



การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER



นาย ชัชวาล เขียวละลิม
นาย ณัฐวุฒิ หลิวพิริยวงค์
นาย นนทศักดิ์ ทองพุ่มพุกษา

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2544

๒๓
๗ ๓๕๙ ก

๒๐๓๔

เลขหม.....๒๐๓๔

เลขทะเบียน 46005

จัน, เดือน, ปี 2.7 ค.พ. 2546

.b.....
.i.....

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2544

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2544

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะ วิศวกรรมศาสตร์เครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER

ผู้จัดทำ

1. นาย ชัชวาล เขียวละลิม รหัสนักศึกษา 41014595
2. นาย ณัฐวุฒิ หลัวพิริยะวงศ์ รหัสนักศึกษา 41014610
3. นาย นนทศักดิ์ ทองพุ่มพุกญา รหัสนักศึกษา 41014638



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

นาย ชัชวาล เขียวละลิม 41014595
นาย ณัฐวุฒิ หลิวพิริยะวงศ์ 41014610
นาย นนทศักดิ์ ทองพุ่มพุกษา 41014638
รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2544

บทคัดย่อ

ปัจจุบันความจำเป็นทางการแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานอุตสาหกรรมตั้งแต่ขนาดเล็กจนถึงขนาดใหญ่มีความสำคัญเพิ่มมากขึ้นทำให้เราจำเป็นต้องมีการศึกษาและวิจัยเพื่อการพัฒนาเทคโนโลยีทางการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

สำหรับโรงงานนี้เป็นการศึกษาเฟลคเตอร์ต่างๆ ที่มีผล เช่น การติดครีป, การใส่สปริงและการใส่แผ่นบิด (spiral) ที่จะส่งผลถึงประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งจะทำการศึกษาโดยจะทำการเปลี่ยนคุณลักษณะการไหลของท่อทางด้านในเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างการไหลในท่อทางด้านในเพื่อหาความสัมพันธ์ ระหว่างการไหลในท่อทางด้านในที่จะส่งผลต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน อีกทั้งยังมีอิทธิพลให้เกิดการลดลงของความดัน(Pressure Drop) ซึ่งเราต้องการการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีแต่การลดลงของความดันต่ำสุด จากนั้นนำผลซึ่งก็คือ อุณหภูมิและความดันที่ลดลง (Pressure Drop)เปรียบเทียบกับท่อเรียบปกติ ซึ่งผลสรุปโดยรวมปรากฏว่าที่อัตราการไหลต่ำท่อสปริงจะดีกว่าท่อ spiral และที่อัตราการไหลสูง ท่อ spiral จะดีกว่าท่อสปริง

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF HEAT EXCHANGER

Chatchawan Keawlalim

Nuttawut Lewpiriyawong

Nontasak Thongpumprueaksa

Assoc.Prof .Prongjet Promvonge Advisor

ABSTRACT

At present , heat transfer in systems is needed and more essential in small and big scale industrial factories that result to research and develop the heat transfer technologies for improving heat exchanger efficiency .

This project is to study factors effecting on the heat exchanger efficiency such as fins , inserted spring in the tube and spiral in the tube . The study is made by changing the flow characteristics in In the inner tube with a view to finding the relation between flow in the outer and inner tubes . Effects of flow characteristics on heat transfer performance and pressure drop in the heat exchanger are investigated experimentally . The results obtained are compared with data of a normal flow heat exchanger at the same conditions. In summary, Spring gives best performance at a low flow rate range and spiral tube yields best performance at a high flow rate range from considering three experiments.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี ด้วยการให้คำปรึกษาและความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา
รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ผู้ควบคุมปริญญาานิพนธ์และผู้วิจัยรู้สึกทราบบ้างซึ่งในความ
อนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ อาจารย์ มณฑล ใจกุศล ที่ให้ยืมฮาร์ดแวร์เพื่อมาใช้ในการทดลองครั้งนี้

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้ความช่วยเหลือทางด้าน
อุปกรณ์และสถานที่ที่ใช้ในการทดลอง

ขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำแนะนำที่เกี่ยวข้องกับปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ และได้ประสิทธิ์
ประสาทวิชาความรู้แก่คณะผู้วิจัย

ขอขอบคุณลุง มณฑา เทียมเมือง ที่ได้ช่วยเหลือในงานครั้งนี้เป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณพระคุณบิดามารดาผู้วิจัย ที่ให้กำลังใจผู้วิจัยจนสำเร็จในการทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้

ขอขอบคุณเพื่อนทุกคนที่ให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจ

สุดท้ายนี้คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้คณะผู้วิจัยขอมอบแก่ผู้มีพระ

คุณทุกท่าน

นาย ชัชวาล เขียวละติ้ม

นาย ณัฐวุฒิ หลิวพิริยะวงศ์

นาย นนทศักดิ์ ทองพุ่มพุกษา

สารบัญ

หน้าที่

บทคัดย่อภาษาไทย	I
Abstract	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูป	V
สารบัญตาราง	VI
บทที่ 1 บทนำ	1
บทที่ 2 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	2
2.1 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	2
2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล	2
2.1.2 เจาะใจของการเดินเครื่อง	2
2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล	2
2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	3
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	7
3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	7
3.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้	7
3.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	8
3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์	9
3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement	18
3.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งตาม Transfer Process	19
3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งตาม According to Compactness	20
บทที่ 4 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	21
4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat exchanger	21
4.1.1 พลาสติก	21
4.1.2 แกรไฟต์	21
4.1.3 แก้ว	22
บทที่ 5 ทฤษฎีการคำนวณ	25
5.1 การคำนวณในส่วนการหาการถ่ายเทความร้อน	25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
5.1.1 MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE	28
5.2 การคำนวณในขั้นตอนการออกแบบชุดทดลอง	29
บทที่ 6 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	33
6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	33
6.2 การเตรียมชุดอุปกรณ์ทดลอง	33
6.3 ขั้นตอนการทดลอง	34
บทที่ 7 ผลการทดลองและการวิเคราะห์	40
7.1 ผลการทดลอง	40
7.2 การวิเคราะห์ผลการทดลอง	45
บทที่ 8 การสรุปผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง	51
8.1 สรุปผลการทดลอง	51
8.2 ข้อเสนอแนะ	51
บรรณานุกรม	55
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก	56
ภาคผนวก ข	67
ภาคผนวก ค	81

สารบัญรูป

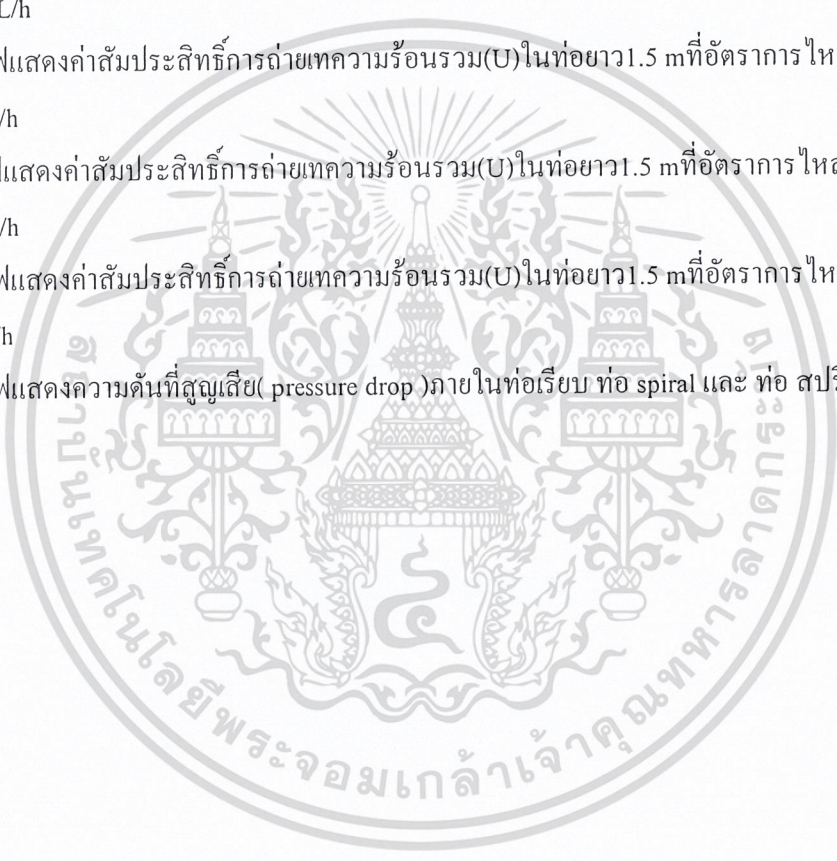
หน้าที่

รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น	10
รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	11
รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell-and-tube	12
รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน	12
รูปที่ 3.5 ลักษณะการทำงานของฮีทปั๊ม	16
รูปที่ 3.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนแบบฮีทปั๊ม	16
รูปที่ 3.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน	18
รูปที่ 3.8 การไหลแบบ Mutlipass	19
รูปที่ 3.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection	19
รูปที่ 3.10 แสดง Cooling Towers แบบ Force Convection	20
รูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้	23
รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้	23
รูปที่ 4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล	23
รูปที่ 4.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว	24
รูปที่ 5.1 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน	25
รูปที่ 6.1 เครื่องควบคุมอุณหภูมิของ Heater ทศนิยม 1 ตำแหน่ง	35
รูปที่ 6.2 หน้าจออ่านค่าทศนิยม 1 ตำแหน่งและสวิตช์เลือกค่า (Selector)	35
รูปที่ 6.3 เทอร์โมคัปเปิล Type K	36
รูปที่ 6.4 Heater 800 watts	36
รูปที่ 6.5 ปัมป์อัตราการไหล 35 L/min Head =35 m	36
รูปที่ 6.6 มาโนมิเตอร์ (Manometer)	37
รูปที่ 6.7 Magnetic Contactor	37
รูปที่ 6.8 ฉนวนใยแก้ว	37
รูปที่ 6.9 สปริงที่ใส่ภายในท่อน้ำร้อน เส้นผ่านศูนย์กลาง 4 mm ระยะพิตช์ 2.5 mm	38
รูปที่ 6.10 Spiral ที่ใส่ภายในท่อน้ำร้อนระยะพิตช์ 7 cm ความกว้าง 6 mm	38
รูปที่ 6.11 ชุดทดลอง	39
รูปที่ 7.1 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h	46
รูปที่ 7.2 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h	46
รูปที่ 7.3 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h	47
รูปที่ 7.4 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h	47

