
1. ก่อนเปิดสวิตช์ของระบบทำความเย็น ควรตรวจสอบเช็คความรั่วไหลของน้ำยาทำความเย็น ว่ามีรอยรั่วหรือเปล่า มิฉะนั้นจะทำให้การทดลองได้ค่าไม่แน่นอน
2. แรงดันไฟฟ้าและกระแสที่คอมเพรสเซอร์ การปรับลดกระแสในการทดลองที่ Dimmer ควรระมัดระวังเป็นพิเศษเพราะจะทำให้คอมเพรสเซอร์เสียหาย
3. การทดลองใช้น้ำยา R-22 ควรระมัดระวังเป็นพิเศษ เนื่องจากความดันสูง กว่าน้ำยา R-12 การปรับลดหรือปรับกระแสไฟฟ้าตามภาวะต่าง ๆ อาจทำให้คอมเสียหายได้

ผลการวิเคราะห์ผลการทดลอง

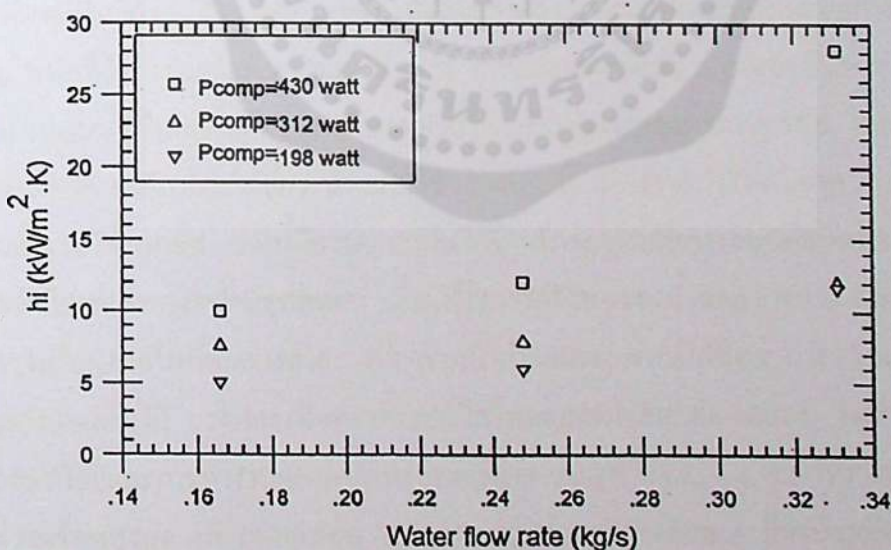
จากการทดลองตามเงื่อนไขดังกล่าวได้นำข้อมูลจากการทดลองมาคำนวณ และนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกันจะได้กราฟลักษณะต่าง ๆ ดังนี้



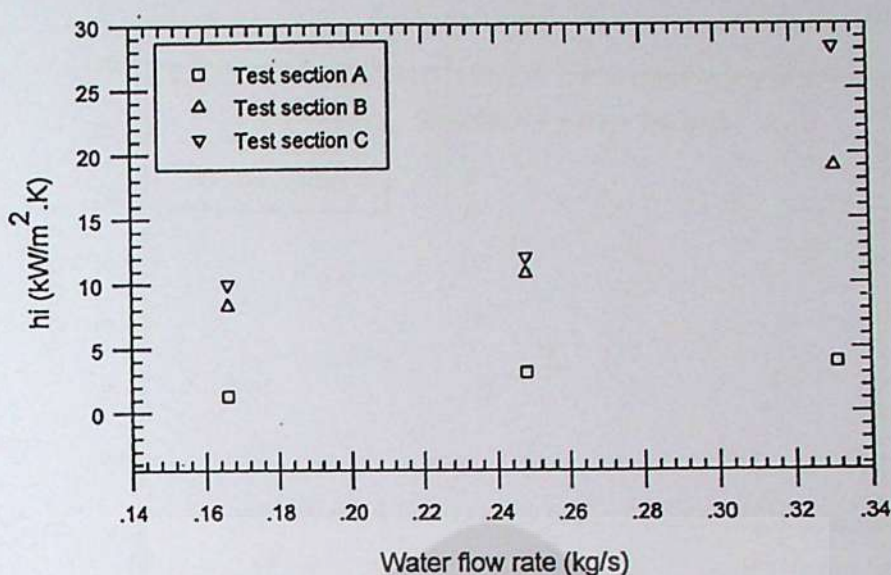
รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่กำล้งของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ ของท่อทดสอบ Test section A น้ำยาทำความเย็น R-12



รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้พลังงานของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงของท่อทดสอบ
Test Section B น้ำยาทำความเย็น R-12

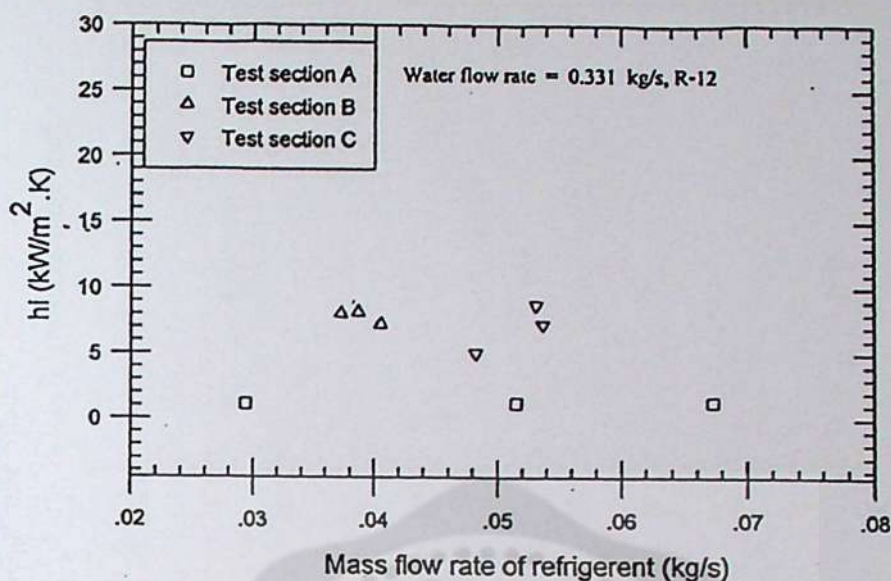


รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้พลังงานของน้ำกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนไปของท่อทดสอบ
Test Section C น้ำยาทำความเย็น R-12



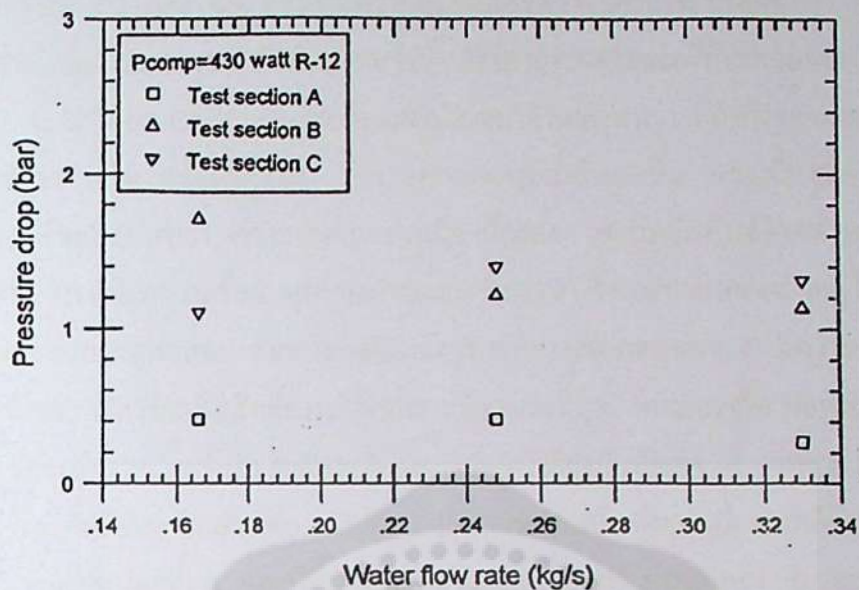
รูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่กำลังของคอมเพรสเซอร์ของท่อทดสอบ A, B และ C น้ำยา R-12

จากรูปกราฟที่ 4.3, 4.4, 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่อัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-12 จากการทดลองและนำผลมาคำนวณจะเห็นว่า อัตราการไหลของน้ำมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่กำลังของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ ลักษณะการเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำกับกำลังของคอมเพรสเซอร์คือ เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำมาก ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนในท่อมัก เนื่องจากน้ำได้หาเอาความร้อนจากสารทำความเย็นไปได้มากขึ้น ช่วงนี้มีการควบแน่นได้ดี สังเกตจากท่อทางออกท่อทดสอบจะเป็นของเหลวอิมิดวไลของทางออกท่อทดสอบ เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำลดลง พบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อลดลงด้วย เนื่องจากน้ำถ่ายเทความร้อนได้น้อย การควบแน่นก็น้อยลงด้วย จะสังเกตเห็นได้ บางท่อจะมีของเหลวปนไอลิ์ออกทางออกท่อทดสอบ ในช่วงที่อัตราการไหลของน้ำน้อยและการทำงานของคอมเพรสเซอร์มาก จากรูปที่ 4.3, 4.4, 4.5 พบว่าท่อทดสอบ C ถ่ายเทความร้อนสูงสุด และท่อทดสอบ B รองลงมา ส่วนท่อทดสอบ A มีค่าน้อยที่สุด ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าวจะเกี่ยวข้องกับพื้นที่ในท่อทดสอบด้วย ซึ่งพื้นที่ทดสอบ C และ B มีค่าใกล้เคียง ส่วนท่อ A มีพื้นที่น้อยที่สุด เป็นไปตามสมการ $Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วย โดยเป็นไปตามสมการ $Q = UA \Delta T_{LMTD}$ ซึ่งความแตกต่างดังกล่าวดูความแตกต่างได้จากรูปที่ 4.6

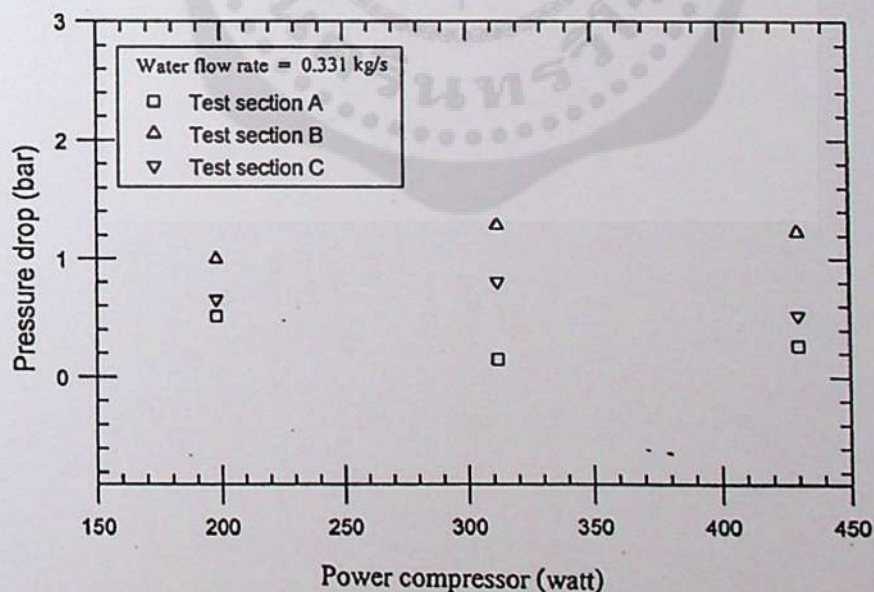


รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-12 กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ A, B และ C

จากรูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็นกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของท่อทดสอบ A, B และ C จากการทดลอง และนำผลมาคำนวณพบว่า ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ให้อัตราการไหลของน้ำสูงสุดคงที่ พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อจะมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นลดลง พบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อลดลง

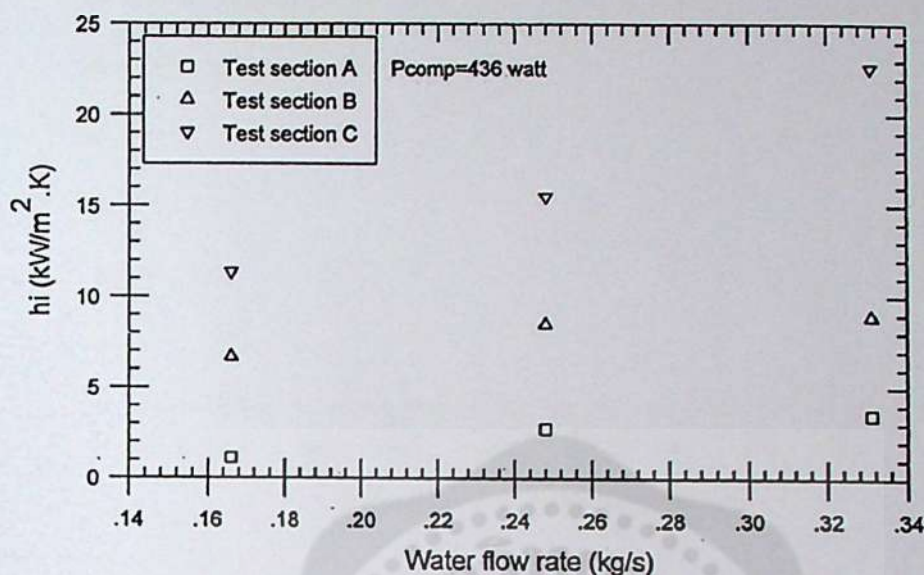


รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อม (Pressure drop) กับอัตราการไหลของน้ำที่คอมเพรสเซอร์คงที่ของท่อทดสอบ A, B และ C น้ำยา R-12 เมื่อกำลังงานของคอมเพรสเซอร์คงที่



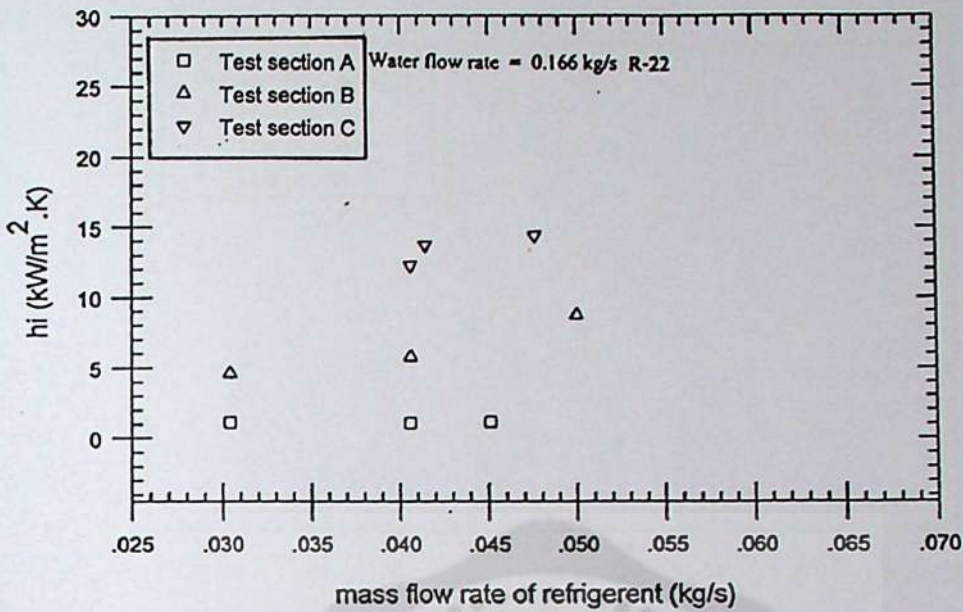
รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ กับความดันตกคร่อมของสารทำความเย็น ในท่อทดสอบ A B และ C เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่