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์กับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญตราหน้าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.5 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h	48
รูปที่ 7.6 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h	48
รูปที่ 7.7 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h	49
รูปที่ 7.8 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h	49
รูปที่ 7.9 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h	50
รูปที่ 7.10 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h	50
รูปที่ 7.11 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h	51
รูปที่ 7.12 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h	51
รูปที่ 7.13 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h	52
รูปที่ 7.14 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h	52
รูปที่ 7.15 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h	53
รูปที่ 7.16 กราฟแสดงความดันที่สูญเสีย (pressure drop) ภายในท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อ สปริง	53



สารบัญตาราง

หน้าที่

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ	17
ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น	17
ตารางภาคผนวก ก	
การทดลองที่ชุดทดลองท่อเรียบความยาวชุดทดลอง 1.5 เมตร	56
การทดลองที่ชุดทดลองท่อ spiral ความยาวชุดทดลอง 1.5 เมตร	57
การทดลองที่ชุดทดลองท่อสปริง ความยาวชุดทดลอง 1.5 เมตร	58
ค่าการถ่ายเทความร้อนภายในท่อภายในท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อสปริง	61
ค่าประสิทธิภาพ (effectiveness) ในท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อสปริงที่อัตราการไหลต่างๆ	62
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อสปริงที่อัตราการ ไหลต่างๆ	64
ค่าความดันที่สูญเสีย (Δp) ภายในท่อเรียบ ท่อ Spiral และท่อสปริง	66
ตารางภาคผนวก ค	
ตารางคุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำอัดตัว	81

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ขบวนการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างของไหลเป็นสิ่งสำคัญมากและขบวนการดังกล่าวพบได้บ่อยมากในทางวิศวกรรม ได้แก่ หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน คอยล์เย็น ต่างก็เป็นตัวอย่างของขบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ต่างก็มีขบวนการต่างๆ มากมายที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีกรณีสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้นเรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่วไปเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบธรรมดาอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดโดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมผัสของทิศทางการไหลของกระแสการไหลทั้ง 2 ชนิด ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ถูกเรียกว่าเป็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือ ตั้งฉากกัน (Cross flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ก็เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน(หรือเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น)ก็เป็นตัวอย่างของเครื่องชนิดนี้

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

สำหรับโครงการนี้ก็เป็นการศึกษาหาแพคเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในโครงการนี้จะทำการศึกษาโดยการเปลี่ยนคุณลักษณะของท่อทางด้านในเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างการไหลในท่อทางด้านในที่จะส่งผลต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

ขอบเขตของการศึกษาเราจะทำการศึกษการไหลใน ท่อ 3 ชนิด ดังต่อไปนี้ได้แก่ ท่อเรียบ ท่อสปริงและท่อ spiral โดยการไหลจะเป็นแบบการไหลสวนทางกัน (counter flow) เพื่อหาว่าท่อชนิดใดมีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด

1.4 วิธีการดำเนินงาน

งานวิจัยของโครงการนี้เริ่มจากการที่ เราเริ่มสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Heat exchanger) แบบท่อสองชั้นแบบการไหลสวนทางกันจากนั้นทำการเก็บค่าอุณหภูมิที่ทางออกของท่อน้ำร้อนและน้ำเย็น จากนั้นทำการหาความร้อนที่ถ่ายเทได้ และใช้ทฤษฎี LMTD เพื่อทำการหาค่า U ค่า Effectiveness และค่าความดันที่สูญเสียภายในท่อจากนั้นนำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์ท่อที่จะส่งผลดีมากที่สุด

บทที่ 2

เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม หมายถึง เครื่องมือใดๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้น จึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์ และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และ ถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจนเกิดการกัดขวางการไหล หรือ เกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหย หรือ การควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกฆ้อนน้ำ (Water hammer) หรือ เกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อน และ ความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเชลล์ (Shell) ที่บางที่สุดที่ต้องใช้ตลอดจนสัดส่วนของแฟลนจ์ (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหล ระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่มีการเดินเครื่องเป็นแบบพักๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่องและผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และ การกัดเซาะ (Erosion) ผิวสัมผัสของของไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้ง สนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้น เกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรือ อาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะเดียวกัน ยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่า การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มาตรฐานทั่ว ๆ ไป จะเป็นที่พอใจของความ ต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิ และความดันปานกลาง สำหรับกรณีโดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือ ได้ช่วงอุณหภูมิและความดัน ตั้งแต่ค่าต่ำ ๆ จนสูง ๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุดอาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีน้ำหนักน้อยที่สุด , ปริมาตร หรือพื้นที่ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่นถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial cost) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน (Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น, Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยที่สุด (Pressure Drop), ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย น้อยที่สุด

ดังนั้น เพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุดในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรถูกแสดงและการคำนวณควรถูกการทำซ้ำ สำหรับแต่ละการออกแบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่ง มาตรการที่เหมาะสมที่สุด ถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Bell อธิบาย คอมพิวเตอร์ ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell – And - Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่น คอมพิวเตอร์ ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อน และกระบวนการที่เหมาะสมที่สุด สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบกระจัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไป ของลักษณะเด่น ของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขั้นพื้นฐานจะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้าน การออกแบบให้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกระทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุด คือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวข้องกับ การหาค่า อัตราการถ่ายเทความร้อน , อุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลง ในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้ เป็นปริมาณอย่างกว้าง ๆ ที่ระบุ ในปัญหาการประเมินค่า คือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต, การจัดการ การไหล, อัตราการไหล, อุณหภูมิด้านเข้า

ปัญหาด้านขนาด (Sizing Problem) ถูกเกี่ยวข้องกับ การหาค่า มิติของเมตริกซ์ เพื่อจะได้พบการ ถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันลดลง (Pressure Drop) ที่ต้องการ งานของผู้ที่จะออกแบบ คือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง , การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรง เรขาคณิต ทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้ เป็นปริมาณอย่างกว้าง ๆ คือ ของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก , อัตราการ ไหล , ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่น ของความสำคัญของ คอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้องการให้ มี การคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินค่าอัตราต่าง ๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

1. การออกแบบโดยเฉพาะ (Design specific) การออกแบบโดยเฉพาะ ที่มีการกำหนดแน่นอน ณ ที่สมบูรณ์ควรถูกหาได้ที่ Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การจัดการการไหล, พื้นผิวเรขาคณิต, ค่าสภาพการทำงาน เช่น อุณหภูมิทางเข้า, ความดัน, อัตราการไหล, ชนิดของของเหลว และอื่น ๆ
2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพ หลาย ๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ , ความหนาแน่น , ความหนืด , ค่าการนำความร้อน และเพลาตัน นัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่า สหสัมพันธ์ (Correlation)
3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรม ของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้าน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด , เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ , ขนาดครีบ ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีบ และอื่น ๆ
4. ความสัมพันธ์ระหว่าง ϵ -NTU (ϵ -NTU Relation) เนื่องจากวิธี ϵ -NTU ถูกนำไปใช้ ในการออกแบบ เกี่ยวกับความร้อน ของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบกระทัดรัด การ กำหนดสูตรหลาย ๆ สูตรของความสัมพันธ์ระหว่าง - NTU ควรถูกจัดทำขึ้น ความสัมพันธ์ ควรนำไปใช้ได้กับกรณีทั่วไปในการหาเมื่อรู้ NTU และ $C = C_{\min} / C_{\max}$ และ คำนวณ NTU เมื่อรู้ ϵ และ C

5. ความสัมพันธ์ h และ f (h and f relation) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อน และความเสียดทานการไหล ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัดถูกใช้ในเทอม j และ f และ plot กราฟ ในของ Reynolds number และ ข้อมูล h , f และ Re ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหพันธ์ (Correlation)
6. ประสิทธิภาพครีป (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีป (η) และ ประสิทธิภาพของน้ำหนักพื้นที่ครีป (η') ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น ในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีป และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณ ประสิทธิภาพของพื้นที่ครีปควรถูกจัดทำ
7. ความดันลดลง (Pressure Drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลผ่านตลอด Matrix เกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่งและการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน, การหดและการขยายที่ทางเข้าและทางออกของ matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลง เนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้องอ (Bends), หัวจ่าย (Headers) และ ท่อรวม (Mainfolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อน หรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ ปัญหา และเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลง ถูกคำนวณ การแก้ ปัญหาของ Rating Problem จะถูกนำ คอมพิวเตอร์ มาคิดแทน

Sizing Problem ถ้าปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับ ขนาด , น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งราคาค่าด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูก แก้ปัญหา และขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณ ที่จะถูกทำให้เกิดสภาวะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธีหลาย ๆ วิธี อาจจะถูกนำมาใช้ ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็จะถูกปรับให้เหมาะกับแต่ละกรณีที่มีมันเกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวกับเงื่อนไขที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิต ถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือก ในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุด และสูงสุดของความสูงครีป , ความหนาครีป , ระยะห่างระหว่างครีป , ค่าการนำทางความ

ร้อนครีป , ความยาวครีป , อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลง จากการแก้ปัญหของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธี คือ วิธีแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อนและวิธีการแบ่งตามการไหลของของของไหล

3.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อน มีสถานะเป็นอะไร และ มีการเปลี่ยนสถานะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลวซึ่งเพียงแต่ถูกให้ร้อนขึ้น หรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดร้อนและ น้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น
- 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น
- 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ - ก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น
- 4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ - ก๊าซ (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อนยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ
- 5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ - ของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจะเป็นก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed water Preheater) ซึ่งในก๊าซทั้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน
- 6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ - ของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อใน (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และ เครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือ ลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

- 1) เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี่ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งาน คือ การระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น โดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอดีด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ต่อท่อ
- 2) เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือ ตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water preheater)
- 3) เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน
- 4) เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Super-heater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด อย่างเช่น เครื่องคงไอ (Stream Superheater) เป็นต้น
- 5) เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่นเพื่อระเหยให้เป็นไอดีอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่น หน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก๊าด เพื่อระเหยของค้ำประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และ แบบกากลั่นน้ำเชิงความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง
- 6) เครื่องควบแน่น (condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่น ไอที่ควบแน่นได้ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ
- 7) เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น
- 8) เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่น ส่วนหนึ่งของไอที่ออกมาจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว
- 9) เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล
- 10) เครื่องทำให้เย็นจัด (Chiller) เครื่องนี้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้เหลือต่ำมาก โดยการใช้ตัวทำความเย็น (Refrigerant) จำพวกแอมโมเนียและฟรอน เป็นต้น

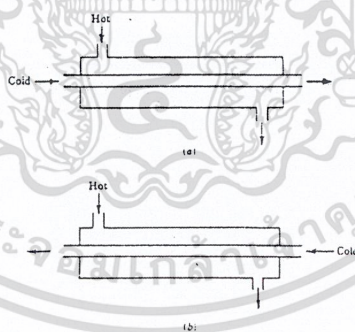
- 11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่า มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่ระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง
- จุดประสงค์ของตั้งแต่ (1) เครื่องระเหย จนถึง (5) เครื่องคัมชะ คือ การให้ความร้อนแก่ของไหล ส่วนจุดประสงค์ของ (6) เครื่องควบแน่น จนถึง (10) เครื่องทำให้เย็น ก็คือ การดึงเอาความร้อนออกจากของไหล อนึ่ง จุดประสงค์ของ (11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็คือ ทั้งให้และดึงความร้อน แห่ลง ความร้อนที่นิยมใช้ในการให้ความร้อน ก็คือ ไอน้ำ แต่ในบางครั้งแหล่งความร้อนอาจจะเป็นของเหลว เช่น น้ำมันร้อน และ น้ำร้อน เป็นต้น หรือ เป็นก๊าซเฉื่อยอุณหภูมิสูง เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และ ก๊าซไนโตรเจน หรือ เป็นก๊าซที่ที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง
- โดยทั่วไปจะใช้เม่น้ำ หรือ น้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอน้ำ แต่ในบางครั้ง อาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรีออน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกัน ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกันจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่า หอกันหนึ่งหอกันจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้น จึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

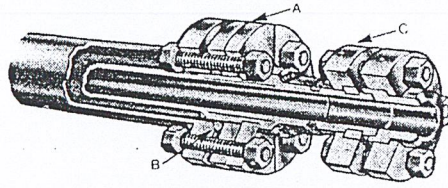
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบ ง่ายๆ และราคาข้อมเยา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำสูง โครงสร้างของเครื่องประเภทนี้ ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียดละออ วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระจกดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Rasin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่า ของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่อง จึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

- 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อน โดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับเพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเกิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรงและ ส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลายๆ ชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ
- 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และ ของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-Bend) ดังในรูป 3.1. บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือ ฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และ ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



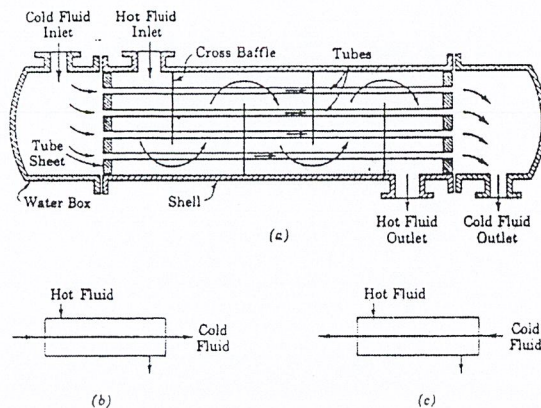
รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow



รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

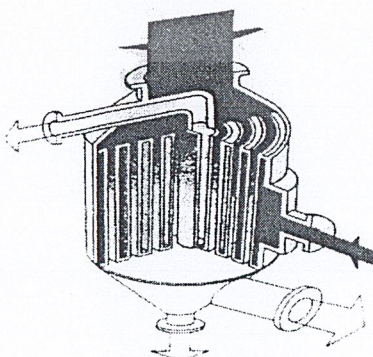
ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีส่วนคล้ายกันหลายๆชุดมาต่อกับแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (parallel) เมื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่หาเมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้น เครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนมีค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตร.ม

- 4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่ ลักษณะเป็น ประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วน ประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle , shell , front and rear end header , and baffles เป็นตัวใช้ในการสนับสนุน (support) tube ทำให้เพิ่มการเป็นเทอร์รูเลนซ์ หลักการเลือก baffles จะขึ้นกับช่องว่าง , อัตราการไหล (flow rate) , การเกิด pressure drop และ tube support requirement และการไหลที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนภายในท่อ ลักษณะของชนิดของของไหล แบ่งเป็นหลายแบบเช่น liquid to liquid , liquid to gas , gas to gas , liquid to liquid fluid ทั้ง 2 จะถูก pump ผ่าน Exchanger ดังนั้น Heat transfer ทั้งภายในและภายนอก tube จะเป็นแบบ forced convection ดังนั้น heat transfer coefficient จะสูงโดยเกิดจากการไหลของของไหลอยู่แล้ว ไม่จำเป็นต้องติดครีบกาวเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ liquid to gas ครีบกาวจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tubes ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ Gas to Gas จะใช้กับ Exhaust gas และ เครื่องอุ่นอากาศ สำหรับ ระบบ gas-turbine , cryogenic gas-liquefaction system และ steel furnances ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบกาวเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer



รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell-and-tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass
(b) parallel flow (c) counter

- 5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็น
เส้นทางการไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอกซึ่งปลายข้างหนึ่ง มีฝาปิดอยู่ และ ท่อในซึ่งสอดอยู่ใน
ท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ ในระหว่างที่ไหลอยู่ใน
ช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้ สามารถติดตั้งหรือ ถอดออก
ได้ โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าไปในภาชนะบรรจุ หรือ
ระบบท่อได้ โดยตรงเพื่อเพิ่มหรือ ลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
แบบคานปลายป็น มีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้น จึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตรา
การแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่ แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเท
ความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น
- 6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน



รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังที่แสดงไว้ในรูป 3.4 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วยท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือ ท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายๆชั้น แล้วยกบรรจุใน ภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มี การสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อย โดยโครงสร้างนอก จากการผลิต การซ่อมแซม ทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อ และ ใน เซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลว ที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป

- 7) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ
- เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่ นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบ คือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีป (Fin) โครงเหล็ก ซึ่งใช้ สำหรับยึดมัดท่อ และ เครื่องเป่าลม พร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced- Draft) และ แบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือ ไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำ หรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อดีอย่าง กว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อดีอย่าง อื่นคือ ค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และ เวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับ ของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ดี ข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดัง ต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และ ต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

- 8) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม
- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลา นาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถังเก็บ หรือ ถังปฏิกร (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยน ความร้อน ข้อเสียคือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน รวมมีค่าต่ำกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์และท่อ หรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้น จึง ไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือ โครงสร้างเป็นแบบ ง่ายๆ ราคาถูก และความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้น จึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความ เป็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่ง สะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถัง ตวงให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับ ของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน โดยใช้ขอต่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปกติแล้ว การทำความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้น ของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรีออน (Freon) หรือ แอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระนาบที่ห่างกัน แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นใน ลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้ มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่สู้ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิม ได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลายๆ แผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และ ส่วนเว้า ประเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และ รักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่น คือ สามารถอดเป็นแผ่นๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้ โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากประเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อน รวมสูงประมาณ $1300-3500 \text{ kcal / m}^2 \text{ hr}^\circ \text{C}$ ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg / cm^2 และ 150 องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถ ใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับ ความดันสูง (high pressure) ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง $230 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆ แผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ในลักษณะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถึงแทนปลอกหุ้ม (jacket)

10) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนलयหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่น คือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องค้ำยันถึงการยึดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และ การไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้น จึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาด หรือ ซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อน

แตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสม คือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

10) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอด

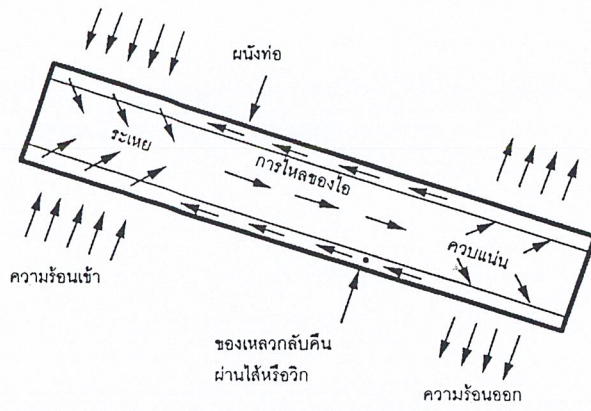
ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อน ผิดแผกกันนั้นทำให้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอดซึ่งทำจากตะกั่วดำ หรือ วัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ ก่อนๆ เดียวโครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และ เคมีภัณฑ์อื่นๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย ft^2) กับปริมาตร (ในหน่วย ft^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กกว่า $1/4$ นิ้ว ร่วมกับครีป (Fin) หรือแผ่นโครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อด เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และ อุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิด ที่สกปรกน้อย

13) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

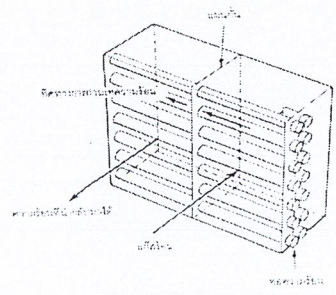
เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง และมีสมรรถนะสูง แม้ว่าผลต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน (heat Source) และแหล่งรับความร้อน (heat Sink) มีค่าน้อยกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ประกอบด้วยฮีทไปป์ ซึ่งเป็นท่อปิดผนึกภายในบรรจุวิกส์ (Wick) และของเหลวใช้งาน (Working Fluid) ที่ความดันสูญญากาศ



รูปที่ 3.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 3.5 กล่าวคือ เมื่อฮีทไปป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิกต์ ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกต์จะระเหยกลายเป็นไอไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอลดต่ำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปช่วงการระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกต์ รูปที่ 1.6 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีทไปป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน จุดเด่นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์มีดังต่อไปนี้