จากรูปที่ 4.8 และ 4.9 แสดงค่าความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ กับความดันตกคร่อม (Pressure drop) ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของคอมเพรสเซอร์กับความดันตกคร่อมของท่อทดสอบ A, B และ C จากการทดลองและนำผลมาคำนวณพบว่า ที่กำลังของคอมเพรสเซอร์สูงสุดและอัตราการไหลของน้ำสูงสุด ความดันตกคร่อมมีค่ามากขึ้น และเมื่อให้กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ลดลง พบว่า ความดันตกคร่อมมีค่าน้อยลง ความสัมพันธ์ดังกล่าวผลมาจากค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อน และการควบแน่น มีค่ามาก ซึ่งการควบแน่นสังเกตได้จาก Sight glass ที่ทางออกของท่อทดสอบ จากการทดลองและการคำนวณท่อทดสอบ C มีความดันตกคร่อมมากที่สุด เนื่องจากมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุด รองลงมาคือ ท่อทดสอบ B มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมใกล้เคียงกันกับท่อ C เพราะว่ามีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน ส่วนท่อ A มีค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด เนื่องจากมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าท่อทดสอบ B และ C ทำให้อัตราการไหลและความเร็วของสารทำความเย็นน้อยลง จึงเป็นผลทำให้ค่าอื่น ๆ ต่ำกว่าท่อทดสอบ B และ C แต่จะควบแน่นได้ดีกว่าท่อทดสอบ B และ C ซึ่งสังเกตได้จาก Sight glass ของท่อทดสอบ และผลการคำนวณในตารางและรูปที่ 4.9

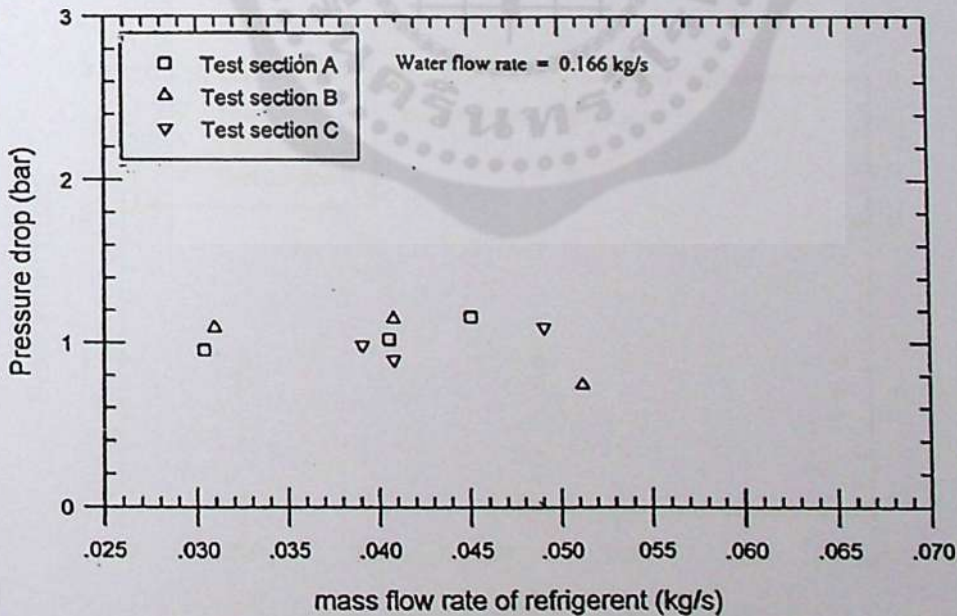


รูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของท่อทดสอบ A, B และ C ของน้ำยา R-22 ที่คอมเพรสเซอร์คงที่

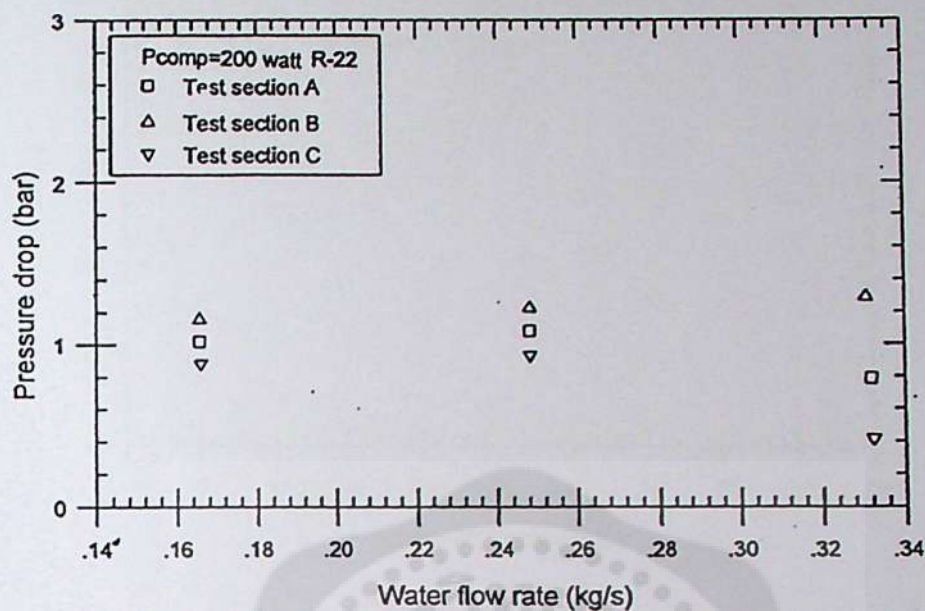
จากรูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ การสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ A, B และ C ที่กำลังของคอมเพรสเซอร์สูงสุด จากการเปรียบเทียบจากผลการคำนวณและนำมาเปรียบเทียบเป็นรูปกราฟ จะเห็นว่าท่อทดสอบ C มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุด รองลงมาคือ ท่อทดสอบ B และ A โดยพื้นที่ของท่อทดสอบ A น้อยที่สุด จากรูปพบว่า ที่กำลังของคอมเพรสเซอร์คงที่การไหลของน้ำลดลง พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง รวมถึงความดันตกคร่อมต่ำลงด้วย



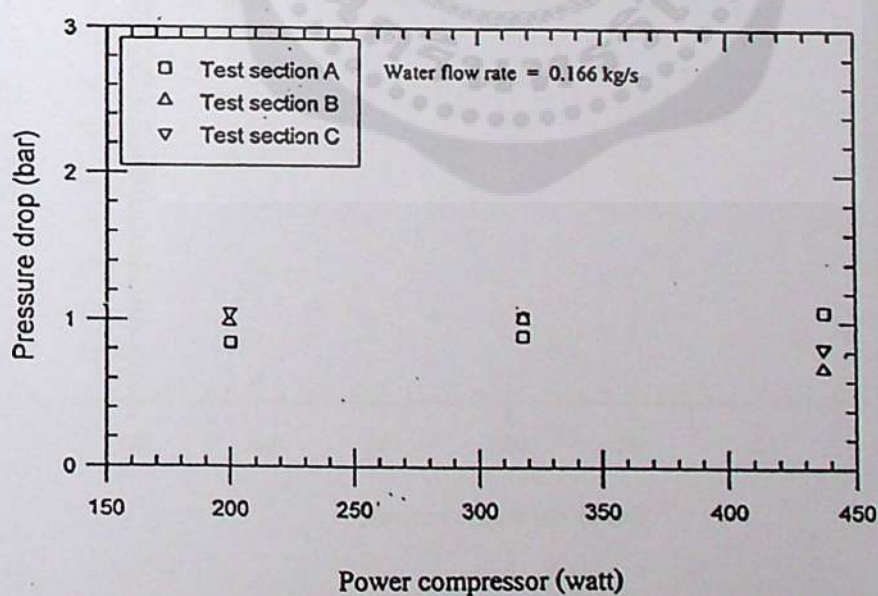
รูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของท่อทดสอบ A, B และ C ที่อัตราการไหลของน้ำคงที่



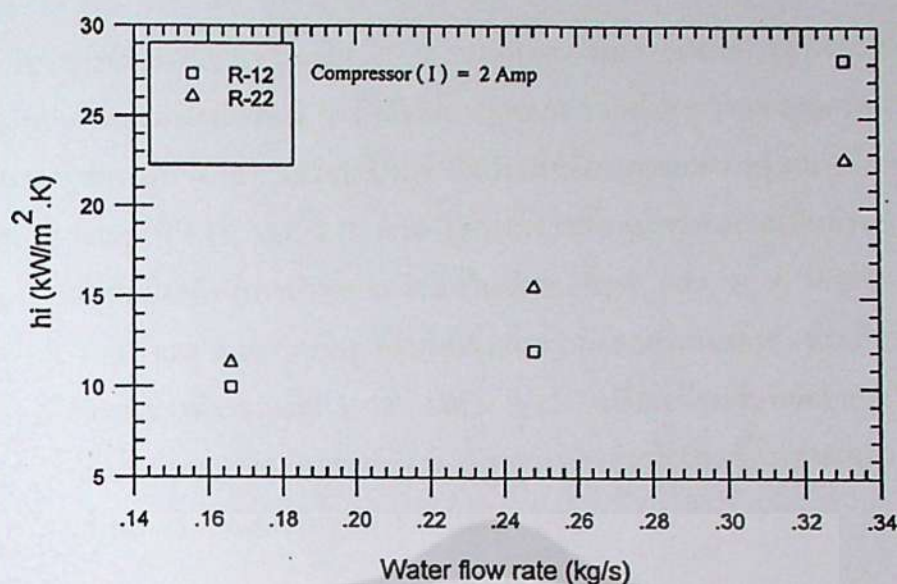
รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 กับความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นในท่อทดสอบ A, B, C เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่



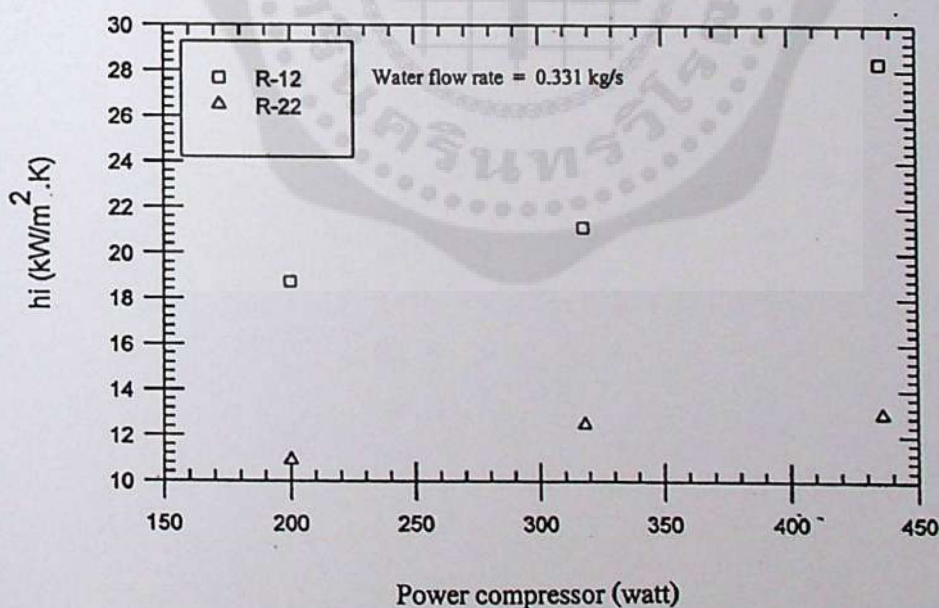
รูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ กับความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นในท่อทดสอบ A, B และ C ที่กำลังงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ของน้ำยาทำความเย็น R-22



รูปที่ 4.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ กับความดันตกคร่อมในท่อทดสอบ A, B และ C เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ น้ำยาทำความเย็น R-22

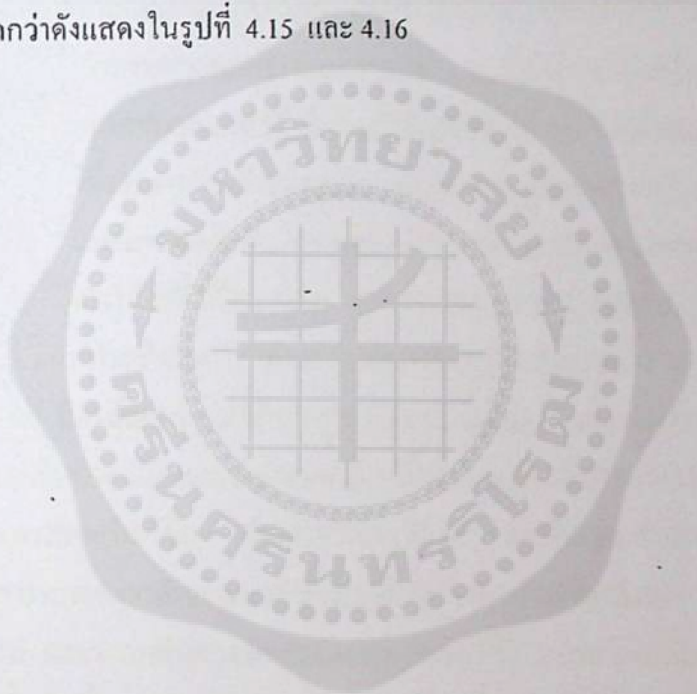


รูปที่ 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อทดสอบ C ของน้ำยา R-12 และ R-22 ที่กระแสไฟฟ้า (I) คงที่



รูปที่ 4.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของสารทำความเย็น R-12 และ R-22 ที่อัตราการไหลของน้ำคงที่ของท่อทดสอบ C

จากการทดลองใช้สารความเย็น R-22 มาทดสอบ พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ และค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่ได้จากการทดลอง รวมทั้งค่าความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นจากกราฟที่ 4.10 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อทดสอบ A, B และ C และรูปที่ 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 อัตราการไหลของสารทำความเย็นต่าง ๆ พบว่า ท่อทดสอบ C มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อมากที่สุด และ B, A รองลงมาตามลำดับ และจากรูปที่ 4.15 และ 4.16 เปรียบเทียบให้เห็นถึงความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อของสารทำความเย็น R-12 และ R-22 เปรียบเทียบกันที่อัตราการไหลของน้ำต่าง ๆ และให้กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำยา R-12 มีค่ามากกว่าดังแสดงในรูปที่ 4.15 และ 4.16



บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

ในการทดลองครั้งนี้จะเห็นได้ว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม สัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ ค่าความดันตกคร่อม (Pressure drop) เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับความสัมพันธ์กับอัตราการไหลของน้ำและกำลังของคอมเพรสเซอร์ต่าง ๆ จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำ และกำลังของคอมเพรสเซอร์ มีส่วนสำคัญอย่างยิ่งที่จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ และค่าความดันตกคร่อมในท่อมียค่าเปลี่ยนไปจากที่กล่าวข้างต้น เป็นผลมาจากการถ่ายเทความร้อน และการควบแน่นของสารทำความเย็นในสถานะที่แตกต่างกัน จึงทำให้ค่าที่ได้ไม่เท่ากัน จากการทดสอบหาค่าดังกล่าวในท่อทดสอบแบบท่อขนาดเล็กพบว่า มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อและความดันตกคร่อม มีค่าน้อยกว่าท่อที่มีครีบนานาและท่อครีบบาง แต่จะมีการควบแน่นมากกว่าท่อที่มีครีบนานาและครีบบาง เนื่องจากท่อมีขนาดเล็ก พื้นที่น้อยกว่าเมื่ออัตราการไหลของน้ำเท่ากัน และกำลังของคอมเพรสเซอร์เท่ากัน ดังแสดงให้เห็นดังรูป กราฟความสัมพันธ์ข้างต้นจากการทดลองและนำผลการทดลองมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และความดันตกคร่อมจะมีความสัมพันธ์กัน และค่าเหล่านี้จะเพิ่มขึ้นก็ต่อเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น และภาระคอมเพรสเซอร์มากขึ้น และค่าจะลดลงก็ต่อเมื่อภาระของคอมเพรสเซอร์น้อย อัตราการไหลน้ำน้อยลง ซึ่งค่าเหล่านี้มีผลมาจากตัวแปรต่าง ๆ คือ อุณหภูมิและความดันที่จุดต่าง ๆ ที่กล่าวมาแล้วทั้งสิ้น

ผลกระทบและข้อแตกต่างจากการทดลองค่าตัวแปรต่าง ๆ และค่าที่ได้จากการคำนวณของน้ำยาทำความเย็น R-12 และ R-22 มีความแตกต่างกันพอสมควร อันเนื่องจากคุณสมบัติจำเพาะของสารทำความเย็นไม่เท่ากันและความดันที่แตกต่างกัน ถึงแม้ว่าปฏิกิริยาจากสารพหุอะตอมคาร์บอนที่มีก๊าซมีเทน (CH_4) และแก๊สอีเทน (C_2H_6) เหมือนกันก็ตาม แต่สูตรเคมีไม่เหมือนกัน คือ R-12 (CCl_2F_2) และ R-22 (CHClF_2) โดย R-12 จะใช้กับคอมเพรสเซอร์ขนาดเล็ก ส่วน R-22 ใช้กับคอมเพรสเซอร์ขนาดใหญ่กว่า จึงทำให้เห็นความแตกต่างดังแสดงในรูปกราฟ, ผลการทดลองและการคำนวณข้างต้น