1. ไม่ต้องใช้แหล่งพลังงานเสริมในการใช้งาน ยกเว้น เครื่องเป่าลม หรือสูบของเหลว
2. อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน และแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 3.1
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ
4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)



รูปที่ 3.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนแบบฮีทไปป์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

ช่วงอุณหภูมิ(องศาเซนติเกรด)	ของเหลวใช้งาน
20-40	แอมโมเนีย
50-200	น้ำ
250-650	ปรอท
400-800	โปแตสเซียม
500-1000	โซเดียม
1000-1800	ลิเทียม

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่นในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด , ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรไอซี, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์, ในการอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ในการระบายความร้อนจากระบบเบรคของเครื่องบิน, เตาเผาขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็น ในอดีตมีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์กับอุปกรณ์ประเภทอื่นๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basiulis ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่างๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วผสมของของไหล	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตร 1หน่วย	คะแนนรวม
Regeneration	ปานกลาง 3	สูง 4	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	มี 0	มาก 4	15

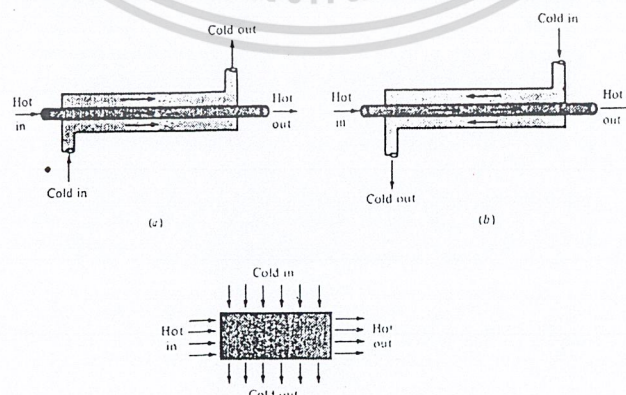
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Shell and Tube	สูง 2	สูง 4	ธรรมดา 3	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี	5	น้อย 2	19
Plate fin	ต่ำ 4	ปานกลาง 3	ธรรมดา 3	สูง 2	ไม่จำเป็น	ไม่มี	5	มากพิเศษ 5	22
Recirculating	ต่ำ 4	ต่ำ 2	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	ไม่มี	5	มากพิเศษ 3	18
Secondary medium									
Heat-pipe	ต่ำ 4	สูง 4	ง่าย 5	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี	5	มาก 4	25

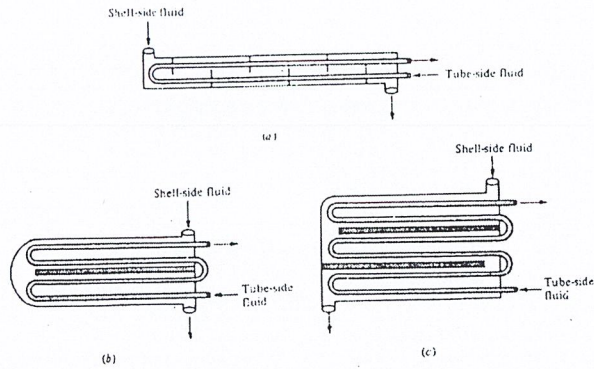
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำได้ไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การผุทะลุของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวีกส์ ได้บางครั้งวีกส์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความของเหลวความแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทันของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement

- 1) Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกันดังรูป 3.7(a)
- 2) Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกันดังรูป 3.7(b)
- 3) Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวางกันดังรูป 3.7(c)
- 4) Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multipassing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูป 3.8



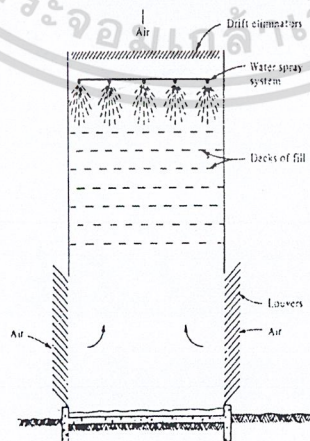
รูปที่ 3.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน



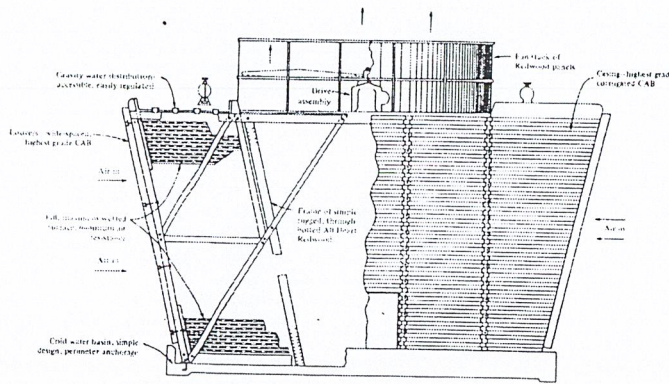
รูปที่ 3.8 การไหลแบบ Mutlipass (a) one shell pass , two tube pass (b) two shell pass ,four tube pass (c) three shell pass ,six tube pass

3.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งตาม Transfer Process

- 1) Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ
 - ก. การพาแบบธรรมชาติ (Natural convection)
 - ข. การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)
 สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูป 3.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convectiond เป็นไปตามรูปแบบ 3.10
- 2) Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



รูปที่ 3.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection



รูปที่ 3.10 แสดง Cooling Towers แบบ Force Convection

3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งตาม According to Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat Transfer surface one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) หากมีค่ามากกว่า $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี Area Density ประมาณ $1100 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ $6,000 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ เป็น Compact Heat Exchanger สำหรับปอดของมนุษย์ (Human lungs) จะมี Area Density ประมาณ $20,000 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ เป็น จะถือว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่า Compact heat exchanger สูงสุด สำหรับ Stirling engine เป็น Area Density เข้าใกล้ ปอดของมนุษย์ (Human lungs) สำหรับ Plane tubular และ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Shell and tube exchanger) ที่มี Area Density ในช่วง 70 ถึง $500 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ จะไม่คิดว่าเป็น Considered Compact สำหรับการทำให้ Ratio มีค่าสูงทำได้โดย การติดครีบ (fins) ในการถ่ายเทความร้อน ระหว่าง แก๊สไปทีของเหลว (Gas to liquid) Heat transfer Coefficient ของทางด้านแก๊ส (gas) น้อยกว่าทางด้าน (liquid) จะต้องมีการติดครีบ (fin) ทางด้าน แก๊ส (Gas) เพื่อจะให้มีความกระตือรือร้นมากขึ้น

บทที่ 4

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆแทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวางพร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถตั้งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อกันได้โดยโดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น

กรดไฮดรอกลอลริก กรดกำมะถันและกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพงเช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียมและแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้อำนาจจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะเช่น พลาสติก แกร์ไฟต์ แก้ว เป็นต้น

4.1.1 พลาสติก

วัสดุพลาสติกโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon (Polytetrafluoroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่ดีเยี่ยมในด้านความต้านทานต่อการทำลายทางเคมีและการเสื่อมสภาพเราสามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่มท่อ PTFE ที่ยาวบางและยึดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อนี้จะถูกม้วนหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เปิดบรรจุน้ำระบายความร้อนอีกเทคนิคหนึ่งเป็นการชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวภายนอกที่สัมผัสกับของไหลที่กัดกร่อน

4.1.2 แกร์ไฟต์

แกร์ไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกันในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แกร์ไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระโชกทางความร้อน) แกร์ไฟต์สามารถรับการกัดกร่อนทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แกร์ไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ชิดจำกัด ทางด้านอุณหภูมิและความดันสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แกร์ไฟต์โดยทั่วไปคือ 175c 1.7Mpaตามลำดับการใช้แกร์ไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติอันยาวนาน แต่ได้ขยายขอบเขตการใช้งานในขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิคทำให้แกร์ไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อ้อมตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัวโดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน

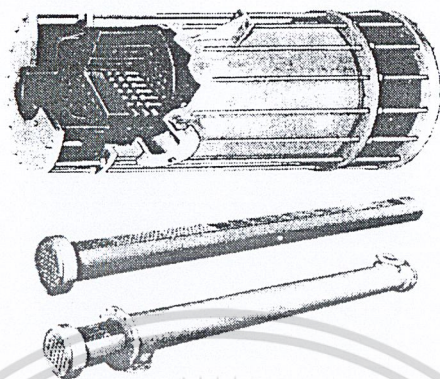
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

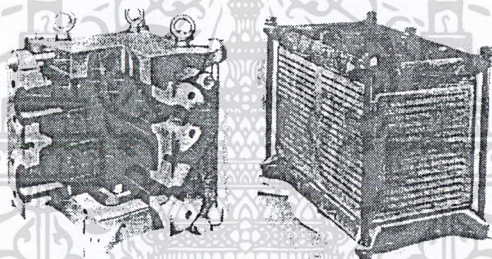
ปัญหาจากการที่แกรไฟต์มีความแข็งแรงต้านทานแรงดึงต่ำสามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกรไฟต์ทำงานอยู่ภายใต้ความเค้นกดแทนที่จะเป็นความเค้นดึง วิธีหนึ่งก็คือ การหุ้มแกรไฟต์ด้วยเปลือกโลหะ ชิ้นส่วนแกรไฟต์ ที่ประกอบเข้าด้วยกันค่อนข้างแน่นจะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกรไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูงมักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกรไฟต์ตันรูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากันชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักกักร่อนทางค้ำนท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักกักร่อนทางด้านเซลล์ รูปที่ 4.1 และรูป 4.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าวแม้ว่าแกรไฟต์จะสามารถต้านทานการกักกักร่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่น่าแนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออไรน์ ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซูปโครเมียม กรดไนตริก และกรดโคมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกรไฟต์โดยตรง

4.1.3 แก้ว

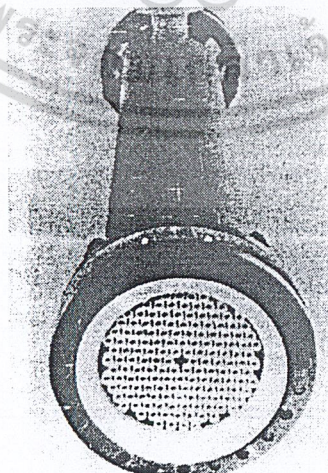
แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่งที่มีการนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในงานพิเศษเฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กักกักร่อนอื่นๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกักกักร่อนสูงโดย นอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยา และอาหารซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ ถือเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทพลอนเท่านั้นโอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้วโดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูป 4.3 และ 4.4 รูปที่ 4.3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้วและใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทพลอน ตัวเซลล์อาจจะทำด้วยแก้วด้วยถ้าของไหลทั้งทางด้านเซลล์ และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กักกักร่อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kpa และ 175 c ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกว่านี้ จะต้องใช้เซลล์ที่ทำด้วยเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทพลอนหรือยางรูปที่ 4.4 แสดงชุดท่อคอนเดนเซอร์และชุดท่ออบยเลอ์ที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็น จะไหลเวียนอยู่ในชุดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อในการใช้งานอาจมีชุดท่อ หลายชุดวางซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อเทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในทุกๆแง่แล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิดแต่แรกก็เป็นได้ ปัจจัยก็คือ พื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกอย่างได้ผลในหลายๆกรณี ความต้านทานทางด้านฟาลิงเป็นตัวต้านทานที่มีความร้อนที่มีอิทธิพลที่สและเมื่อเปรียบเทียบกับแล้วความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วคงจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็นวัสดุทางการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกักกักร่อนที่ดีเยี่ยมไม่ทำให้เกิดการปนเปื้อนและกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้หลายรูปแบบในราคาที่ต่ำจึงทำให้ยังคงมีการใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่างโดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม



รูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้

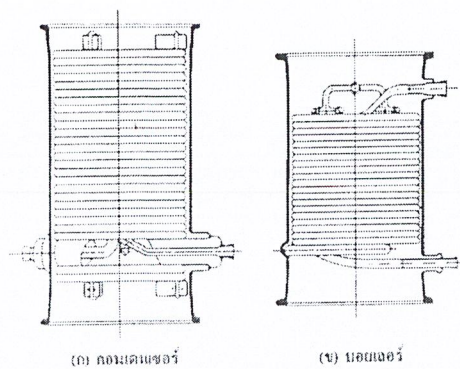


รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์ โดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้วโดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ทฤษฎีการคำนวณ

5.1 การคำนวณในส่วนการหาการถ่ายเทความร้อน

วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LOG MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยของไหลอาจจะไหลแบบ counter flow หรือ parallel flow ก็ได้และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณี นี้ แสดงได้ตามรูปที่ 5.1 เราสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันสองชั้นได้

การออกแบบทางคายความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงถึงความสัมพันธ์ของความร้อน Q คือ

$$Q = UA \Delta T_{lm} \tag{5.1}$$

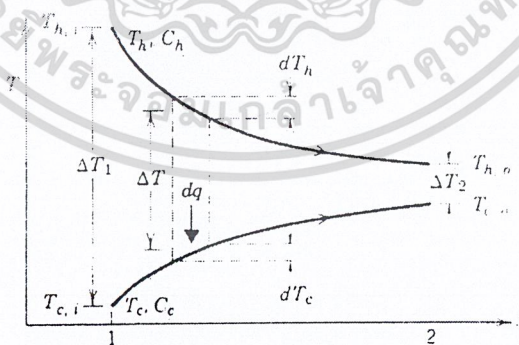
A = พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยาม

Q = ความร้อนที่ถ่ายเท

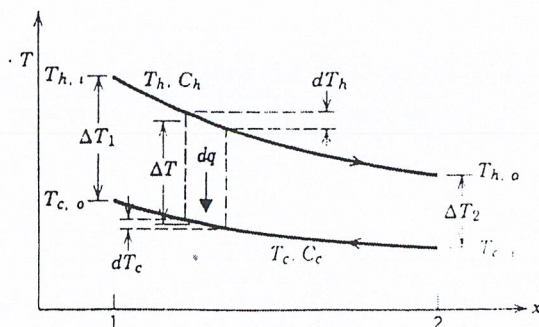
U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ΔT_{lm} = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตามรูปที่ 5.1 แสดงว่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของไหลที่ร้อนและของไหลเย็นแปรเปลี่ยนระหว่างทางเข้าและทางออก ดังนั้นเราต้องคำนวณหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้ออกมาใช้กับสมการ (5.1)



(a) Parallel flow.



(b) Counter-flow

รูปที่ 5.1 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (parallel flow) ตามรูปที่ 5.1 (a) ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านชิ้นส่วนของพื้นที่ dA อาจเขียนได้เป็น

$$dq = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad (5.2)$$

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนในรูป

$$dq = U(T_h - T_c) dA \quad (5.3)$$

จากสมการ (5.2) เขียนใหม่ได้เป็น

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h c_{ph}} = \frac{-dq}{C_h}$$

$$dT_c = \frac{dq}{\dot{m}_c c_c} = \frac{dq}{C_c}$$

โดยที่ \dot{m} แทนอัตราการไหลของมวลและ c_p เป็นความร้อนจำเพาะของของไหล

ส่วน $C = \dot{m}c_p =$ อัตราความจุความร้อนของของไหล

ดังนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (5.4)$$

หาค่า dq จากสมการ (5.3) และแทนสมการ (5.4) ให้

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) dA \quad (5.5)$$

อินทิเกรตจากเงื่อนไข (1) ไป (2) (คือจากทางเข้าถึงทางออก) ได้

$$\frac{\ln(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c2})} = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (5.6)$$

อินทิเกรตสมการ (5.2) จากเงื่อนไข (1) ไปสู่ (2) แล้วนำมาเขียนใหม่ให้

$$\dot{m}_h c_{ph} = \frac{q}{(T_{h1} - T_{h2})} = C_h$$

$$\dot{m}_c c_{pc} = \frac{q}{(T_{c2} - T_{c1})} = C_c$$

แทนกลับในสมการ (5.6) ให้

$$q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (5.7)$$

เปรียบเทียบ(5.1) และ (5.7) ได้

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (5.8)$$

ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมินี้เรียกว่า log mean temperature difference (LMTD) ซึ่งเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่องลบด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายอีกข้างหนึ่งของเครื่องหารด้วยค่าลอการิทึมธรรมชาติของอัตราส่วนความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองนี้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันเราสามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้ทำนองเดียวกันกับการไหลตามกันทุกประการนั้นคือสมการ (5.8) สามารถใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนทางกันเพียงแต่ในกรณีนี้ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เท่านั้นโดยตัวห้อย i และ o หมายถึงทางเข้าและทางออกตามลำดับ

5.1.1 MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE

โดยทั่วไปแล้วผลต่างระหว่างระหว่างอุณหภูมิของไหลร้อนกับอุณหภูมิของไหลเย็นที่ปากทางเข้าและปากทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขนาน แบบไหลสวนทางและแบบตั้งฉากย่อมแตกต่างกัน ดังนั้นในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนจำเป็นที่จะต้องรู้ค่าเฉลี่ยของผลต่างระหว่างอุณหภูมิของไหลร้อนกับของไหลเย็นที่จุดทุกจุดจากสมมติฐานที่ว่า

- 1) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าคงที่ตลอดระยะทางการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) ความจุความร้อนจำเพาะของของไหลมีค่าคงที่ตลอดระยะทางการไหล
- 3) ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหล(จากของเหลวเป็นก๊าซ หรือ ก๊าซเป็นของเหลว)เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 4) ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกนอกเครื่องถ้าสมมติฐานข้างต้นเป็นความจริงอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองต้องเท่ากันดังนั้นสมการต่อไปนี้จะใช้ได้

$$MC_p(T_1 - T_2) = mc_p(t_2 - t_1) \quad (5.9)$$

จากสมการ(5.9) สมการอนุพันธ์(derive) สูตรต่อไปนี้เป็นสำหรับคำนวณผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (5.10)$$

Δt_m มีชื่อเรียกว่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม(Logarithmic Mean Temperature Difference)

ซึ่งใช้แทนด้วยสัญลักษณ์ LMTD

Δt_2 และ Δt_1 คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลทั้งสอง ที่ปลายอุณหภูมิสูง และที่ปลายอุณหภูมิต่ำ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ

5.2 การคำนวณในขั้นตอนการออกแบบชุดทดลอง

วิธี Effectiveness-NTU (Effectiveness and number of transfer units)

ความยุ่งยากอันหนึ่งในการใช้วิธี LMTD หาสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือว่าค่า LMTD ไม่สามารถหาได้ถ้าไม่ทราบอุณหภูมิทางเข้า ออกของของไหลทั้งหมด ($T_{ci}, T_{co}, T_{hi}, T_{ho}$) ในปัญหาการออกแบบจริงค่าอุณหภูมิเหล่านี้ต่างรู้ จึงสามารถใช้วิธี LMTD ได้อย่างไรก็ตามถ้าเราประสงค์ที่จะประเมินสมรรถนะของเครื่องที่กำหนดเงื่อนไขทางเข้ามาให้แล้ว และอุณหภูมิทางออกไม่ทราบค่าจนกว่าจะหาค่า q ได้เสียก่อน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้การคำนวณแบบซ้ำ (iteration) โดยสมมติอุณหภูมิที่ทางออกมาก่อนเพื่อหาค่า q ที่ต้องการถ้าค่า q ที่ทำได้สอดคล้องกับ q ที่ต้องการแสดงว่าค่าอุณหภูมิที่ทางออกที่สมมติใช้ได้ เห็นว่าเป็นวิธีที่ค่อนข้างยุ่งยากไม่สะดวกถ้าสมรรถนะต่างๆ นี้นำมาเปลี่ยนรูปใหม่ในทอมของพารามิเตอร์ effectiveness แล้วจะใช้ได้สะดวก แนวความคิดของการแลกเปลี่ยนความร้อน effectiveness ซึ่งเกี่ยวข้องกับ NTU (number of transfer units) นำมาใช้ครั้งแรกโดย นัสเซิลท์ (Nusselt) และปรับปรุงโดย Kays และ London

ค่า Effectiveness (ϵ) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยามเป็นอัตราส่วนของความร้อนที่ถูกถ่ายเทจริง โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ควรจะถูกถ่ายเทไปได้สูงสุด

$$\text{effectiveness} = \epsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (5.11)$$