ข้อเสนอแนะสำหรับงานในอนาคต

1. เนื่องจากอัตราการไหลของน้ำยาทำความเย็น R12 และ R22 ในการทดลองได้มาจากการคำนวณไม่ได้จากเครื่องมือวัด จึงทำให้ค่าไม่แน่นอน ดังนั้นควรติดตั้งเครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำยาทำความเย็นที่บริเวณทางออกคอมเพรสเซอร์ หรือทางเข้าคอมเพรสเซอร์ก็ได้ ซึ่งจะสามารถวัดได้ทั้งสถานะที่เป็นแก๊สและของเหลวตามความเหมาะสม
2. การออกแบบท่อ Test section ควรให้มีขนาดใหญ่กว่านี้และมีความยาวมากกว่านี้ เพื่อที่จะได้เห็นความแตกต่างของตัวแปรต่าง ๆ ได้ชัดเจน และผลการคำนวณและการทดลองจะแม่นยำขึ้น
3. ควรติดตั้งอีวาपोเรเตอร์ให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องเพื่อที่จะระบายความร้อนให้กับคอมเพรสเซอร์ เพื่อป้องกันปัญหาคอมเพรสเซอร์ร้อนจัดและตัด over load ไป จะได้ทำการทดลองอย่างต่อเนื่องและได้ค่าที่แน่นอน
4. ควรติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ให้ครบทุกจุด (ฝั่งในท่อ) บริเวณก่อนเข้าและออกของอุปกรณ์ เพื่อจะได้ตัวแปรมากขึ้น และเมื่อนำมาคำนวณจะได้ค่าที่แน่นอนด้วย
5. ควรออกแบบระบบน้ำระบายความร้อน Cooling Coil ในถังน้ำระบายความร้อน เพื่อนำน้ำมาไหลเวียนในระบบจะทำให้อุณหภูมิคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงจะทำให้ค่าผลการทดลองผิดพลาดน้อยที่สุด

บรรณานุกรม

1. อัครเดช สีนุรักษ์, การทำความเย็น กรุงเทพมหานคร : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2539.
2. พิชิต ฤกษนันท์, คร. และ สะพรั่ง สุวภิรมย์โชติ, การทำความเย็น กรุงเทพมหานคร : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
3. นักสิทธิ์ ภูวดินาชัย, คร. การถ่ายเทความร้อน : กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์ฟิสิกส์เซ็นเตอร์, 2533.
4. Ozisik M.N. Basic heat transfer, McGraw-Hill, New York, 1977
5. Stoecker. W.F, Refrigeration and air conditioning, McGraw-Hill, New York, 1958
6. Incropera. J.R., and Dewitt, D.P, Introduction to heat transfer, John Wiley & sons, New York, 1985.
7. Anthony. F.M, Heat and mass transfers University of California at Los Angeles, 1995.





ตารางภาคผนวกที่ 1.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R12 ที่สภาวะของเหลวอิ่มตัว และไออิ่มตัว

Temp. C T	Press. kPa P	Enthalpy, kJ/Kg			Entropy, kJ/kg K		
		Sat. Liquid H_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid S_f	Evap. S_{fg}	Sat. Vapor S_g
-90	2.8	-43.28	189.75	146.46	-0.2086	1.0359	0.8273
-80	6.2	-34.72	185.74	151.02	-0.1631	0.9616	0.7984
-70	12.3	-26.13	181.76	155.64	-0.1198	0.8947	0.7749
-60	22.6	-17.49	177.77	160.29	-0.0783	0.8340	0.7557
-50	39.1	-8.78	173.73	164.95	-0.0384	0.7785	0.7401
-45	50.4	-4.40	171.68	167.28	-0.0190	0.7524	0.7334
-40	64.2	0	169.59	169.59	0	0.7274	0.7274
-35	80.7	4.42	167.48	171.90	0.0187	0.7032	0.7219
-30	100.4	8.86	165.34	174.20	0.0371	0.6799	0.7170
-29.8	101.3	9.05	165.24	174.29	0.0379	0.6790	0.7168
-25	123.7	13.33	163.15	176.48	0.0552	0.6574	0.7126
-20	150.9	17.82	160.92	178.74	0.0731	0.6356	0.7087
-15	182.6	22.33	158.64	180.97	0.0906	0.6145	0.7051
-10	219.1	26.87	156.31	183.19	0.1080	0.5940	0.7019
-5	261.0	31.45	153.93	185.37	0.1251	0.5740	0.6991
0	308.6	36.05	151.48	187.53	0.1420	0.5545	0.6965
5	362.6	40.69	148.96	189.65	0.1587	0.5355	0.6942
10	423.3	45.37	146.37	191.74	0.1752	0.5169	0.6921
15	491.4	50.10	143.68	193.78	0.1915	0.4986	0.6902
20	657.3	54.87	140.91	195.78	0.2078	0.4806	0.6884
25	651.6	59.70	138.03	197.73	0.2239	0.4629	0.6868
30	744.9	64.59	135.03	199.62	0.2399	0.4454	0.6853
35	847.7	69.55	131.90	201.45	0.2559	0.4280	0.6839
40	960.7	74.59	128.61	203.20	0.2718	0.4107	0.6825
45	1084.3	79.71	125.16	204.87	0.2877	0.3934	0.6811
50	1219.3	84.94	121.51	206.45	0.3037	0.3760	0.6797
55	1366.3	90.27	117.65	207.92	0.3197	0.3585	0.6782
60	1525.9	95.74	113.52	209.26	0.3358	0.3407	0.6765
65	1698.8	101.36	109.10	210.46	0.3521	0.3226	0.6747
70	1885.8	107.15	104.33	211.48	0.3686	0.3040	0.6726
75	2087.5	113.15	99.14	212.29	0.3854	0.2847	0.6702
80	2304.6	119.39	93.44	212.83	0.4027	0.2646	0.6672
85	2538.0	125.93	87.11	213.04	0.4204	0.2432	0.6636
90	2788.5	132.84	79.96	212.80	0.4389	0.2202	0.6590
95	3056.9	140.23	71.71	211.94	0.4583	0.1948	0.6531
100	3344.1	148.31	61.81	210.12	0.4793	0.1656	0.6449
105	3650.9	157.52	49.05	206.57	0.5028	0.1297	0.6325
110	3978.5	169.55	28.44	197.99	0.5333	0.0742	0.6076
112.0	4116.8	183.43	0	183.43	0.5689	0	0.5689

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่สภาวะไอร้อนยวดยิ่ง

Temp.	v	h	s	v	h	s	v	h	s
C	M ³ /kg	KJ/kg	KJ/kg K	M ³ /kg	KJ/kg	KJ/kg K	M ³ /kg	KJ/kg	KJ/kg K
	25 kPa (-58.26)			50 kPa (-45.18)			100 kPa (-30.10)		
Sat.	0.58130	161.10	0.7527	0.30515	167.19	0.7336	0.15999	174.15	0.7171
-30	0.66179	176.19	0.8187	0.32738	175.55	0.7691	0.16006	174.21	0.7171
-20	0.69001	181.74	0.8410	0.34186	181.17	0.7917	0.16770	179.99	0.7174
-10	0.71811	187.40	0.8630	0.35623	186.89	0.8139	0.17522	185.84	0.7406
0	0.74613	193.17	0.8844	0.37051	192.70	0.8356	0.18265	191.77	0.7854
10	0.77409	199.03	0.9055	0.38472	198.61	0.8568	0.18999	197.77	0.8070
20	0.80198	204.93	0.9262	0.39886	204.62	0.8776	0.19728	203.85	0.8281
30	0.82982	211.05	0.9465	0.41296	210.71	0.8981	0.20451	210.02	0.848
40	0.85762	217.20	0.9665	0.42701	216.89	0.9181	0.21169	216.26	0.8691
50	0.88538	223.45	0.9861	0.44103	223.16	0.9378	0.21884	222.58	0.8889
60	0.91312	229.77	1.0054	0.45502	229.51	0.9572	0.22596	228.98	0.9084
70	0.94083	236.19	1.0244	0.46898	235.95	0.9762	0.23305	235.46	0.9276
80	0.96852	242.68	1.0430	0.48292	242.46	0.9949	0.24011	242.01	0.9464
90	0.99618	249.26	1.0614	0.49684	249.05	1.0133	0.24716	248.63	0.9649
100	1.02384	255.91	1.0795	0.51074	255.71	1.0314	0.25419	255.32	0.9831
110	1.05148	262.63	1.0972	0.52463	262.45	1.0493	0.26121	262.08	1.0009
120	1.07910	269.43	1.1148	0.53851	269.26	1.0668	0.26821	268.91	1.0185
	200 kPa (-12.53)			300 kPa (-0.86)			400 kPa (8.15)		
Sat.	0.8354	182.07	0.7035	0.05690	187.16	0.6969	0.04321	190.97	0.6928
0	0.08861	189.80	0.7325	0.05715	187.72	0.6989			
10	0.09255	196.02	0.7548	0.05998	194.17	0.7222	0.04363	192.21	0.6972
20	0.09642	202.28	0.7766	0.06273	200.64	0.7446	0.04584	198.91	0.7204
30	0.10023	208.60	0.7978	0.06542	207.12	0.7663	0.04797	205.58	0.7428
40	0.10399	214.97	0.8184	0.06805	213.64	0.7875	0.05005	212.25	0.7645
50	0.10771	221.41	0.8387	0.07064	220.19	0.8081	0.05207	218.94	0.7855
60	0.11140	227.90	0.8585	0.07319	226.79	0.8282	0.05406	225.65	0.8060
70	0.11506	234.46	0.8779	0.07571	233.44	0.8479	0.05601	232.40	0.8259
80	0.11869	241.09	0.8969	0.07820	240.15	0.8671	0.05794	239.19	0.8454
90	0.12230	247.77	0.9156	0.08067	246.90	0.8860	0.05985	246.02	0.8645
100	0.12590	254.53	0.9339	0.08313	253.72	0.9045	0.06173	252.89	0.8831
110	0.12948	261.34	0.9519	0.08557	260.58	0.9226	0.06360	259.81	0.9015
120	0.13305	268.21	0.9696	0.08799	267.50	0.9405	0.06546	266.79	0.9194
130	0.13661	275.15	0.9870	0.09041	274.48	0.9580	0.06730	273.81	0.9370
140	0.14016	282.14	1.0042	0.09281	281.51	0.9752	0.06913	280.88	0.9544
150	0.14370	289.19	1.0210	0.09520	288.59	0.9922	0.07095	287.99	0.9714

ตารางภาคผนวกที่ 1.3 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่สภาวะไอระเหยอิ่มตัว

Temp.	v	h	s	v	h	s	v	h	s
C	M ³ /kg	KJ/kg	KJ/kg K	M ³ /kg	KJ/kg	KJ/kg K	M ³ /kg	KJ/kg	KJ/kg K
	500 kPa (15.60)			750 kPa (30.26)			1000 kPa (41.64)		
Sat.	0.03482	194.03	0.6899	0.02335	199.72	0.6852	0.01744	203.76	0.6820
30	0.03746	203.96	0.7235	-	-	-	-	-	-
40	0.03921	210.81	0.7457	0.02467	206.91	0.7086	-	-	-
50	0.04091	217.64	0.7672	0.02595	214.18	0.7314	0.01837	210.32	0.7026
60	0.04257	224.48	0.7881	0.02718	221.37	0.7533	0.01941	217.97	0.7259
70	0.04418	231.33	0.8083	0.02837	228.52	0.7745	0.02040	225.49	0.7481
80	0.04577	238.21	0.8281	0.02952	235.65	0.7949	0.02134	232.91	0.7695
90	0.04734	245.11	0.8473	0.03064	242.76	0.8148	0.02225	240.28	0.7900
100	0.04889	252.05	0.8662	0.03174	249.89	0.8342	0.02313	247.61	0.8100
110	0.05041	259.03	0.8847	0.03282	257.03	0.8530	0.02399	254.93	0.8293
120	0.05193	266.06	0.9028	0.03388	264.19	0.8715	0.02483	262.25	0.8482
130	0.05343	273.12	0.9205	0.03493	271.38	0.8895	0.02566	269.57	0.8665
140	0.05492	280.23	0.9379	0.03596	278.59	0.9072	0.02647	276.90	0.8845
150	0.05640	287.39	0.9550	0.03699	285.84	0.9246	0.02728	284.26	0.9021
160	0.05788	294.59	0.9718	0.03801	293.13	0.9416	0.02807	291.63	0.9193
170	0.05934	301.83	0.9884	0.03902	300.45	0.9583	0.02885	299.04	0.9362
180	0.06080	309.12	1.0046	0.04002	307.81	0.9747	0.02963	306.47	0.9528
	1500 kPa (59.22)			2000 kPa (72.88)			4000 kPa (110.32)		
Sat.	0.01132	209.06	0.6768	0.00813	211.97	0.6713	0.00239	196.90	0.6046
80	0.01305	226.73	0.7284	0.00870	219.02	0.6914	-	-	-
90	0.01377	234.77	0.7508	0.00941	228.23	0.7171	-	-	-
100	0.01446	242.65	0.7722	0.01003	236.94	0.7408	-	-	-
110	0.01512	250.41	0.7928	0.01061	245.34	0.7630	-	-	-
120	0.01575	258.10	0.8126	0.01116	253.53	0.7841	0.00374	225.18	0.6777
130	0.01636	265.74	0.8318	0.01168	261.58	0.8043	0.00433	238.69	0.7116
140	0.01696	273.35	0.8504	0.01217	269.53	0.8238	0.00478	249.93	0.7392
150	0.01754	280.94	0.8686	0.01265	277.41	0.8426	0.00517	260.12	0.7636
160	0.01811	288.52	0.8863	0.01312	285.21	0.8609	0.00552	269.71	0.7860
170	0.01867	296.11	0.9036	0.01357	293.04	0.8787	0.00585	278.90	0.8069
180	0.01922	303.70	0.9205	0.01401	300.82	0.8961	0.00615	287.82	0.8269
190	0.01977	311.31	0.9371	0.01445	308.59	0.9131	0.00643	296.55	0.8459
200	0.02031	318.93	0.9534	0.01488	316.36	0.9297	0.00671	305.14	0.8642
210	0.02084	326.58	0.9694	0.01530	324.14	0.9459	0.00697	313.61	0.8820
220	0.02137	334.24	0.9851	0.01572	331.92	0.9619	0.00723	322.01	0.8992

ตารางภาคผนวกที่ 1.4

คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่อุณหภูมิต่าง ๆ (ที่สภาวะ
แก๊สและของเหลว)

	T K	k W/m.K	ρ kg/m ³	C_p J/kg.K	$\mu \cdot 10^{-6}$ kg/m s	$\nu \cdot 10^{-6}$ m ² /s	Pr
Refrigeration-12	260	0.00769	5.668	560	10.98	1.938	0.80
234 K BP	280	0.00868	5.263	582	11.80	2.242	0.79
(Gas)	300	0.00970	4.912	602	12.60	2.566	0.78
	320	0.0107	4.605	621	13.39	2.908	0.77
	340	0.0118	4.334	639	14.16	3.268	0.77
	360	0.0129	4.093	655	14.92	3.644	0.76
	380	0.0140	3.878	671	15.66	4.038	0.75
	400	0.0151	3.684	685	16.39	4.449	0.74
	420	0.0162	3.509	698	17.10	4.875	0.74
	440	0.0173	3.349	710	17.80	5.314	0.73
	460	0.0184	3.203	721	18.84	5.770	0.72
Trgtohrtyopm-12 (C)	220	0.0675	1552	880	4.94	0.318	6.4
(115 K MP)	230	0.0680	1528	885	4.39	0.287	5.7
(243 K BP)	240	0.0695	1502	890	3.94	0.262	5.0
(0.165*10 ⁶ J/kg)	250	0.0705	1473	905	3.55	0.241	4.6
(Liquid)	260	0.0715	1442	915	2.32	0.224	4.1
	270	0.0725	1407	930	3.04	0.216	3.9
	280	0.0730	1370	945	2.85	0.208	3.7
	290	0.0725	1332	960	2.68	0.201	3.6
	300	0.0710	1298	980	2.54	0.196	3.5
	310	0.0695	1263	995	2.44	0.193	3.5
	320	0.0675	1222	1015	2.32	0.190	3.5

ตารางภาคผนวกที่ 1.5 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สถานะของเหลวอิ่มตัว
และไออิ่มตัว

Temp. C T	Press. kPa P	Enthalpy, kJ/Kg			Entropy, kJ/kg K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
-70	20.5	-30.61	249.43	218.82	-0.1401	1.2277	1.0876
-65	28.0	-25.66	246.93	221.27	-0.1161	1.1862	1.0701
-60	37.5	-20.65	244.35	223.70	-0.0924	1.1463	1.0540
-55	49.5	-15.59	241.70	226.12	-0.0689	1.1079	1.0390
-50	64.4	-10.46	238.96	228.51	-0.0457	1.0708	1.0251
-45	82.7	-5.26	236.13	230.87	-0.0227	1.0349	1.0122
-40.8	101.3	-0.80	233.65	232.85	-0.0034	1.0053	1.0019
-40	104.9	0	233.20	233.20	0	1.0002	1.0002
-35	131.7	5.33	230.16	235.48	0.0225	0.9664	0.9889
-30	163.5	10.73	227.00	237.73	0.0449	0.9335	0.9784
-25	201.0	16.19	223.73	239.92	0.0670	0.9015	0.9685
-20	244.8	21.73	220.33	242.06	0.0890	0.8703	0.9593
-15	295.7	27.33	216.80	244.13	0.1107	0.8398	0.9505
-10	354.3	33.01	213.13	246.14	0.1324	0.8099	0.9422
-5	421.3	38.76	209.32	248.09	0.1538	0.7806	0.9344
0	497.6	44.59	205.36	249.95	0.1751	0.7518	0.9269
5	583.6	50.49	201.25	251.73	0.1963	0.7235	0.9197
10	680.7	56.46	196.96	253.42	0.2173	0.6956	0.9129
15	789.1	62.52	192.49	255.02	0.2382	0.6680	0.9062
20	909.9	68.67	187.84	256.51	0.2590	0.6407	0.8997
25	1043.9	74.91	182.97	257.88	0.2797	0.6137	0.8934
30	1191.9	81.25	177.87	259.12	0.3004	0.5867	0.8871
35	1354.8	87.70	172.52	260.22	0.3210	0.5598	0.8809
40	1533.5	94.27	166.88	261.15	0.3417	0.5329	0.8746
45	1729.0	100.98	160.91	261.90	0.3624	0.5058	0.8682
50	1942.3	107.85	154.58	262.43	0.3832	0.4783	0.8615
55	2174.4	114.91	147.80	262.71	0.4042	0.4504	0.8546
60	2426.6	122.18	140.50	262.68	0.4255	0.4217	0.8472
65	2699.9	129.73	132.55	262.28	0.4472	0.3920	0.8391
70	2995.9	137.63	123.77	261.40	0.4695	0.3607	0.8302
75	3316.1	145.99	113.90	259.89	0.4927	0.3272	0.8198
80	3662.3	155.01	102.47	257.49	0.5173	0.2902	0.8075
85	4036.8	165.09	88.60	253.69	0.5445	0.2474	0.7918
90	4442.5	177.20	70.04	247.24	0.5767	0.1929	0.7695
95	4883.5	196.36	34.93	231.28	0.6273	0.0949	0.7222
96.0	4969.0	212.54	0	212.54	0.6708	0	0.6708

ตารางภาคผนวกที่ 1.6 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สภาวะไอร้อนขวดแข็ง

Temp. C	v M ³ /kg	h KJ/kg	s KJ/kg K	v M ³ /kg	h KJ/kg	s KJ/kg K	v M ³ /kg	h KJ/kg	s KJ/kg K
	50 kPa (-54.80)			100 kPa (-41.03)			150 kPa (-32.02)		
Sat.	0.41007	226.21	1.0384	0.21525	232.72	1.0026	0.14727	236.83	0.9826
-40	0.44063	234.72	1.0762	0.21633	233.34	1.0052			
-30	0.46064	240.60	1.1008	0.22675	239.36	1.0305	0.14872	238.08	0.9877
-20	0.48054	246.59	1.1250	0.23706	245.47	1.0551	0.15585	244.32	1.0129
-10	0.50036	252.68	1.1485	0.24728	251.67	1.0791	0.16288	250.63	1.0373
0	0.52010	258.87	1.1717	0.25742	257.96	1.1026	0.16982	257.02	1.0612
10	0.53977	265.18	1.1943	0.26749	264.35	1.1256	0.17670	263.50	1.0844
20	0.55939	271.59	1.2166	0.27750	270.83	1.1481	0.18352	270.06	1.1072
30	0.57897	278.12	1.2385	0.28747	277.42	1.1702	0.19028	276.71	1.1295
40	0.59851	284.74	1.2600	0.29739	284.10	1.1919	0.19701	283.45	1.1514
50	0.61801	291.48	1.2811	0.30729	290.89	1.2132	0.20970	290.29	1.1729
60	0.63749	298.32	1.3020	0.31715	297.77	1.2342	0.21036	297.22	1.1940
70	0.65694	305.26	1.3225	0.32699	304.76	1.2548	0.21700	304.25	1.2148
80	0.67636	312.31	1.3428	0.33680	311.84	1.2752	0.22361	311.37	1.2353
90	0.69577	319.47	1.3627	0.34660	319.03	1.2952	0.23020	318.58	1.2554
100	0.71516	326.72	1.3824	0.35637	326.31	1.3150	0.23678	325.90	1.2753
110	0.73454	334.07	1.4019	0.36614	333.69	1.3345	0.24333	333.30	1.2948
	200 kPa (-25.12)			250 kPa (-19.46)			300 kPa (-14.61)		
Sat.	0.11237	239.87	0.9688	0.09102	242.28	0.9583	0.07657	244.29	0.9499
-20	0.11520	243.14	0.9818						
-10	0.12065	249.57	1.0068	0.09528	248.49	0.9823	0.07834	247.38	0.9617
0	0.12600	256.07	1.0310	0.09969	255.10	1.0069	0.08213	254.10	0.9868
10	0.13129	262.63	1.0546	0.10402	261.76	1.0309	0.08583	260.86	1.0111
20	0.13651	269.27	1.0776	0.10829	268.48	1.0542	0.08947	267.67	1.0347
30	0.14168	275.99	1.1002	0.11251	275.27	1.0770	0.09305	274.53	1.0577
40	0.14681	282.80	1.1222	0.11668	282.13	1.0993	0.09659	281.46	1.0802
50	0.15190	289.69	1.1439	0.12082	289.08	1.1211	0.10009	288.46	1.1022
60	0.15696	296.66	1.1652	0.12492	296.10	1.1425	0.10355	295.54	1.1238
70	0.16200	303.73	1.1861	0.12899	303.21	1.1635	0.10699	302.69	1.1449
80	0.16701	310.89	1.2066	0.13304	310.41	1.1842	0.11040	309.92	1.1657
90	0.17200	318.14	1.2269	0.13708	317.69	1.2045	0.11379	317.24	1.1861
100	0.17697	325.48	1.2468	0.14109	325.06	1.2246	0.11716	324.64	1.2062
110	0.18193	332.91	1.2665	0.14509	332.52	1.2443	0.12052	332.13	1.2260
120	0.18688	340.44	1.2858	0.14907	340.07	1.2637	0.12387	339.70	1.2455
130	0.19181	348.05	1.3050	0.15304	347.70	1.2829	0.12720	347.36	1.2648

ตารางภาคผนวกที่ 1.7 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สภาวะไอร้อนหวดยิ่ง

Temp. C	v M ³ /kg	h KJ/kg	s KJ/kg K	v M ³ /kg	h KJ/kg	s KJ/kg K	v M ³ /kg	h KJ/kg	s KJ/kg K
1000 kPa (23.42)			1200 kPa (30.26)			1400 kPa (36.31)			
Sat.	0.02364	257.46	0.8954	0.01960	259.18	0.8868	0.01668	260.48	0.8792
30	0.02460	262.91	0.9136	-	-	-	-	-	-
40	0.02599	271.04	0.9400	0.02085	267.60	0.9141	0.01712	263.86	0.8901
50	0.02732	279.05	0.9651	0.02205	276.01	0.9405	0.01825	272.77	0.9181
60	0.02860	286.97	0.9893	0.02319	284.26	0.9657	0.01930	281.40	0.9444
70	0.02984	294.86	1.0126	0.02428	292.42	0.9898	0.02029	289.86	0.9694
80	0.03104	302.73	1.0352	0.02534	300.51	1.0131	0.02125	298.20	0.9934
90	0.03221	310.60	1.0572	0.02636	308.57	1.0356	0.02217	306.47	1.0163
100	0.03336	318.49	1.0786	0.02736	316.62	1.0574	0.02306	314.70	1.0388
110	0.03449	326.41	1.0996	0.02833	324.68	1.0788	0.02393	322.92	1.0606
120	0.03561	334.36	1.1200	0.02929	332.76	1.0996	0.02477	331.13	1.0817
130	0.03671	342.36	1.1401	0.03024	340.87	1.1199	0.02561	339.35	1.1024
140	0.03780	350.41	1.1599	0.03117	349.02	1.1399	0.02643	347.60	1.1226
150	0.03887	358.51	1.1792	0.03208	357.21	1.1595	0.02723	355.89	1.1424
160	0.03994	366.68	1.1983	0.03299	365.45	1.1787	0.02803	364.21	1.1618
170	0.04100	374.90	1.2171	0.03389	373.74	1.1977	0.02882	372.57	1.1809
180	0.04205	383.19	1.2356	0.03479	382.09	1.2163	0.02960	380.99	1.1997
1600 kPa (41.75)			1800 kPa (46.71)			2000 kPa (51.28)			
Sat.	0.01446	261.43	0.8724	0.01271	262.10	0.8659	0.01129	262.53	0.8598
50	0.01535	269.26	0.8969	0.01305	265.42	0.8763	-	-	-
60	0.01635	278.36	0.9246	0.01403	275.10	0.9057	0.01213	271.56	0.8873
70	0.01728	287.17	0.9507	0.01492	284.33	0.9330	0.01301	281.31	0.9161
80	0.01817	295.80	0.9755	0.01576	293.28	0.9588	0.01381	290.64	0.9429
90	0.01901	304.30	0.9992	0.01655	302.05	0.9832	0.01456	299.70	0.9682
100	0.01983	312.73	1.0221	0.01730	310.68	1.0067	0.01528	308.57	0.9923
110	0.02061	321.10	1.0442	0.01803	319.24	1.0293	0.01596	317.32	1.0155
120	0.02138	329.46	1.0658	0.01874	327.75	1.0512	0.01662	325.99	1.0378
130	0.02213	337.81	1.0867	0.01943	336.22	1.0725	0.01726	334.61	1.0594
140	0.02287	346.16	1.1072	0.02010	344.70	1.0933	0.01788	343.20	1.0805
150	0.02359	354.54	1.1272	0.02076	353.17	1.1136	0.01849	351.78	1.1010
160	0.02430	362.95	1.1469	0.02141	361.67	1.1334	0.01909	360.37	1.1211
170	0.02501	371.39	1.1661	0.02204	370.19	1.1528	0.01967	368.97	1.1407
180	0.02570	379.87	1.1851	0.02267	378.74	1.1719	0.02025	377.60	1.1600
190	0.02639	388.40	1.2037	0.02330	387.33	1.1907	0.02082	386.25	1.1788
200	0.02707	396.97	1.2220	0.02391	395.96	1.2091	0.02138	394.94	1.1974

ตารางภาคผนวกที่ 1.8 ค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22

Freon - 22, CHF_2Cl , Molecular Weight : 86.5, ($T_b = -40.8^\circ\text{C}$; $T_m = -160^\circ\text{C}$) [1]											
T	P _v	h _{fg}	ρ_l	ρ_v	μ_l	μ_v	k _l	k _v	σ	Cp _l	Cp _v
Temp.	Saturation	Latent	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Liquid	Vapor
$^\circ\text{C}$	Pressure	Heat	Density	Density	Viscosity	Viscosity	Thermal	Thermal	Surface	Specific	Specific
	(10^3 Pa)	(kJ/kg)	(10^3 kg/m ³)	(kg/m ³)	(10^{-4} N.s/m ²)	(10^{-9} N.s/m ²)	Conductivity	Conductivity	Tension	Heat	Heat
							(W/m.K)		(10^{-3} N/m)	(kJ / kg.K)	(kJ / kg.K)
- 100	0.0199	269.29	1.557	0.1196	6.00	80.0	0.1487		28.1	1.075	
- 80	0.1034	257.43	1.514	0.561	5.00	87.5	0.1385		24.8	1.083	
- 60	0.3752	245.42	1.465	1.865	4.14	95.0	0.1283		21.5	1.091	
- 40	1.0540	232.92	1.412	4.885	3.49	101.7	0.1181	0.00831	18.5	1.105	0.611
- 20	2.4560	219.40	1.351	10.821	3.02	110.4	0.1079	0.00929	15.0	1.130	0.654
0	4.9830	204.28	1.285	21.285	2.67	118.7	0.0977	0.01026	11.7	1.171	0.741
20	9.0970	186.89	1.214	38.550	2.40	126.8	0.0875	0.01123	8.7	1.232	0.854
40	15.3150	166.22	1.132	66.225	2.19	134.5	0.0772	0.01221	5.8	1.319	0.994
60	24.2360	139.94	1.030	111.65	2.00	142.1	0.0646	0.01318	3.3	1.526	0.1243

ตารางภาคผนวกที่ 1.9 คุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิต่าง ๆ

	T	k	ρ	Cp	$\mu \times 10^{-6}$	$\nu \times 10^{-6}$	Pr
	K	W/m K	kg/m ³	J/kg K	kg/m s	m/s	
Air	150	0.0158	2.355	1017	10.64	4.52	0.69
(82 K BP)	200	0.0197	1.767	1009	13.59	7.69	0.69
	250	0.0235	1.413	1009	16.14	11.42	0.69
	260	0.0242	1.360	1009	16.63	12.23	0.69
	270	0.0249	1.311	1009	17.12	13.06	0.69
	280	0.0255	1.265	1008	17.60	13.91	0.69
	290	0.0261	1.220	1007	18.02	14.77	0.69
	300	0.0267	1.177	1005	18.43	15.66	0.69
	310	0.0274	1.141	1005	18.87	16.54	0.69
	320	0.0281	1.106	1006	19.29	17.44	0.69
	330	0.0287	1.073	1006	19.71	18.37	0.69
	340	0.0294	1.042	1007	20.13	19.32	0.69
	350	0.0300	1.012	1007	20.54	20.30	0.69
	360	0.0306	0.983	1007	20.94	21.30	0.69
	370	0.0313	0.956	1008	21.34	22.32	0.69
	380	0.0319	0.931	1008	21.75	23.36	0.69
	390	0.0325	0.906	1009	22.12	24.42	0.69
	400	0.0331	0.883	1009	22.52	25.50	0.69
	500	0.0389	0.706	1017	26.33	37.30	0.69
	600	0.0447	0.589	1038	29.74	50.50	0.69
	700	0.0503	0.507	1065	33.03	65.15	0.70
	800	0.0559	0.442	1089	35.89	81.20	0.70
	900	0.0316	0.392	1111	28.65	98.60	0.70
	1000	0.0672	0.354	1130	41.52	117.30	0.70
	1500	0.0926	0.235	1202	53.82	229.00	0.70
	2000	0.1149	0.176	1244	64.77	368.00	0.70

ตารางภาคผนวกที่ 1.10 คุณสมบัติของน้ำ (ของเหลวอิ่มตัว)

$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	c_p $\text{KJ}(\text{kg } ^{\circ}\text{C})$	ρ Kg/m^3	μ Kg/m.s	k $\text{W/m } ^{\circ}\text{C}$	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$ $1/\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^9
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	998.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}

ตารางภาคผนวกที่ 1-11 แสดงอัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนระหว่างคอนเดนเซอร์
และอีวาพอเรเตอร์