โดยที่การถ่ายเทความร้อนจริง (q) หาได้จากสมดุลย์พลังงานกระแสของไหลร้อนหรือกระแสของไหลเย็นก็ได้

$$q = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

ส่วนการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ควรจะเป็น (q_{\max}) ซึ่งถูกจำกัดซึ่งถูกจำกัดโดยกระแสของไหลที่มีอัตราความจุความร้อนน้อยที่สุดนั่นคือ

$$q_{\max} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph}$$

$$q_{\max} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_h c_{ph}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \varepsilon = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph} \quad (5.12)$$

$$\text{หรือ} \quad \varepsilon = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_h c_{ph} \quad (5.13)$$

ขนาดความร้อนสัมพันธ์ของกระแสน้ำไหลของพารามิเตอร์ทั้งสองเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญมากและเพื่อที่จะทำให้เป็นปริมาณที่น้อยกว่าหนึ่งเสมอ ดังนั้นอัตราความจุ (capacity ratio) นิยามเป็น

$$C_r = \frac{(\dot{m} c_p)_{\min}}{(\dot{m} c_p)_{\max}} \quad (5.14)$$

ผลคูณ UA แทนความจุการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อองศาความแตกต่างของอุณหภูมิขนาดความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนนี้สามารถทำเป็นรูปตัวแปรไร้มิติได้โดยการอิงความจุของการเก็บสะสมของกระแสของไหลอันหนึ่ง เนื่องจากกระแสซึ่งมีอัตราความจุน้อยกว่าอีกอันจะเป็นตัวจำกัดการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จึงต้องใช้ในรูปไร้มิติได้ ดังนั้นจำนวนของหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (number of transfer units, NTU) นิยามเป็น

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m} c_p)_{\min}} \quad (5.15)$$

ค่า effectiveness สามารถเขียนเป็นฟังก์ชันของ C_r และ NTU ได้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใดๆ ค่า C_r และ NTU ทั้งสองนี้เกี่ยวข้องกับเฉพาะอัตราการไหลของของไหล ความจุความร้อน ขนาดของเครื่อง และค่า U เท่านั้น ดังนั้น effectiveness จึงหาได้โดยไม่ต้องรู้อุณหภูมิใดๆ เนื่องจาก effectiveness เกี่ยวข้องเพียงอุณหภูมิทางออกของไหลหนึ่งเท่านั้น ดังนั้นอุณหภูมิอีกอันจึงหาได้เมื่ออุณหภูมิทางเข้าทั้งสอง กำหนดให้ความสัมพันธ์ของ effectiveness และ NTU

เพื่อหารูปแบบความสัมพันธ์เฉพาะของ effectiveness และ NTU เราพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกันที่ซึ่ง $C_{\min} = C_h$ ดังนั้น $C_{\max} = C_c$ และจากสมการที่ผ่านมาได้นั้น

$$\varepsilon = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad \text{และ } C = C_c (T_{co} - T_{ci}) = C_h (T_{hi} - T_{ho})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ho})} \quad (5.16)$$

จากสมการ (5.6) เขียนได้เป็น

$$\frac{\ln(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} = -UA \left(\frac{1}{C_{\min}} + \frac{1}{C_{\max}} \right) = -\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)$$

แทนด้วยสมการ (5.15) ได้

$$\frac{T_{ho} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}} = \exp\left(-NTU \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \quad (5.17)$$

เทอมซ้ายมือจัดใหม่ได้

$$\frac{T_{ho} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{T_{ho} - T_{hi} + T_{hi} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (5.18)$$

จากสมการ(5.16)

ได้ $T_{co} = T_{ci} + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{hi} - T_{ho})$ แทนใน(5.18) เป็น

$$\begin{aligned} \frac{T_{ho} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}} &= -\varepsilon + \frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \\ &= 1 - \varepsilon \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \end{aligned}$$

แทนกลับไปสมการ (5.17) ได้

$$1 - \varepsilon(1 + C_r) = \exp[-NTU(1 + C_r)] \quad (5.19)$$

ดังนั้น

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C_r)]}{(1+C_r)} \quad (5.20)$$

หรือ

$$NTU = \frac{-\ln[1-\varepsilon(1+C_r)]}{(1+C_r)} \quad (5.21)$$

และในทำนองเดียวกันการไหลแบบสวนทางกันจะได้เป็น

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (5.22)$$

หรือ

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \frac{(1-\varepsilon)}{(1-\varepsilon C_r)} \quad (5.23)$$

สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์รูเลนซ์ในท่อกลม สำหรับการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบเทอร์รูเลนซ์ ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton – Colburn analogy โดยการแทน f ลงในสมการ

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{2} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} \quad (5.24)$$

โดยที่

$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 * 10^4$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 * 10^4$$

$$Nu_D = 0.0395 Re_D^{3/4} Pr^{1/3} \quad Re_D < 2 * 10^4 \quad (5.25)$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad Re_D > 2 * 10^4 \quad (5.26)$$

บทที่ 6

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

1. เครื่องควบคุมอุณหภูมิ
2. เครื่องสับสวิทช์อ่านค่า
3. เครื่องอ่านค่าจากอุณหภูมิ
4. ปั๊มน้ำ อัตราการไหลสูงสุด = 35 L/min
5. เทอร์โมคัปเปิล Type k
6. โรตاميเตอร์อัตราการไหลในช่วง 20-200 L/min
7. โรตاميเตอร์อัตราการไหลในช่วง 50-200 L/min
8. Magnatic contactor
9. ฉนวนใยแก้ว
10. มาโนมิเตอร์
11. ชุดทดลอง

6.2 การเตรียมชุดอุปกรณ์ทดลอง

1. เปิดวาล์ว 2 และ 3 ให้สุดและปิดช่องระบายน้ำทิ้งที่ห้องที่ 1
2. เปิดน้ำเข้าระบบในถังน้ำที่ 1 โดยเปิดวาล์ว 1 จนน้ำเต็มถึง
3. สับสวิทช์เบรกเกอร์ 50 แอมป์ให้ปั๊มทำงาน สูบน้ำจากถังที่ 1 ส่งขึ้นไปจนถึงที่ 2 จนเต็มถึง จากนั้นน้ำจะถูกส่งเข้าระบบจนเต็ม
4. ทำการเปิดวาล์ว 1 ส่งผลให้น้ำจากแหล่งจ่ายน้ำถูกส่งเข้าไปในถังน้ำที่ 3 จนเต็มถึง และปิดวาล์ว 3
5. ทำการเปิดตัวควบคุมอุณหภูมิพร้อมทั้งเซตอุณหภูมิทางเข้าของท่อน้ำร้อนให้ฮีตเตอร์ทำงานที่อุณหภูมิ 81 องศา และเปิดหน้าจอแสดงผลซึ่งต่อกับซีเล็คเตอร์เพื่อทำการดูค่าอุณหภูมิทางออกน้ำร้อนทางเข้าน้ำเย็นและทางออกน้ำเย็น
6. สับสวิทช์เบรกเกอร์ 75 แอมป์ทำให้ฮีตเตอร์ทำงานโดยการอุ่นน้ำในถังที่ 1 ให้ได้อุณหภูมิที่เซตไว้ จะใช้เวลาประมาณ 45-60 นาที เมื่ออุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนมีค่าประมาณ 70 องศา ให้ทำการเปิดวาล์ว 3 ให้น้ำเย็นผ่านเข้าระบบ
7. เมื่อระบบพร้อมที่จะทำการทดลองแล้ว ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นดังขั้นตอนต่อไปนี้
 - 7.1 ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนด้วยเกจวาล์วให้มีอัตราการไหลเป็น 50 ลิตร/ชม., 100 ลิตร/ชม., 150 ลิตร/ชม., 200 ลิตร/ชม. และ 250 ลิตร/ชม. ตามลำดับ

- 7.2 ในแต่ละลำดับอัตราการไหลของน้ำร้อน เราจะทำการปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นให้มีอัตราการไหลเป็น 20ลิตร/ชม.,50ลิตร/ชม.,100ลิตร/ชม.,150ลิตร/ชม.,200ลิตร/ชม. ตามลำดับซึ่งในแต่ละการทดลองต้องรอให้ระบบคงที่ก่อนคือไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทั้ง 4 จุด

8. ทำการอ่านค่าอุณหภูมิจากเครื่องอ่านค่าอุณหภูมิและบันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 4 จุด ดังนี้ คือ
- 8.1 อุณหภูมิที่ทางเข้าของท่อน้ำเย็น
 - 8.2 อุณหภูมิที่ทางออกของท่อน้ำเย็น
 - 8.3 อุณหภูมิที่ทางเข้าของท่อน้ำร้อน
 - 8.4 อุณหภูมิที่ทางออกของท่อน้ำร้อน
9. เมื่อบันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 4 จุด จนครบทุกขั้นตอนตามลำดับแล้วจะทำการปิดสวิตเตอร์ โดยสับสวิทช์เบรกเกอร์ 75 แอมป์ลง
10. ทำการสับสวิทช์เบรกเกอร์ 50 แอมป์ลงทำให้ปั๊มหยุดทำงานหลังจากนั้นทำการปิดวาล์วน้ำของแหล่งจ่ายน้ำพร้อมทั้งเปิดวาล์ว 2 และ 3 ให้เต็มเพื่อระบายน้ำออกจากระบบ
11. เปิดจุกเหล็กด้านล่างของถังน้ำที่ 1 เพื่อให้ น้ำระบายออกจากระบบ (ควรจะให้ น้ำในถังเย็นลงก่อน)
12. ในการทำการทดลองเราจะแบ่งชุดทดลองออกเป็น 3 ชุด คือ
- 12.1 ชุดท่อเรียบ
 - 12.2 ชุดท่อใส่สปริง
 - 12.3 ชุดท่อใส่ Spiral
- ในการทดลองเราจะสับเปลี่ยนชุดทดลองที่ 1,2 และ 3 ตามลำดับ แล้วทำการปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำร้อนบันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 4 จุด ตั้งขั้นตอนขั้นต้นที่ได้กล่าวมาตามลำดับจนครบทุกขั้นตอน