Evaporator Temperature	Condensing temperature					
	32	38	43	49	50	60
-34	1.37	1.42	1.47			
-29	1.33	1.37	1.42	1.47		
-23	1.28	1.32	1.37	1.42	1.47	
-18	1.24	1.28	1.32	1.37	1.41	1.47
-12	1.21	1.24	1.28	1.32	1.36	1.42
-7	1.17	1.20	1.24	1.28	1.32	1.37
-1	1.14	1.17	1.20	1.24	1.27	1.32
5	1.12	1.15	1.17	1.20	1.23	1.28
10	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20	1.24

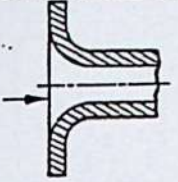
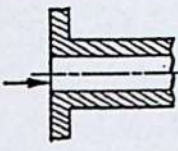
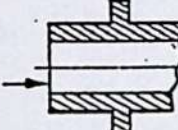
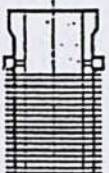
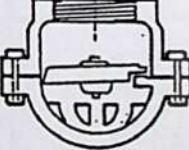
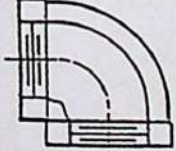
ตารางภาคผนวกที่ 1-12 การเลือกขนาดท่อทองแดง

OD, mm	ID, mm		OD, mm	ID, mm	
	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	78.80
19.05	16.56	16.92	92.08	85.98	87.00
22.23	18.92	19.94	104.80	98.98	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
4.28	37.62	38.23	206.40	192.60	196.20
			257.20	240.00	244.50
			308.00	287.40	293.80

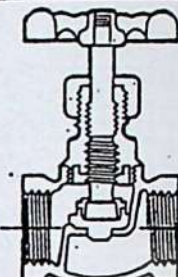
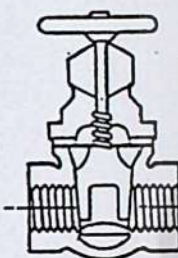
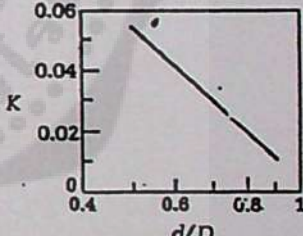
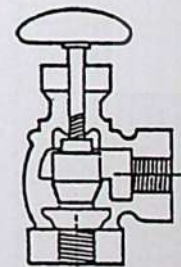
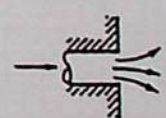
ตารางภาคผนวกที่ 1.13 แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ

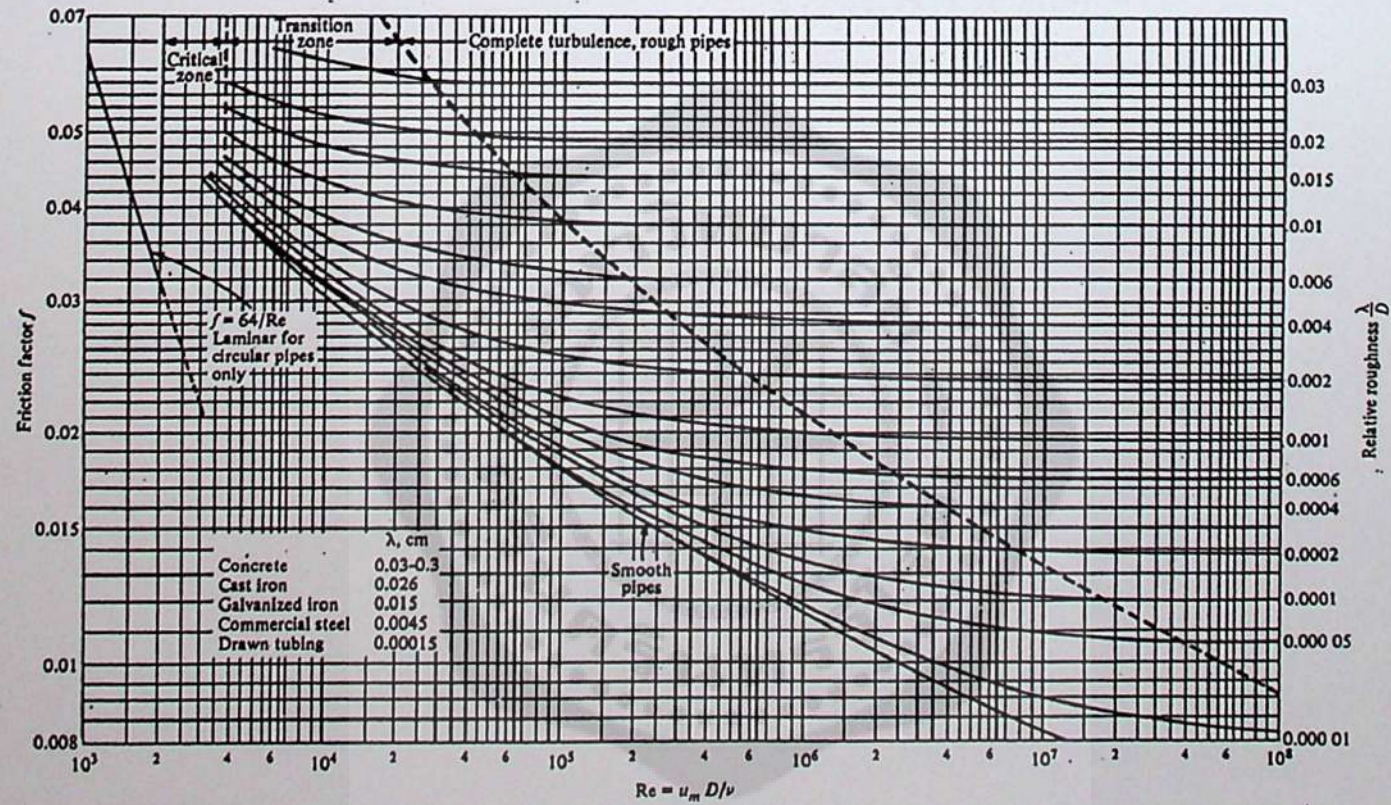
Metal	Temperature, °K								
	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500
Aluminum									
Pure	237	234	240	236	231	218			
Duralum	138	174	187	188					
Alloy 195, cast		168	174	180	185				
Copper									
Pure	412	401	393	386	379	366	352	339	
Comercial bronz	42	52	52	55					
Brass	74	111	134	143	146	150			
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		
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			
	37	35	34	33	31				
Conbon steel									
AISI 1010		64	59	54	49	39	31		
AISI 1042		52	50	48	45	39	29	26	30
AISI 4130		43	42	41	40	37	31	27	31

ตารางภาคผนวกที่ 1.14 แสดงค่าการสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ในการไหล

	Well-rounded entrance or bell-mouth inlet $K = 0.05$	 Flanged 90° elbow $K = 0.31$ (regular) $K = 0.22$ (long radius)
	Square-edged inlet $K = 0.5$	 Threaded 45° elbow $K = 0.35$ (regular)
	Reentrant inlet or inward-projecting pipe $K = 1.0$	 Flanged 45° elbow $K = 0.17$ (long radius)
	Basket strainer $K = 1.3$	 Threaded return bend $K = 1.5$ (regular)
	Foot valve $K = 0.8$	 Flanged return bend $K = 0.30$ (regular) $K = 0.20$ (long radius)
	Threaded 90° elbow $K = 1.4$ (regular) $K = 0.75$ (long radius)	

ตารางภาคผนวกที่ 1.14 (ต่อ) แสดงค่าการสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ในการไหล

 Globe valve fully open $K = 10$	 Ball valve <table> <tr> <td>$\alpha^\circ = 0$</td> <td>10</td> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>$K = 0.05$</td> <td>0.29</td> <td>1.56</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>$\alpha^\circ = 30$</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td></td> </tr> <tr> <td>$K = 5.47$</td> <td>17.3</td> <td>25.6</td> <td>206</td> <td>485</td> <td>∞</td> <td></td> </tr> </table>	$\alpha^\circ = 0$	10	20					$K = 0.05$	0.29	1.56					$\alpha^\circ = 30$	40	50	60	70	80		$K = 5.47$	17.3	25.6	206	485	∞	
$\alpha^\circ = 0$	10	20																											
$K = 0.05$	0.29	1.56																											
$\alpha^\circ = 30$	40	50	60	70	80																								
$K = 5.47$	17.3	25.6	206	485	∞																								
 Gate valve <table> <tr> <td>Fraction closed = 0</td> <td>$\frac{1}{4}$</td> <td>$\frac{3}{8}$</td> <td>$\frac{1}{2}$</td> </tr> <tr> <td>$K = 0.15$</td> <td>0.26</td> <td>0.81</td> <td>2.06</td> </tr> <tr> <td>Fraction closed = $\frac{5}{8}$</td> <td>$\frac{3}{4}$</td> <td>$\frac{7}{8}$</td> <td></td> </tr> <tr> <td>$K = 5.52$</td> <td>17.0</td> <td>97.8</td> <td></td> </tr> </table>	Fraction closed = 0	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$K = 0.15$	0.26	0.81	2.06	Fraction closed = $\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$		$K = 5.52$	17.0	97.8		 Swing-type check valve Check valves: $K = 2.5$ (swing type) $K = 70.0$ (ball type) $K = 12.0$ (lift type)  Convergent outlet 												
Fraction closed = 0	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$																										
$K = 0.15$	0.26	0.81	2.06																										
Fraction closed = $\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$																											
$K = 5.52$	17.0	97.8																											
 Angle valve $K = 2$	 Pipe exit $K = 1.0$																												



ตารางภาคผนวกที่ 1.15 ตัวประกอบความเสียหายสำหรับการไหลที่พัฒนาเต็มรูปในท่อมีลักษณะกลม (Moody)



ภาคผนวกที่ 2

ตารางข้อมูลที่ได้จากการทดลอง

ตารางที่ 1 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ และกำลังงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) A

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		ความดันของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ A (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ A (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
	V	I	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	(Volt)	(Amp)	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T9	T10
20	215	2	103.42	1137.681	1137.681	1111.081	20	49	49	41	27	34
	208	1.5	103.98	1109.86	1109.86	1086.63	21	48	48	43	27	33
	198	1	99.63	1238.64	1238.64	1216.56	21	54	54	42	27	31
15	215	2	115.67	1246.38	1246.38	1204.46	23	52	52	43	27	35
	208	1.5	119.86	1168.38	1168.38	1148.63	21	49	49	41	27	34
	198	1	106.64	1214.36	1214.36	1138.96	22	52	52	43	27	34
10	215	2	130.68	1258.63	1258.63	1216.94	24	54	54	42	27	36
	208	1.5	139.886	1231.48	1231.48	1208.46	26	53	53	41	27	37
	198	1	119.67	1386.32	1386.32	1318.31	28	58	58	42	27	37

ตารางที่ 2 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ และกำลังงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) B

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		ความดันของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ B (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ B (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน (°C)	
	V	I	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	(Volt)	(Amp)	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T5	T6	T9	T10
20	215	2	102.63	1086.82	1086.82	972.83	21	46	46	40	27	34
	208	1.5	99.89	1098.34	1098.34	985.34	21	48	48	41	27	32
	198	1	98.67	1036.73	1036.73	946.38	22	47	47	39	27	32
15	215	2	108.86	1130.36	1130.36	1008.96	23	47	47	42	27	34
	208	1.5	112.831	1108.96	1108.96	1009.38	24	49	49	39	27	33
	198	1	106.868	1018.38	1018.38	1001.98	24	45	45	42	27	33
10	215	2	118.686	1208.64	1208.64	1038.16	27	53	53	43	27	36
	208	1.5	124.684	1188.68	1188.68	1019.48	25	51	51	41	27	35
	198	1	116.87	1102.98	1102.98	928.64	26	49	49	38	27	34

ตารางที่ 3 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ และกำลังงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) C

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		ความดันของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ C (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ C (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
	V	I	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	(Volt)	(Amp)	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T7	T8	T9	T10
20	215	2	131.68	1189.64	1189.64	1057.68	21	48	48	43	27	34
	208	1.5	120.69	1108.43	1108.43	942.64	20	47	47	39	27	32
	198	1	104.32	993.44	993.44	968.42	21	47	47	41	27	31
15	215	2	132.36	1193.32	1193.32	1053.41	22	51	51	43	27	33
	208	1.5	121.46	1106.86	1106.86	953.64	21	49	49	39	27	31
	198	1	118.68	1198.38	1198.36	1058.97	20	48	48	43	27	31
10	215	2	140.86	1240.32	1240.32	1138.98	26	54	54	47	27	35
	208	1.5	139.46	1212.32	1212.32	1108.98	25	53	53	47	27	34
	198	1	124.61	1112.42	1112.42	1006.66	23	51	51	45	27	32

ตารางที่ 4 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลงและการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test section) A

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	ความดันของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ A (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ A (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน (°C)	
V	I		เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
(Volt)	(Amp)		P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T9	T10
215	2	20	103.42	1137.681	1137.681	111.67	21	49	49	41	27	34
		15	112.79	1236.97	1236.97	1206.83	22	53	53	43	27	35
		10	131.97	1267.38	1267.38	1218.38	24	54	54	45	27	37
208	1.5	20	103.98	1109.46	1109.46	1094.63	20	48	48	43	27	35
		15	118.83	1162.63	1162.63	1150.43	23	49	49	42	27	35
		10	139.861	1228.74	1228.74	1201.76	25	53	53	45	27	34
198	1	20	98.79	1268.32	1268.32	1217.32	21	55	55	42	27	32
		15	104.83	1209.37	1209.37	1199.41	21	51	51	42	27	34
		10	119.67	1386.32	1386.32	1318.31	23	59	59	41	27	34

ตารางที่ 5 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลงและการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test section) B

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	ความดันของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ B (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ B (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน (°C)	
V	I		เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
(Volt)	(Amp)		P1	P2	P3	P4	T1	T2	T5	T6	T9	T10
215	2	20	99.63	1089.32	1089.32	966.32	21	46	46	38	27	34
		15	108.36	1128.96	1128.96	1032.63	23	47	47	42	27	34
		10	118.63	1206.37	1206.37	1101.32	27	53	53	44	27	35
208	1.5	20	98.372	1043.86	1043.86	915.62	21	48	48	41	27	32
		15	112.831	1142.32	1142.32	1020.31	24	49	49	42	27	33
		10	121.843	1186.93	1186.93	1041.93	25	52	52	43	27	35
198	1	20	98.86	1032.36	1032.36	935.78	22	47	47	39	27	32
		15	106.832	1018.28	1018.28	928.924	24	45	45	39	27	32
		10	116.314	1101.91	1101.91	1002.38	26	49	49	45	27	34

ตารางที่ 6 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลงและการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test section) C

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	ความดันของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ C (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-12 ของท่อทดสอบ C (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน (°C)	
V	I		เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
(Volt)	(Amp)		P1	P2	P3	P4	T1	T2	T7	T8	T9	T10
215	2	20	128.92	1109.61	1109.61	1057.36	21	48	48	43	27	34
		15	131.83	1186.66	1186.66	1087.20	22	51	51	44	27	35
		10	142.86	1239.89	1239.89	1128.24	26	54	54	47	27	37
208	1.5	20	118.96	1098.67	1098.67	1018.39	20	48	48	43	27	33
		15	121.32	1102.94	1102.94	1002.94	21	49	49	39	27	36
		10	139.24	1201.89	1201.89	1112.24	25	53	53	47	27	37
198	1	20	103.21	984.36	984.36	919.36	21	47	47	42	27	33
		15	117.31	1192.86	1192.86	1093.46	22	51	51	43	27	34
		10	122.46	1108.92	1108.92	1019.27	23	51	51	46	27	36

ตารางที่ 7 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลงและการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test section) A

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	ความดันของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ A (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ A (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
V	I		เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
(Volt)	(Amp)		P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T9	T10
218	2	20	193.06	1751.33	1751.33	1719.66	22	48	48	41	27	35
		15	202.86	1821.36	1821.36	1771.36	25	49	49	38	27	36
		10	241.83	1988.68	1988.68	1935.67	28	56	56	49	27	36
212	1.5	20	189.68	1688.38	1688.38	1586.38	24	47	47	37	27	34
		15	192.67	1786.24	1786.24	1702.28	26	51	51	37	27	34
		10	198.14	1818.81	1818.81	1719.21	28	52	52	46	27	35
200	1	20	189.31	1712.37	1712.37	1627.63	25	51	51	38	27	32
		15	196.83	1768.54	1768.54	1682.34	26	47	47	39	27	32
		10	199.46	1831.70	1831.70	1733.70	27	49	49	42	27	33