6.3 ขั้นตอนการทดลอง

ช่วงเรย์โนลด์สนัมเบอร์ที่ใช้ในการทดลอง

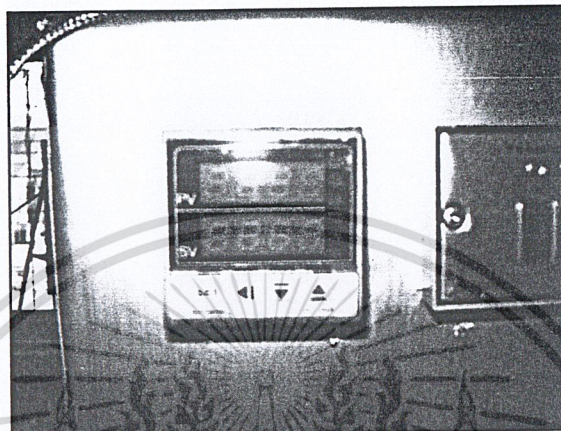
ท่อในอยู่ในช่วง $Re = 3,000 - 16,000$

ท่อนอกอยู่ในช่วง $Re = 460 - 4620$

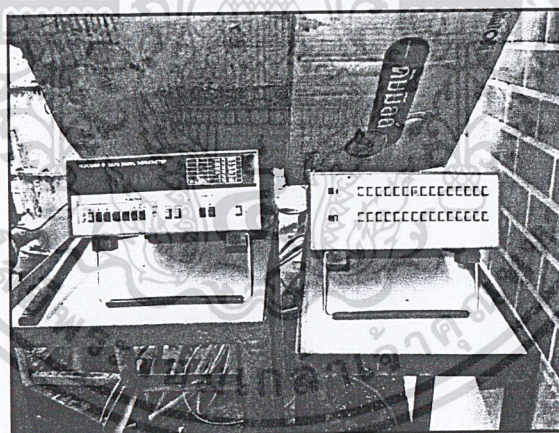
แบ่งการทดลองเป็น 2 แบบ ดังนี้คือ

1. ท่อในอัตราการไหลเปลี่ยนแปลงแต่ท่อนอกอัตราการไหลคงที่
 - 1.1 ท่อนอกคงที่ $Re = 460$ ท่อใน $Re = 3,000 - 16,000$ เก็บข้อมูล อุณหภูมิและความดันของท่อใน 1.2 ท่อนอกคงที่ $Re = 1,500$ ท่อใน $Re = 3,000 - 16,000$ เก็บข้อมูล อุณหภูมิและความดันของท่อในทำงาน กระทั่งท่อนอก $Re = 4,620$ จึงหยุดการทดลอง
2. ท่อนอกอัตราการไหลเปลี่ยนแปลงแต่ท่อในอัตราการไหลคงที่
 - 2.1 ท่อในคงที่ $Re = 3,000$ ท่อนอก $Re = 460 - 4620$ เก็บข้อมูล อุณหภูมิและความดันของท่อใน

2.2 ท่อในคองที่ $Re = 6500$ ท่อนอก $Re = 460 - 4620$ เก็บข้อมูล อุณหภูมิและความดันของท่อในทำงาน
กระทั่งท่อนอก $Re = 4620$ จึงหยุดการทดลอง

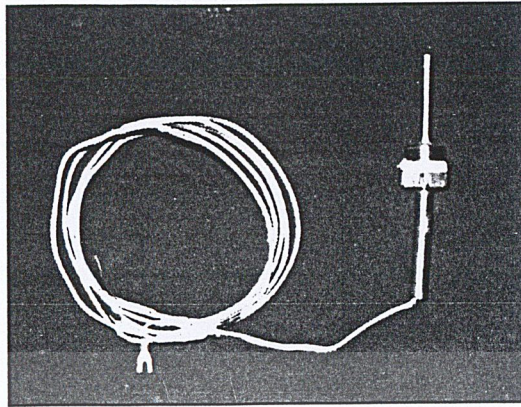


รูปที่ 6.1 เครื่องควบคุมอุณหภูมิของ Heater ทศนิยม 1 ตำแหน่ง



รูปที่ 6.2 หน้าจออ่านค่าทศนิยม 1 ตำแหน่งและสวิตช์เลือกค่า (Selector)

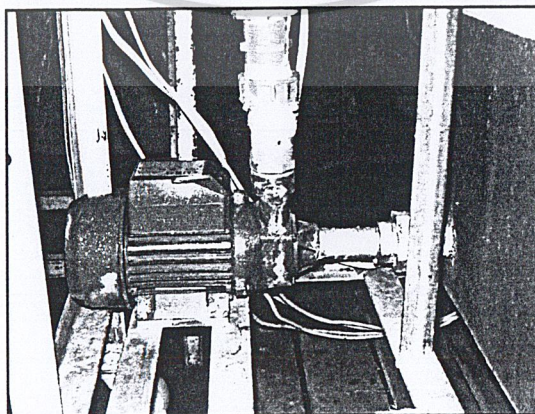
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.3 เทอร์โมคัปเปิล Type K

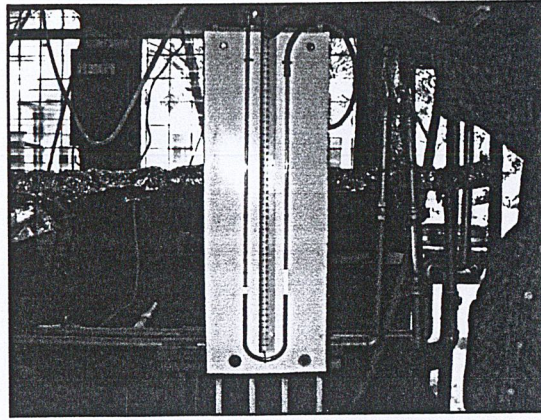


รูปที่ 6.4 Heater 800 watts

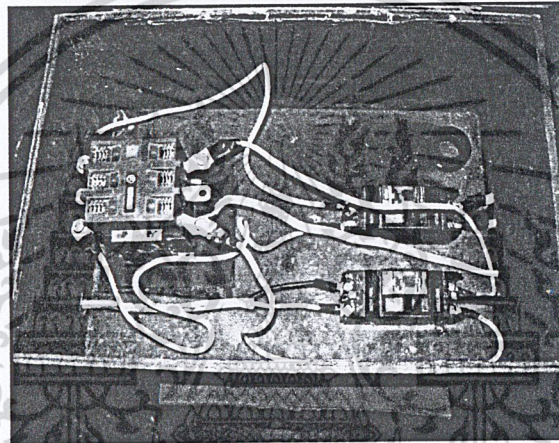


รูปที่ 6.5 ปืนฉีดน้ำแรงดันสูง 35 L/min Head =35 m

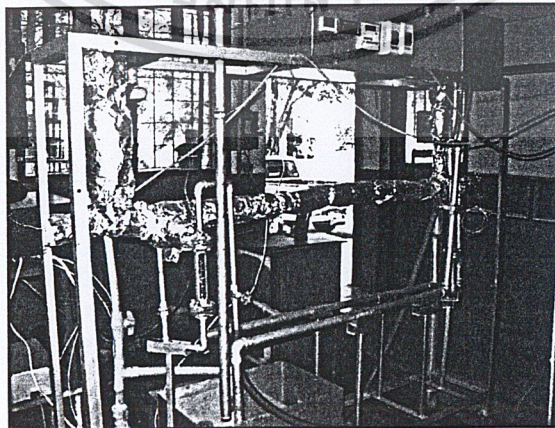
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.6 มาโนมิเตอร์ (Manometer)