ตารางที่ 8 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลงและการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่
 ท่อทดสอบ (Test section) B
 ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	ความดันของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ B (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ B (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
V	I		เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
(Volt)	(Amp)		P1	P2	P3	P4	T1	T2	T6	T7	T9	T10
218	2	20	241.325	1758.225	1758.225	1723.75	26	53	53	41	27	33
		15	193.82	1654.81	1654.81	1516.90	28	56	56	44	27	35
		10	252.31	1863.67	1863.67	1805.67	29	57	57	48	27	37
212	1.5	20	208.98	1618.16	1618.16	1516.270	22	44	44	33	27	32
		15	217.19	1689.23	1689.23	1557.81	24	45	45	36	27	33
		10	228.68	1763.46	1763.46	1642.44	27	51	51	46	27	37
200	1	20	189.68	1636.31	1636.31	1504.31	23	45	45	36	27	31
		15	198.32	1797.81	1798.81	1670.81	27	50	50	41	27	32
		10	197.64	1819.27	1819.27	1700.27	28	51	51	45	27	35

ตารางที่ 9 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่างๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลงและการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test section) C

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	ความดันของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ C (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ C' (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
V (Volt)	I (Amp)		เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
			P1	P2	P3	P4	T1	T2	T7	T8	T9	T10
218	2	20	151.69	1827.175	1827.175	1751.33	21	47	47	34	27	32
		15	168.927	1865.09	1865.09	1827.175	27	53	53	44	27	35
		10	198.98	1912.21	1912.21	1854.21	29	55	55	45	27	38
212	1.5	20	201.81	1799.91	1799.91	1735.94	25	48	48	34	27	35
		15	228.32	1898.26	1898.26	1841.26	26	51	51	40	27	37
		10	237.47	1923.13	1923.13	1845.13	27	52	52	47	27	38
200	1	20	218.36	1833.36	1833.36	1776.73	26	51	51	38	27	34
		15	221.32	1942.47	1942.47	1880.45	27	52	52	45	27	35
		10	246.67	1987.68	1987.68	1915.68	28	53	53	46	27	36

ตารางที่ 10 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) A

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		ความดันของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ A (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ A (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
	V	I	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	(Volt)	(Amp)	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T9	T10
20	218	2	196.81	1761.32	1761.32	1718.56	22	48	48	41	27	35
	210	1.5	189.68	1688.38	1688.38	1586.38	21	47	47	37	27	32
	200	1	187.83	1708.93	1708.93	1684.18	26	51	51	39	27	32
15	218	2	202.97	1820.67	1820.67	1712.13	25	49	49	38	27	36
	210	1.5	192.66	1776.82	1776.82	1689.46	28	51	51	37	27	34
	200	1	196.64	1759.36	1759.36	1692.14	27	49	49	38	27	32
10	218	2	240.18	1979.31	1979.31	1863.26	28	56	56	49	27	36
	210	1.5	198.23	1821.39	1821.39	1719.28	26	52	52	46	27	35
	200	1	199.46	1831.72	1831.72	1736.37	25	47	47	43	27	33

ตารางที่ 11 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) B

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		ความดันของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ B (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ B (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
	V	I	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	(Volt)	(Amp)	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T5	T6	T9	T10
20	218	2	242.13	1762.32	1762.32	1718.46	26	53	53	41	27	33
	210	1.5	208.98	1618.16	1618.16	1516.27	22	44	44	34	27	32
	200	1	189.34	1642.26	1642.26	1514.34	23	45	45	36	27	31
15	218	2	196.66	1658.86	1658.86	1517.61	28	56	56	44	27	35
	210	1.5	217.62	1691.31	1691.31	1561.38	24	46	46	38	27	34
	200	1	199.86	1798.21	1798.21	1670.81	28	51	51	43	27	32
10	218	2	252.31	1864.23	1864.23	1801.13	29	57	57	48	27	37
	210	1.5	229.19	1766.46	1766.46	1648.46	27	51	51	46	27	35
	200	1	197.66	1819.27	1819.27	1712.38	26	49	49	42	27	33

ตารางที่ 12 แสดงผลการทดลองที่ได้จากการวัดที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) C

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

อัตราการไหล ของน้ำ ระบายความร้อน (L/min)	แรงดัน-กระแสไฟฟ้า ของคอมเพรสเซอร์		ความดันของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (kPa)		ความดันของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ C (kPa)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของคอมเพรสเซอร์ (°C)		อุณหภูมิของน้ำยา R-22 ของท่อทดสอบ C (°C)		อุณหภูมิของน้ำระบายความ ร้อน (°C)	
	V	I	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	(Volt)	(Amp)	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T7	T8	T9	T10
20	218	2	150.38	1827.26	1827.75	1752.31	21	47	47	36	27	32
	210	1.5	202.61	1798.19	1798.19	1729.36	25	52	52	40	27	35
	200	1	216.17	1828.21	1828.21	1773.61	26	51	51	43	27	34
15	218	2	162.98	1868.38	1868.38	1718.81	27	55	55	45	27	35
	210	1.5	228.32	1898.26	1898.26	1841.66	26	52	52	38	27	34
	200	1	221.38	1898.31	1898.31	1808.38	28	50	50	42	27	36
10	218	2	197.16	1898.42	1898.42	1810.31	29	52	52	47	27	35
	210	1.5	237.46	1888.30	1888.30	1768.34	27	51	51	46	27	37
	200	1	243.73	1939.41	1939.41	1828.13	25	53	53	44	27	35

ภาคผนวกที่ 3
ตัวอย่างการคำนวณ



ตัวอย่างการคำนวณ

1. ข้อมูลจากอุปกรณ์ทดสอบ Test section C1.1 หาพื้นที่ของกริป (A_f)

$$\begin{aligned}
 A_f &= 2NL_c \\
 L_c &= H + (t/2) \\
 &= 2 \times 4 \times [800 \times 10^{-3} \times 7 \times 10^{-3} + (5 \times 10^{-3}/2)] \\
 &= 0.0608 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

1.2 หาพื้นที่ผิวภายนอกท่อ (A_o)

$$\begin{aligned}
 A_o &= \pi d_o L \\
 &= \pi \times 9.53 \times 10^{-3} \times 800 \times 10^{-3} \\
 &= 0.0239 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

1.3 หาพื้นที่ภายในท่อทดสอบ (A_i)

$$\begin{aligned}
 A_i &= \pi d_i L \\
 &= \pi \times 7.74 \times 10^{-3} \times 800 \times 10^{-3} \\
 &= 0.01944 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

1.4 หาพื้นที่ผิวภายนอกท่อที่ไม่มีกริป (A_p)

$$\begin{aligned}
 A_p &= A_o - (t \times W \times N) \\
 &= 0.0239 - (5 \times 10^{-3} \times 800 \times 10^{-3} \times 4) \\
 &= 0.0079 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

1.5 หาพื้นที่ผิวของท่อทดสอบทั้งหมด (A_{total})

$$\begin{aligned} A_{total} &= A_F + A_P \\ &= 0.0608 + 0.0079 \\ &= 0.0687 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

1.6 หาพื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อทดสอบ (A_m)

$$\begin{aligned} A_m &= \frac{A_{total} - A_i}{\ln \frac{A_{total}}{A_i}} \\ &= \frac{0.0687 - 0.01944}{\ln \frac{0.0687}{0.01944}} \\ &= 0.0390 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

1.7 หาเส้นผ่านศูนย์กลางเชิงไฮดรอลิกส์สำหรับการไหลของน้ำ (D_h)

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4 A_c}{PL} \\ A_c &= \frac{\pi}{4} [(DI_A^2 - do_B^2)] - t \times H \times N \\ &= \frac{\pi}{4} [(25.27 \times 10^{-3})^2 - (9.53 \times 10^{-3})^2] - 5 \times 10^{-3} \times 7 \times 10^{-3} \times 4 \\ &= 0.290 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_L &= (\pi d_{ob} \cdot tN) + H \times N \times 2 \\
 &= (\pi \times 9.5 \times 10^{-3} - 5 \times 10^{-3} \times 4) + 7 \times 10^{-3} \times 4 \times 2 \\
 &= 0.0659 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_h &= \frac{4 \times 0.290 \times 10^{-3}}{0.0659} \\
 &= 0.0179 \text{ m}
 \end{aligned}$$

2. ข้อมูลได้จากการทดสอบ ตารางผลการทดลองที่ 3 Test section C

กำลังของคอมเพรสเซอร์ (P_{comp}) = 430 watt

ความดันของน้ำยาทำความเย็น R-12

- ความดันระเหยเข้าคอมเพรสเซอร์ (P1) = 131.68 kPa
- ความดันจ่ายออกคอมเพรสเซอร์ (P2) = 1189.64 kPa
- ความดันควบแน่นเข้าท่อทดสอบ (P3) = 1189.64 kPa
- ความดันความแน่นออกท่อทดสอบ (P4) = 1057.68 kPa

อุณหภูมิของน้ำยาทำความเย็น R-12

- อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (T1) = 21 °C
- อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ (T2) = 48 °C
- อุณหภูมิเข้าท่อทดสอบ (T7) = 48 °C
- อุณหภูมิออกท่อทดสอบ (T8) = 43 °C

น้ำระบายความร้อนของท่อทดสอบ

- อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน (Q_w) = 20 Litre/min
- อุณหภูมิทางเข้าท่อทดสอบ (T9) = 27 °C
- อุณหภูมิทางออกท่อทดสอบ (T10) = 34 °C

จากตารางที่ 2 ภาคผนวกที่ 2 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m)

$$T_m = \frac{T_{10} + T_9}{2} = \frac{34 + 27}{2} = 30.50^\circ \text{C} \text{ มีคุณสมบัติดังนี้}$$

$$\rho_w = 994.5 \text{ kg/m}^3, \quad C_{p_w} = 4.174 \text{ kJ/kg.K}$$

$$U_w = 0.846 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad K_w = 0.623 \text{ W/m.K}$$

$$Pr = 5.28$$

จากตารางที่ 1.2 ภาคผนวกที่ 1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ดังนี้

$$T_1 = 21^\circ \text{C}, \quad P_1 = 131.68 \text{ kPa}, \quad h_1 = 203.707 \text{ kJ/kg (Superheated Vapor)}$$

$$T_2 = 48^\circ \text{C}, \quad P_2 = 1189.64 \text{ kPa}, \quad h_2 = 209.2 \text{ kJ/kg (Superheated Vapor)}$$

$$T_7 = 48^\circ \text{C}, \quad P_3 = 1189.64 \text{ kPa}, \quad h_3 = 209.2 \text{ kJ/kg (Superheated Vapor)}$$

$$T_8 = 43^\circ \text{C}, \quad P_4 = 1057.68 \text{ kPa}, \quad h_4 = h_{f,4} = 203.707 \text{ kJ/kg (Compressed liquid)}$$

คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่อุณหภูมิเฉลี่ยทางเข้าทางออกของ Test section C

$$T_m = \frac{T_7 + T_8}{2} = \frac{48 + 43}{2} = 45.5^\circ \text{C} \text{ จะได้ค่าความร้อนแฝงของการควบแน่นคือ}$$

$$h_{f,4} = 124.709 \text{ kJ/kg}, \quad C_{p_R} = 0.620 \text{ kJ/kg.K}$$

จากตารางคุณสมบัติท่อทองแดง ตารางที่ 1.4 ค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิเฉลี่ย คือ

$$T_m = 45.5^\circ \text{C} \text{ จะได้ค่า } K_{\text{copper}} = 399.560 \text{ W/m.K}$$

2.1 หาความเร็วของน้ำระบายความร้อน (V_w)

$$\begin{aligned} V_w &= \frac{Q_w}{Ac} \\ &= \frac{20 \times 10^{-3}}{0.290 \times 10^{-6} \times 60} \\ &= 1.149 \text{ m/s} \end{aligned}$$

2.2 หาค่าเรโนลด์นัมเบอร์ของน้ำ (Re_w)

$$\begin{aligned}
 Re_w &= \frac{V_w D_h}{U_w} \\
 &= \frac{1.149 \times 0.0176}{0.846 \times 10^{-6}} \\
 &= 23,903.546 \text{ เป็นการไหลแบบ Turbulent Flow}
 \end{aligned}$$

2.3 หาค่านัสเซอร์นัมเบอร์ของน้ำ (Nu_w)

$$\begin{aligned}
 Nu_w &= 0.023 Re_w^{0.8} Pr^{0.33} \\
 &= 0.023 \times 23,903.546^{0.8} \times 5.28^{0.33} \\
 &= 126.755
 \end{aligned}$$

2.4 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ (h_o)

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{K_w Nu_w}{D_h} \\
 &= \frac{0.623 \times 126.755}{0.0176} \\
 &= 4486.857 \text{ w/m}^2\text{.k}
 \end{aligned}$$

2.5 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ถ่ายเทออกจากน้ำยาทำความเย็น R-12 (Q_w)

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{water}} &= \dot{m}_w C_{pw} (T_{10} - T_9) \\
 &= 3.33 \times 10^{-4} \times 994.5 \times 4.174(34-27) \\
 &= 9.671 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

2.6 หาอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-12 ($\dot{m}_R$)

$$W_{\text{comp}} = IV = \dot{m}_R(h_2 - h_1)$$

$$\dot{m}_R = \frac{W_{\text{comp}}}{(h_2 - h_1)}$$

$$= \frac{0.430}{(209.265 - 203.707)}$$

$$= 0.07736 \text{ kg/s}$$

2.7 หาค่า X_{quality} จากท่อทดสอบ (X_{out})

$$X_{\text{out}} = X_{\text{in}} - \frac{Q_w}{\dot{m}_R h_{fg}}$$

$$= 1 - \frac{9.671}{0.07736 \times 124.709}$$

$$= 0 \text{ เป็นของเหลว (Liquid)}$$

2.8 หาปริมาณความร้อนที่ถูกขับหรือถ่ายเทโดยสารทำความเย็น R-12
เมื่อค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่อุณหภูมิเฉลี่ย $T_m = 45.5^\circ \text{C}$

$$h_{fg} = 124.709 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{Latent}} = \dot{m}_R h_{fg} \Delta X$$

$$Q_{\text{Latent}} = 0.07736 \times 124.709 \times (1 - 0)$$

$$= 9.647 \text{ Kw}$$

2.9 หาปริมาณความร้อนที่ถูกดูดซึมโดยสารทำความเย็น R-12

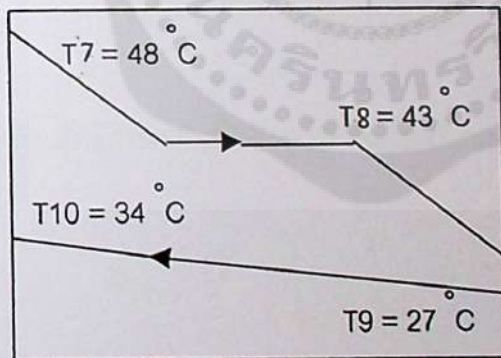
ค่าความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น R-12 ที่อุณหภูมิเฉลี่ย $T_m = 45.5^\circ \text{C}$

$$\begin{aligned} Q_{\text{sensible}} &= \dot{m}_R C_p (T_7 - T_8) \\ &= 0.07736 \times 0.620 (48 - 43) \\ &= 0.240 \text{ kW} \end{aligned}$$

2.10 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-12 ทั้งหมดให้กับน้ำ (Q_{total})

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_{\text{Latent}} + Q_{\text{sensible}} \\ &= 9.647 + 0.240 \\ &= 9.887 \text{ kW} \end{aligned}$$

2.11 หาผลต่างของอุณหภูมิเชิงลอการิทึม (ΔT_{LMTD})



$$\begin{aligned}
 \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_7 - T_{10}) - (T_8 - T_9)}{\ln \frac{(T_7 - T_{10})}{(T_8 - T_9)}} \\
 &= \frac{(48 - 34) - (43 - 27)}{\ln \frac{(48 - 34)}{(43 - 27)}} \\
 &= 14.977 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

2.12 หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{Q_{total}}{A_{total} \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{9.887}{0.0687 \times 14.977} \\
 &= 9.594 \text{ kw/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

2.13 หาประสิทธิภาพของเครื่องระบายความร้อนทั้งหมด (η_o)

$$\eta_o = \left[1 - \frac{A_F}{A_{total}} (1 - \eta_e) \right]$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(ML)}{ML}$$

$$M = \sqrt{\frac{2h_o}{kt}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \times 4486.857}{399.560 \times 0.005}}$$

$$= 67.0208$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(67.0208 \times 0.007)}{67.0208 \times 0.007}$$

$$= 0.931$$

$$\eta_o = \left[1 - \frac{0.0608}{0.0687} (1 - 0.931) \right]$$

$$= 0.938$$

2.12 หาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ Test tube C (h_i)

$$\frac{1}{UA_i} = \frac{1}{h(A_p + \eta_o A_i)} + \frac{\chi'}{K_{copper} Am} + \frac{1}{h_i A_i}$$

$$\frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{UA_i} - \frac{1}{h_o(A_p + \eta_o A_i)} - \frac{\chi'}{K_{copper} Am}$$

$$\frac{1}{h_i \times 0.01944} = \frac{1}{9594 \times 0.01944} - \frac{1}{4486.857(0.0079 + 0.938 \times 0.0608)} - \frac{1.79 \times 10^{-3}}{399.560 \times 0.0390}$$

$$\frac{1}{h_i \times 0.01944} = 5.361 \times 10^{-3} - 3.432 \times 10^{-3} - 1.1394 \times 10^{-4}$$

$$h_i = 28.190 \text{ kw/m}^2.\text{K}$$

2.13 ความดันคร่อมของสารทำความเย็น (Refrigerant) ในท่อทดสอบ Test Section C เมื่อ Test section A, B, C มีความยาวทั้งหมด 1 เมตร

$$\begin{aligned}\frac{dP}{dZ} &= \frac{P_3 - P_4}{Z_3 - Z_4} \\ &= \frac{1189.64 - 1057.68}{1 - 0} \\ &= 131.96 \text{ kPa}\end{aligned}$$



ภาคผนวกที่ 4
ตารางข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ



ตารางที่ 1 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) A

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

$\dot{m}_w$ (kg/s)	P_{comp} (watt)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	$Q_{sensible}$ (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
TestsectionA														
0331	400	0.0741	0.0414	13843.617	81.678	14.501	9.671	0.367	10.038	16.721	3.140	3.865	0	26.65
	312	0.0771	0.0414	13867.31	81.79	15.49	8.289	0.382	8.671	13.512	3.145	4.099	0	23.23
	198	0.0567	0.0414	13842.46	81.67	18.715	5.526	0.457	5.983	7.721	3.140	5.292	0	22.28
0248	400	0.0688	0.0414	10387.71	64.91	16.49	8.281	0.383	8.664	12.683	2.494	3.104	0	41.92
	312	0.0719	0.0414	10289.46	64.41	14.49	7.246	0.356	7.602	12.663	2.476	3.077	0	19.75
	198	0.0360	0.0414	10293.81	64.42	16.98	7.246	0.312	7.558	10.738	2.476	3.218	0	46.00
0166	400	0.0573	0.0414	3296.12	29.91	16.45	6.235	0.500	6.735	9.858	1.149	1.300	0	41.59
	312	0.0519	0.0414	3318.96	26.062	14.97	6.240	0.386	6.626	10.669	1.002	1.105	0	23.02
	198	0.0294	0.0414	3297.41	25.92	17.83	6.235	0.271	6.526	8.840	0.996	1.122	0	68.01

ตารางที่ 2 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง
 ท่อทดสอบ (Test section) B
 ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

$\dot{m}'_w$ (kg/s)	P_{comp} (watt)	$\dot{m}'_{refrig}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	$Q_{sensible}$ (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
TestsectionB														
0331	430	0.0712	0.0879	15369.96	89.029	12.493	9.668	0.264	9.936	9043	3990	18955	0	113.99
	312	0.0519	0.0879	15368.16	89.021	14.977	6907	0.128	7.035	5335	3998	7699	0	113.00
	198	0.0510	0.0879	15367.68	89.01	13.44	6907	0.189	7.096	6006	3993	9188	0	90.35
0248	430	0.0551	0.0879	11584.31	71.005	13.97	7250	0.204	7.454	6057	3182	10737	0	121.36
	312	0.0469	0.0879	11681.29	71.481	13.90	6218	0.232	6.442	5234	3203	8360	0	99.58
	198	0.0393	0.0879	11541.68	70.79	13.44	6210	0.170	6.380	5400	3172	8846	0	164
0166	430	0.0364	0.0879	7631.892	51.07	16.49	6235	0.248	6.483	4469	2288	8037	0.0458	170.4
	312	0.0411	0.0879	7658.98	50.851	14.97	5543	0.280	5.823	4416	2279	7891	0.0521	168.92
	198	0.0374	0.0879	7673.67	50.995	12.89	4850	0.255	5.105	4467	2285	8039	0.0514	174.34

ตารางที่ 3 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง
 ท่อทดสอบ (Test section) C
 ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

$\dot{m}_{\text{water}}$ (kg/s)	P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{\text{refrig}}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kW)	Q_{sensible} (kW)	Q_{total} (kW)	U (kW/m ² K)	h_o (kW/m ² K)	h_i (kW/m ² K)	X_{quality} Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section C														
0331	430	0.07736	0.0687	23903.546	12675	14.977	9.647	0.240	9.887	9.994	4.486	28.190	0	131.96
	312	0.0631	0.0687	22686.24	12466	13.44	6.907	0.312	7.219	6.368	4.164	12.015	0	165.79
	198	0.0627	0.0687	21779.92	11757	14.97	5.526	0.233	5.759	6.237	4.104	11.698	0.0417	25.05
0248	430	0.0624	0.0687	15589.31	90.044	16.98	6.210	0.309	6.519	5.581	3.187	11.994	0	139.88
	312	0.0686	0.0687	15723.69	90.665	14.79	4.140	0.425	4.565	4.492	3.209	7.840	0	153.22
	198	0.0571	0.0687	15683.74	90.447	16.49	4.140	0.177	4.317	3.808	3.202	5.973	0	139.39
0166	430	0.0527	0.0687	10388.94	65.080	19.49	5.543	0.228	5.771	4.310	2.303	9.974	0.0386	101.34
	312	0.0533	0.0687	10294.76	64.604	19.50	4.850	0.198	5.048	3.768	2.286	7.533	0.0484	103.34
	198	0.0480	0.0687	10326.36	64.597	18.459	3.646	0.178	3.824	3.015	2.286	5.021	0.0457	105.76

ตารางที่ 4 แสดงค่าที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง และการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่
 ท่อทดสอบ (Test Section) A
 ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

P_{comp} (kg/s)	$\dot{m}_{water}$ (watt)	$\dot{m}_{refrig}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	$Q_{sensible}$ (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section A														
430	0331	00741	00414	13843.617	82.087	14.501	9.671	0.367	10.038	16.721	3.024	3.691	0	26.65
	048	00689	00414	10387.706	65.237	16.980	8.301	0.427	8.728	12.401	2.404	2.982	0	30.14
	0166	00573	00414	3296.099	26.042	17.495	6.928	0.375	7.303	9.565	0.960	1.057	0	49.00
312	0331	00771	00414	13867.312	82.098	14.448	11.052	0.239	11.291	18.808	3.026	3.605	0	14.83
	0248	00719	00414	10289.461	64.662	14.494	8.031	0.312	8.343	13.898	2.383	2.876	0	12.20
	0166	00519	00414	3318.962	26.121	18.195	4.850	0.257	5.107	6.777	0.962	1.121	0	26.98
198	0331	00567	00414	13842.667	81.875	18.715	6.907	0.457	7.364	9.511	3.018	4.422	0	51.00
	0248	00360	00414	10293.816	64.953	15.978	7.263	0.200	7.463	11.266	2.381	3.019	0	9.96
	0166	00293	00414	3297.096	25.983	18.971	4.851	0.326	5.177	6.581	0.957	1.119	0	68.01

ตารางที่ 5 แสดงค่าที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง และการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test Section) B

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

P_{comp} (kg/s)	$\dot{m}_{water}$ (watt)	$\dot{m}_{refrig}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	$Q_{sensible}$ (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
TestsectionB														
430	0331	00712	00879	1536996	90458	11.492	9698	0353	10051	9943	4169	21250	0	12300
	0248	00551	00879	11584312	72166	13.976	7264	0170	7434	6040	3324	10150	0	7633
	0166	00364	00879	7673.617	51908	17.495	4850	0203	5053	3284	2319	4729	00156	10524
312	0331	00519	00879	15368961	90480	14.977	6908	0225	7133	5409	4168	7603	0	12824
	0248	00469	00789	11681394	72650	15.494	6225	0203	6428	4717	3347	6872	0	12201
	0166	00411	00879	7631.892	51682	16.496	5543	0229	5772	3979	2381	6338	00457	145
198	0331	00510	00879	15367.613	90474	13.444	6907	0252	7159	6059	4186	8938	0	9658
	0248	00393	00879	11541.685	71954	12.493	5188	0146	5334	4854	3316	7406	00239	89350
	0166	00375	00879	7658.951	51829	16.454	4851	0093	4944	3408	2387	4995	00320	9953

ตารางที่ 6 แสดงค่าที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง และการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่
 ท่อทดสอบ (Test Section) C
 ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-12

P_{comp} (kg/s)	$\dot{m}_{water}$ (watt)	$\dot{m}_{refrig}$ (kg/s)	Area , (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	$Q_{sensible}$ (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section C														
430	0331	00775	00687	23903.546	126.755	14.979	9.664	0.240	9.904	9.611	4.486	28.337	0	57.25
	0248	00624	00687	15590.464	90.784	16.494	8.300	0.270	8.570	7.560	3.213	26.931	0	98.86
	0166	00527	00687	10378.920	65.562	18.495	6.887	0.228	7.115	5.598	2.320	20.955	0.0288	111.65
312	0331	00631	00687	20779.92	114.248	15.494	8.289	0.195	8.484	7.967	4.389	18.074	0	80.28
	0248	00686	00687	15602.684	90.840	12.493	9.338	0.425	9.763	11.368	3.215	13.868	0	100
	0166	00533	00687	10283.761	65.077	17.925	6.928	0.198	7.126	5.762	2.303	23.796	0.0470	89.65
198	0331	00627	00687	20768.821	114.196	14.494	8.291	0.194	8.485	8.517	4.396	21.135	0	65.00
	0248	00571	00687	15612.631	90.890	16.494	7.263	0.283	7.546	6.656	3.217	6.646	0.0760	99.40
	0166	00480	00687	10326.36	65.297	16.921	6.235	0.148	6.383	5.465	2.311	19.389	0.039	89.65

ตารางที่ 7 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังของน้ำคงที่ และคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง
 ท่อทดสอบ (Test section) A
 ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

$\dot{m}_{\text{water}}$ (kg/s)	P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{\text{refrig}}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kW)	Q_{sensible} (kW)	Q_{total} (kW)	U (kW/m ² K)	h_o (kW/m ² K)	h_i (kW/m ² K)	X_{quality} Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section A														
0.331	436	0.0818	0.0414	13637.60	8138	13393	11.052	0.569	11.621	21.057	2999	3.497	0	4276
	318	0.0511	0.0414	13736.21	8239	12331	6907	0.507	7414	14.524	3037	3.239	0	10200
	200	0.0500	0.0414	13731.86	82015	15232	6907	0.596	7503	11.899	3029	4.077	0	24450
0.248	436	0.0675	0.0414	10387.70	6560	1197	6316	0.738	10.054	20.237	2418	2.746	0	10837
	318	0.0525	0.0414	10263.61	6482	13.191	7246	0.730	7976	14.595	2389	2.856	0	8736
	200	0.0375	0.0414	10362.66	65295	13.783	5175	0.410	5585	9.775	2.406	3.191	0	6722
0.166	436	0.0451	0.0414	3296.09	2618	2098	6235	0.313	6548	7.531	0.965	1.106	0	11605
	318	0.0406	0.0414	3296.98	26159	17981	5543	0.242	5785	7.763	0.965	1.101	0	10211
	200	0.0304	0.0414	3306.09	26252	14977	4157	0.120	4277	6.887	0.967	1.124	0	9535

ตารางที่ 8 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และกำลังของน้ำคงที่และคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) B

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

$\dot{m}_{\text{water}}$ (kg/s)	P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{\text{refrig}}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	Q_{sensible} (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	X_{quality} Outlet	Pressure drop (kPa)
TestsectionB														
0331	436	0.0607	0.0879	15403.10	89912	16822	8289	0.724	9013	6031	4.148	8916	0	43.86
	318	0.0506	0.0879	15396.80	8989	9276	6907	0.502	7409	8428	4.147	15411	0	101.89
	200	0.0404	0.0879	15298.80	8942	11316	5526	0.361	5887	5926	4.126	8710	0	127.92
0248	436	0.0627	0.0879	11574.60	7153	18929	8281	0.747	9028	5405	3.300	8508	0	141.25
	318	0.0548	0.0879	11681.39	71064	11492	7246	0.435	7687	7064	3.276	15770	0	129.93
	200	0.0392	0.0879	11542.61	7137	17457	5175	0.3117	5486	3575	3.291	4711	0	127.40
0166	436	0.0511	0.0879	7672.64	5148	20495	6928	0.457	7385	4098	2.375	6656	0.017	63.10
	318	0.0409	0.0879	7629.89	5125	17457	5543	0.203	5743	3733	2.365	5756	0.014	118.00
	200	0.0306	0.0879	7657.83	5140	15494	4157	0.212	4369	3206	2.372	4590	0	106.89

ตารางที่ 9 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำคั่งที่และกำลังของน้ำคั่งที่ และคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ท่อทดสอบ (Test section) C

ชนิดของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) R-22

$\dot{m}_{\text{water}}$ (kg/s)	P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{\text{refrig}}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kw)	Q_{sensible} (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m ² K)	h_o (kw/m ² K)	h_i (kw/m ² K)	X_{quality} Outlet	Pressure drop (kPa)
TestsectionC														
0.331	436	0.0498	0.0687	20861.36	12667	11.745	6908	0.544	7452	9039	4489	22644	0	75.44
	318	0.0797	0.0687	20773.98	11893	14.910	7609	0.950	8559	8305	4209	20.192	0	68.83
	200	0.0698	0.0687	20632.63	11486	16.494	9671	0.555	10226	90212	4065	26719	0	54.60
0.248	436	0.097	0.0687	15589.46	9126	18.982	8281	0.0416	8322	6375	3230	15505	0	149.57
	318	0.0542	0.0687	15489.38	90313	14.213	7246	0.0453	7289	7471	3.197	24.706	0	56.60
	200	0.0572	0.0687	15609.51	9121	14.490	9316	0.935	10251	10290	3230	27334	0	89.93
0.166	436	0.0399	0.0687	10378.92	6555	18.459	5543	0.317	5860	4610	2320	11323	0.0062	88.11
	318	0.0489	0.0687	10293.53	65.188	16.372	6928	0.243	7.171	6376	2307	15.159	0.0126	119.95
	200	0.0399	0.0687	10412.63	65.72	17.496	5543	0.356	5899	4906	2326	13.239	0.0154	111.25

ตารางที่ 10 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนไป และการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่
 ท่อทดสอบ (Test section) A
 ชนิดของสารทำความเย็น (Refrigerant) R-22

P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{water}$ (kg/s)	$\dot{m}_{refrig}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kW)	$Q_{sensible}$ (kW)	Q_{total} (kW)	U (kW/m ² K)	h_o (kW/m ² K)	h_i (kW/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section A														
436	0331	00553	00414	13636.134	81.56	13.493	11.052	0.454	11.506	20.597	3.006	3.519	0	31.67
	0248	00543	00414	10387.70	65.60	12.72	9.316	0.593	9.909	18.816	2.418	2.774	0	50.00
	0166	00384	00414	3296.099	26.18	20.98	6.235	0.267	6.502	7.485	0.965	1.107	0	53.01
318	0331	00557	00414	13736.214	82.038	11.43	9.671	0.553	10.224	21.605	3.024	3.516	0	102.00
	0248	00418	00414	10263.612	64.97	13.19	7.246	0.581	7.827	14.333	2.395	2.875	0	83.96
	0166	00341	00414	3296.987	26.189	17.98	5.543	0.203	5.746	7.719	0.965	1.102	0	99.60
200	0331	00398	00414	13731.866	82.015	14.63	6.907	0.514	7.421	12.252	3.023	4.013	0	84.63
	0248	00302	00414	10362.668	65.295	13.44	5.175	0.240	5.424	9.748	2.407	3.196	0	86.20
	0166	00246	00414	3306.096	26.252	15.45	4.157	0.171	4.328	6.744	0.967	1.128	0	98.00

ตารางที่ 11 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนไป และการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

ท่อทดสอบ (Test section) B

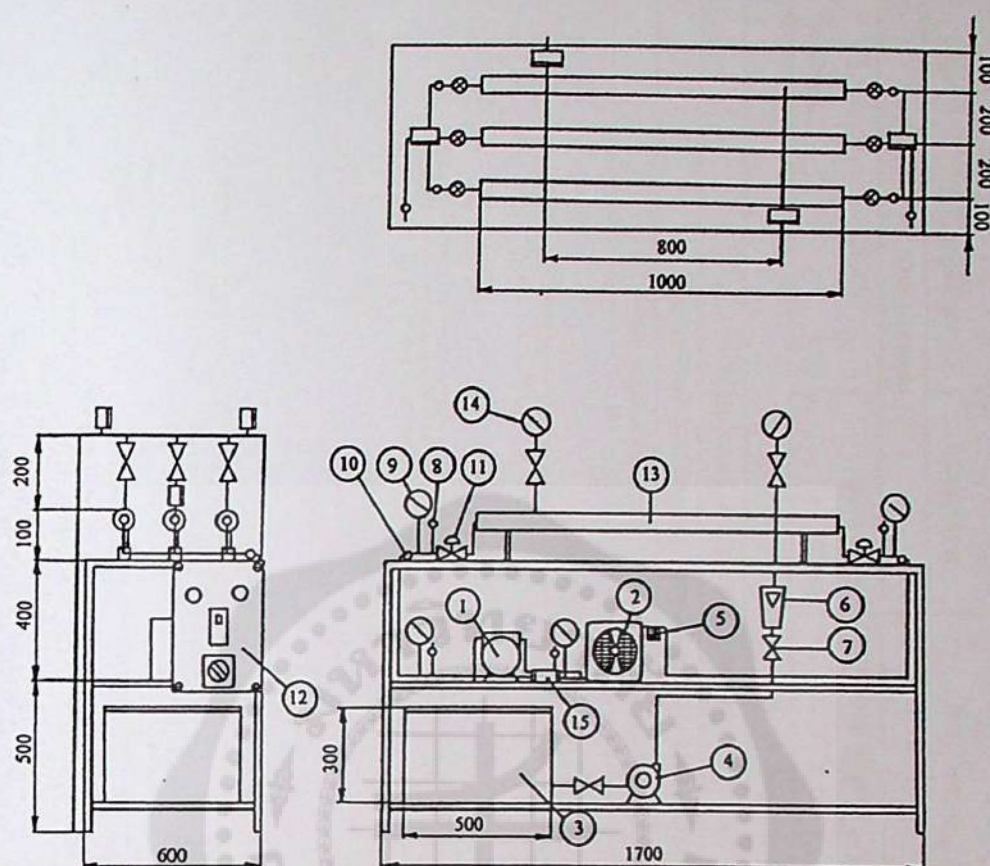
ชนิดของสารทำความเย็น (Refrigerant) R-22

P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{water}$ (kg/s)	$\dot{m}_{refrig}$ (kg/s)	Area (m ²)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} (°C)	Q_{Latent} (kW)	$Q_{sensible}$ (kW)	Q_{total} (kW)	U (kW/m ² K)	h_o (kW/m ² K)	h_i (kW/m ² K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section B														
436	0.331	0.488	0.0879	15403.106	89912	1682	8289	0.585	8871	6000	4.142	9007	0	34475
	0.248	0.490	0.0879	11574.63	7153	1892	8281	0.584	8865	5308	3.294	8412	0	13800
	0.166	0.382	0.0879	7672.61	5148	20495	6298	0.341	6639	3624	2.371	5694	0.035	5801
318	0.331	0.0394	0.0879	15396.8	8989	8636	6907	0.430	7337	9665	4.141	20977	0	1989
	0.248	0.0358	0.0879	11681.39	72064	10428	6210	0.320	653	7.123	3.320	14026	0	131.42
	0.166	0.0409	0.0879	7629.89	5125	16372	6928	0.203	7.131	4955	2.361	9483	0.036	121.02
200	0.331	0.0318	0.0879	15798.86	8942	11316	5526	0.284	581	5841	4.119	8676	0	13200
	0.248	0.0316	0.0879	11542.61	7137	1591	5275	0.282	5557	3951	3.283	5450	0.018	128.81
	0.166	0.0341	0.0879	7657.83	5140	1698	5543	0.203	5746	3845	2.368	6093	0.043	119.00

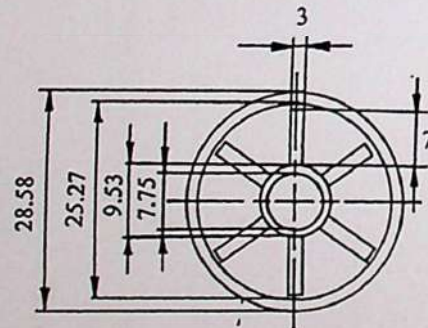
ตารางที่ 12 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณเมื่ออัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนไป และการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่
 ท่อทดสอบ (Test section) C
 ชนิดของสารทำความเย็น (Refrigerant) R-22

P_{comp} (watt)	$\dot{m}_{water}$ (kg/s)	$\dot{m}_{refrig}$ (kg/s)	Area (m^2)	Re_w	Nu_w	ΔT_{LMID} ($^{\circ}C$)	Q_{Latent} (kw)	$Q_{sensible}$ (kw)	Q_{total} (kw)	U (kw/m^2K)	h_o (kw/m^2K)	h_i (kw/m^2K)	$X_{quality}$ Outlet	Pressure drop (kPa)
Test section C														
436	0331	00387	00687	20861.36	12675	16496	6907	0500	7407	6535	4053	12947	0	76.18
	0248	00500	00687	15589.46	9126	1749	6896	0447	7343	6108	3213	23458	00308	37915
	0166	00454	00687	10378.92	6555	1794	6387	0316	6703	5420	2320	18657	00196	57.79
318	0331	00619	00687	20776.98	11489	19.69	7207	0861	8068	5964	4043	10901	0	63.97
	0248	00648	00687	15489.38	90313	15.49	7092	0708	7800	7334	3196	24557	0	57.00
	0166	00439	00687	10293.53	65.118	16822	6271	0218	6489	5618	2305	21625	0	78.00
200	0331	00558	00687	20532.63	11459	15.78	6671	0721	7392	6818	4021	14228	0	56.63
	0248	00510	00687	15609.51	9126	17.49	8281	0354	6635	5518	3216	11591	00413	62.02
	0166	00383	00687	10412.63	65.72	1798	6235	0266	6501	5263	2326	16821	00430	72.00

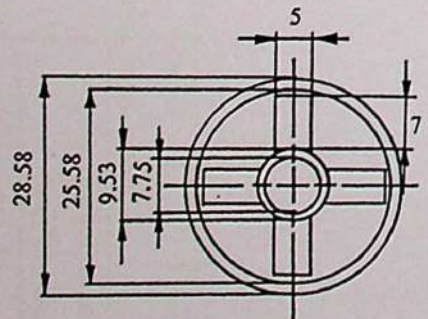




15	1	กรองน้ำทำความเย็น		
14	2	เกจแรงดันของน้ำ ขนาด 3 kg/cm ²		
13	3	ท่อทดสอบ Test Section		
12	1	กล่องรีเลย์ควบคุมการทำงานของระบบ (Dimmer)	-	
11	6	วาล์วเปิด - ปิดของน้ำทำความเย็น ขนาด 9.53 mm	-	
10	2	สวิตช์ ขนาด 9.53 mm.	-	
9	4	เกจวัดแรงดันของน้ำทำความเย็น, High = 35 kg/cm ² , Low = 17.5 kg/cm ² , D = 49 mm.	-	
8	10	สายวัดอุณหภูมิ (เทอร์โมคัปเปิล)	-	
7	7	เกจวัดน้ำ ขนาด Di 18.75 mm	-	
6	1	มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำ Q _{max} = 20 Liter/min	-	
5	1	แคปทิวส์	-	
4	1	มอเตอร์ปั๊มน้ำ ขนาด 0.6 Hp, Head 11 m, Di 12.5 mm	-	
3	1	ถังน้ำ ขนาด 50 x 30	-	
2	1	ฮีตเตอร์ ขนาด 1000 watt	-	
1	1	คอมเพรสเซอร์ ขนาด 0.5 Hp	-	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ ด้านหน้า, ด้านข้าง, ด้านบน, วัสดุ เหล็กโครงสร้าง, สเตนเลส, มิลลิเมตร	มาตรฐาน	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่	มาตรฐาน
ประจักษ์ อ่อนคำผาง	ประจักษ์ ผ่อนคำผาง	ไพศาล นาสล	15/6/2000	1 : 20
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์		ชุดทดลอง การถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นของน้ำทำความเย็น ในท่อที่มีขนาดเล็กและมีครีบทันแนวนอน		
		หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่
		01	1	1

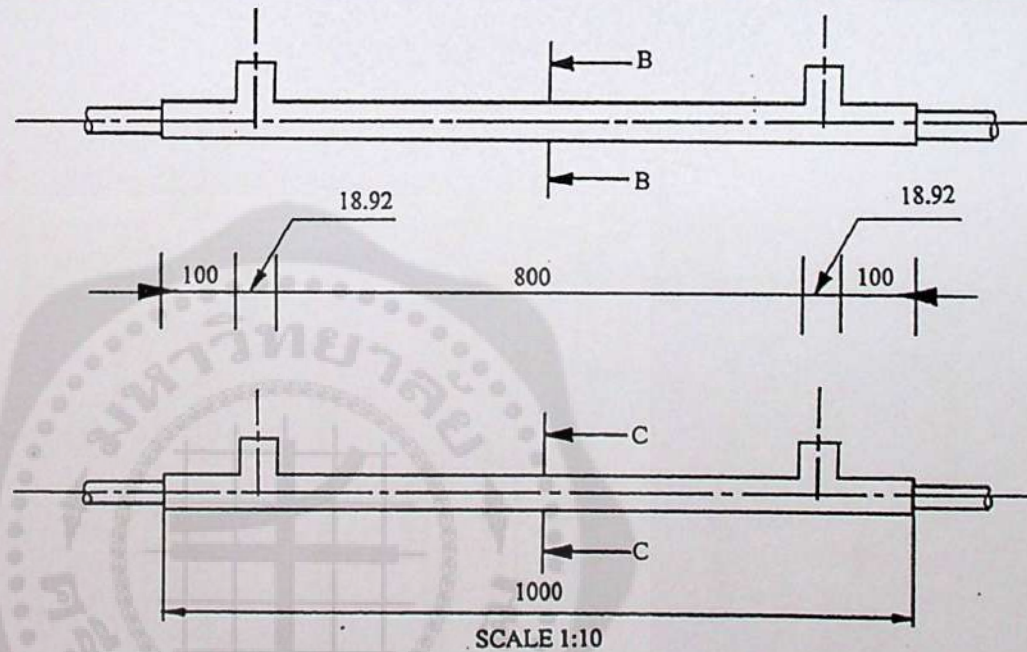


Test section B

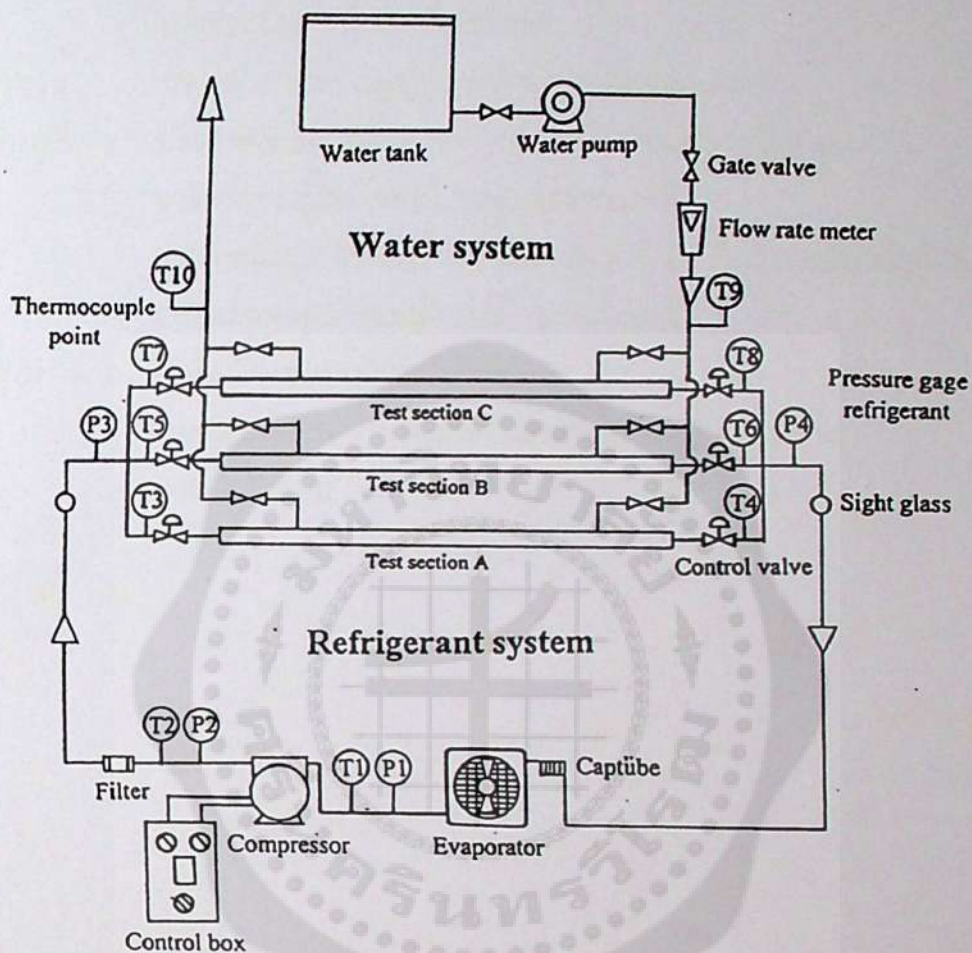


Test section C

SCALE 1:1



3	1	ท่อทดสอบ (ท่อใน) วัสดุทองแดง, ดัดคียบตามแนวนอน, W800		
2	1	ท่อทดสอบ (ท่อใน) วัสดุทองแดง, ดัดคียบตามแนวนอน, W800		
1	2	ท่อทดสอบ (เปลือกนอก) วัสดุสแตนเลส L1000, D25.4		
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด, มิติลิเมตร		
ผู้เขียน		ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	วันที่
ประจักษ์ อ่อนคำหาญ		ประจักษ์ อ่อนคำหาญ	ไพฑาร นาค	15/6/2000
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ หงษ์เกล้า			ท่อทดสอบ (Test Section)	
			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่
			02	1
			แผนที่	2



Schematic diagram of test facility

ผู้เขียน ประจักษ์ อ่อนคำหา	ผู้ตรวจ ประจักษ์ อ่อนคำหา	ผู้อนุมัติ ไพศาล นาค	วันที่ 15/6/2000	มาตรฐาน -
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์		จุดทดลอง การถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นของน้ำยาทำความเย็น ในท่อที่มีขนาดเล็กและท่อคดเคี้ยวแบบวนนอน		
		หมายเลขแบบ 03	แก้ไขครั้งที่ 1	แผ่นที่ 3

ประวัติผู้จัดทำโครงการ

ชื่อ	นายประจักษ์	อ่อนคำผาง
ที่อยู่ปัจจุบัน	5/9 หมู่ 9 ต.ทรายมูล อ.องครักษ์ จ.นครนายก 26120	
ประวัติการศึกษา	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ ช่างยนต์ จากโรงเรียนเทคโนโลยี และ อาชีวศึกษาอุบลราชธานี 2534, อุบลราชธานี ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์ จากโรงเรียนเทคโนโลยี และ อาชีวศึกษาอุบลราชธานี 2536, อุบลราชธานี	
ประวัติการทำงาน	บริษัท ไทยอมฤตบริเวอรี่ จำกัด ตำแหน่ง เจ้าหน้าที่ควบคุมระบบบำบัดน้ำเสีย ส่วนวิศวกรรม 2542 - ปัจจุบัน	