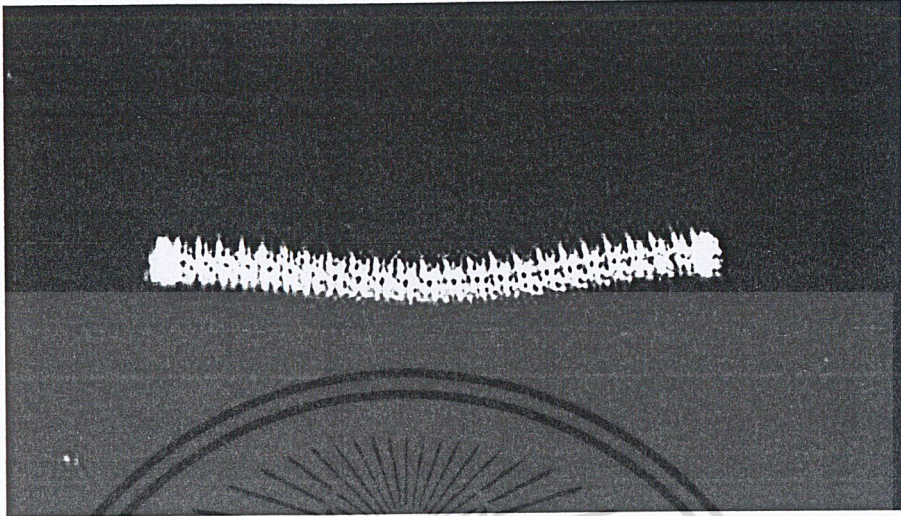


รูปที่ 6.7 Magnetic Contactor

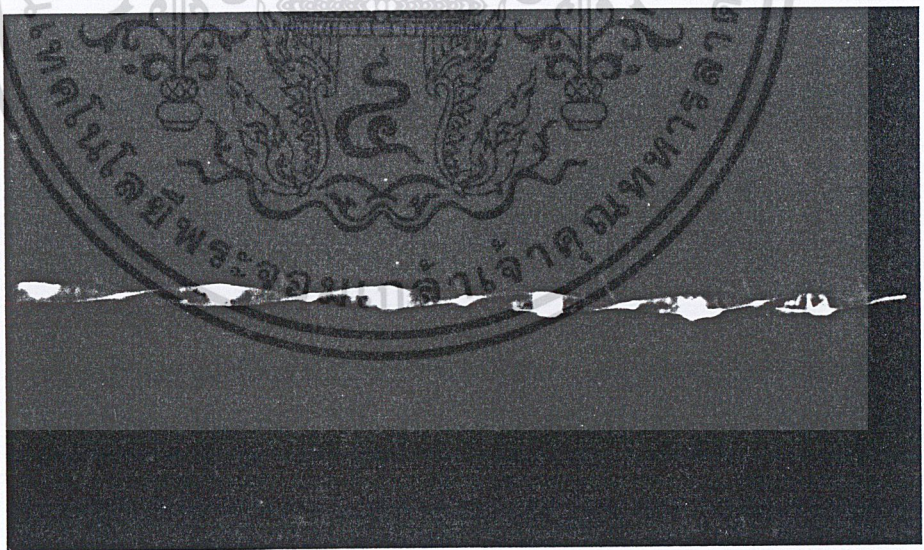


รูปที่ 6.8 จนวนโยแก้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

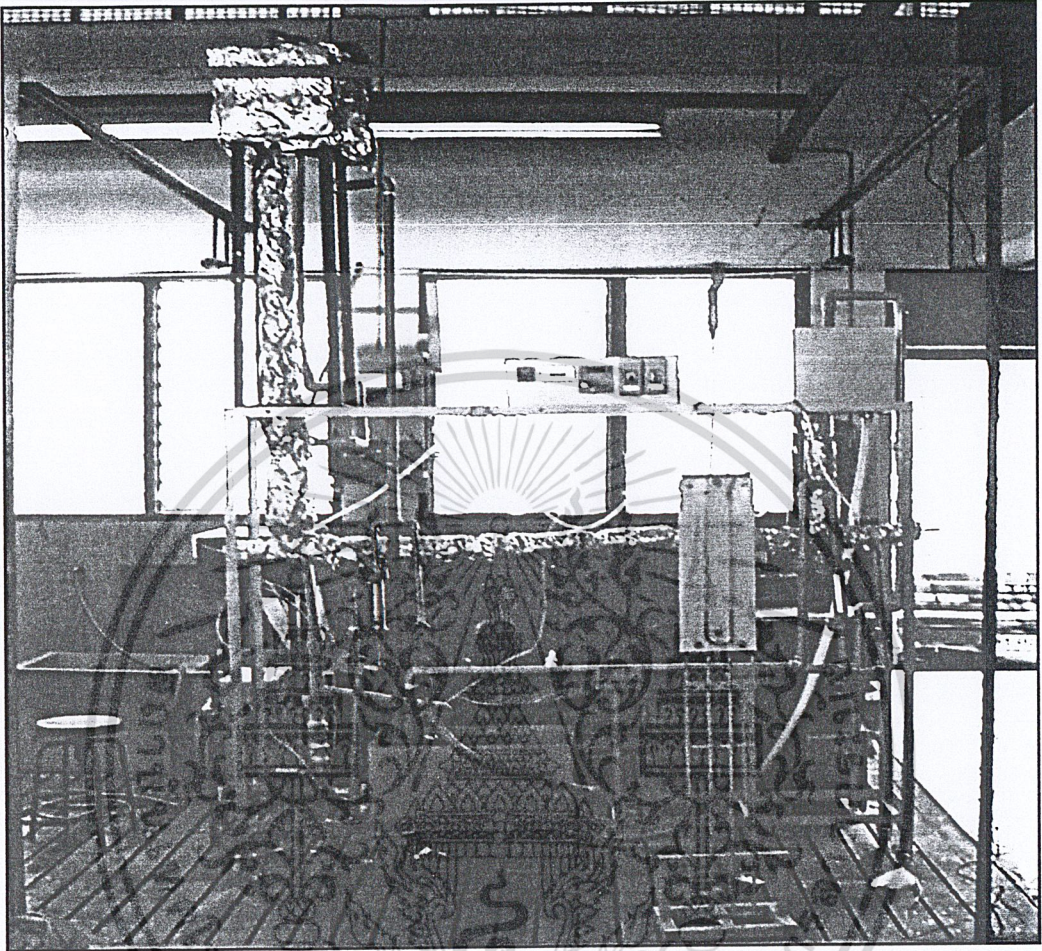


รูปที่ 6.9 สปริงที่ใส่ภายในท่อน้ำร้อน เส้นผ่านศูนย์กลาง 4 mm ระยะพิทช์ 2.5 mm



รูปที่ 6.10 Spiral ที่ใส่ภายในท่อน้ำร้อนระยะ พิตช์ 7 cm ความกว้าง 6 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.11 ชุดทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

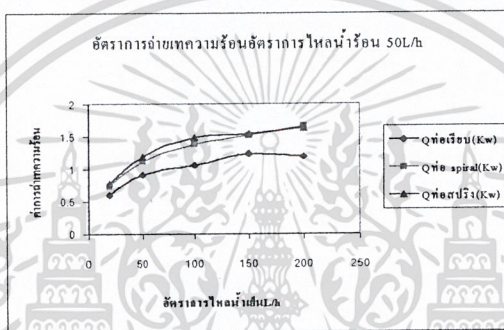
บทที่ 7

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

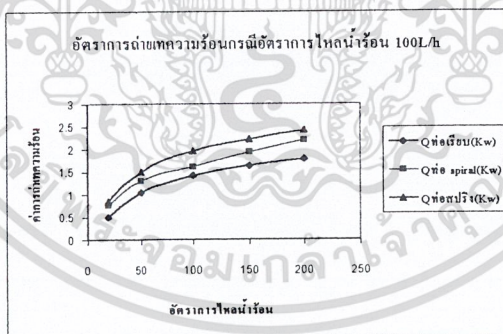
7.1 ผลการทดลอง

หลังจากที่ได้ทำการจัดเตรียมอุปกรณ์และได้ทำการวัดอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของท่อน้ำร้อนและน้ำเย็นของชุดทดลองทำให้เราสามารถนำมาคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดทดลองทั้งสามชุดได้แก่ ท่อเรียบ ท่อ Spiral และท่อสปริงเพื่อนำมาหาค่าการการถ่ายเทความร้อน ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ϵ) และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)จะได้ผลการทดลองดังนี้

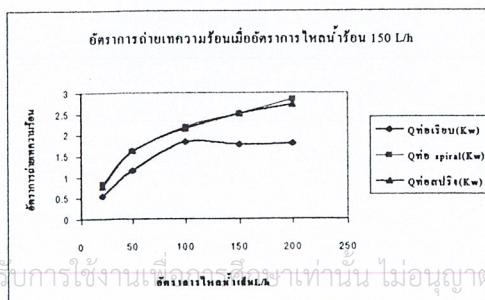
- รูปที่ 7.1 จากกราฟอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral และท่อสปริงมีอัตราการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน และรวมทั้งยังมีการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าท่อเรียบอย่างชัดเจน



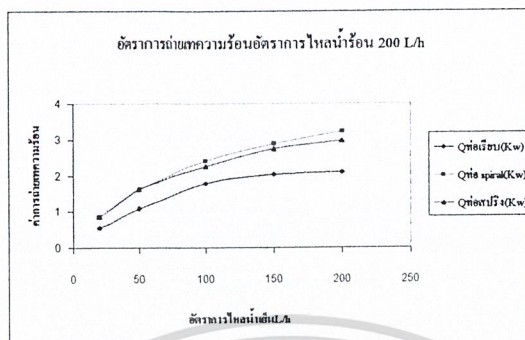
- รูปที่ 7.2 กราฟอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อสปริงเริ่มมีค่าสูงกว่าท่อ Spiral และท่อเรียบ



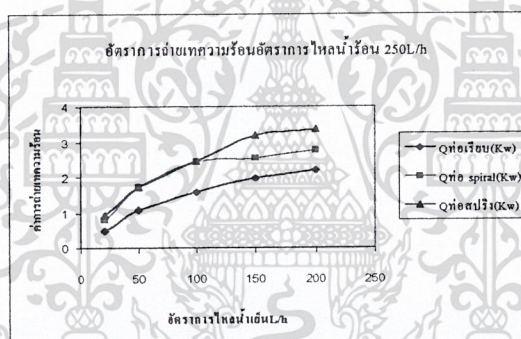
- รูปที่ 7.3 กราฟอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral และท่อสปริงมีอัตราการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน



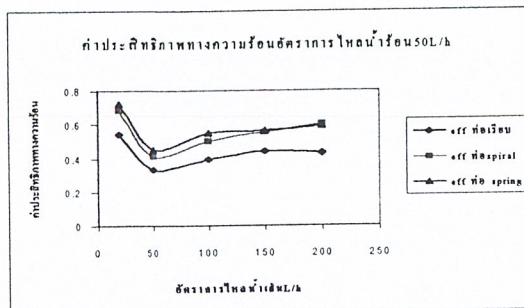
4. รูปที่ 7.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral เริ่มมีค่าการเปลี่ยนแปลงการอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า



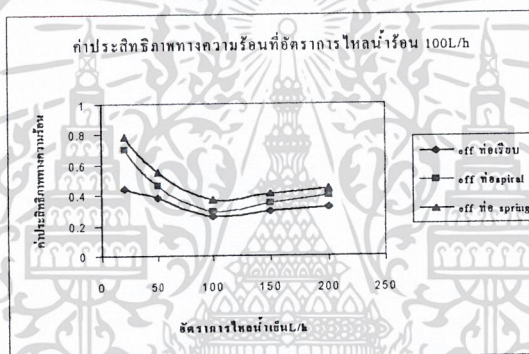
5. รูปที่ 7.5 กราฟอัตราการถ่ายเทความร้อน ของท่อ Spiral ควรจะมีแนวโน้มที่ใกล้เคียงหรือมากกว่าท่อสปริง



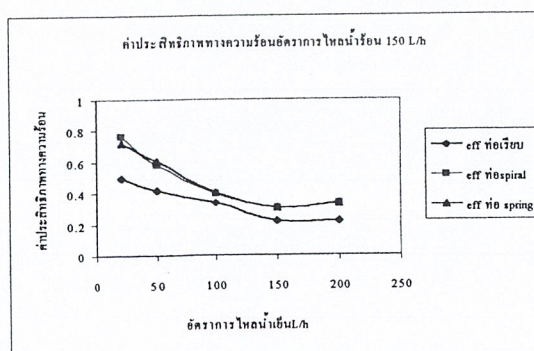
6. รูปที่ 7.6 กราฟประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อสปริงและท่อSpiral มีค่าใกล้เคียงกันและจะเห็นว่าประสิทธิภาพทั้งสองนั้นมีค่ามากกว่าท่อเรียบ ลักษณะกราฟที่ได้จากการทดลองในช่วงนี้มี จุดเปลี่ยนเว้าที่อัตราการไหลน้ำเย็นที่ 50 L/hr ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราการไหลน้ำเย็นมีค่าน้อยเกินไป สำหรับอัตราการไหลน้ำร้อนที่ 50 L/hr เป็นผลให้ประสิทธิภาพทางความร้อนในช่วงแรกมีค่าลดต่ำลงและเมื่อค่าอัตราการไหลน้ำเย็นมีค่ามากขึ้นจะเป็นผลให้ประสิทธิภาพทางความร้อนมีค่า มากขึ้นตาม



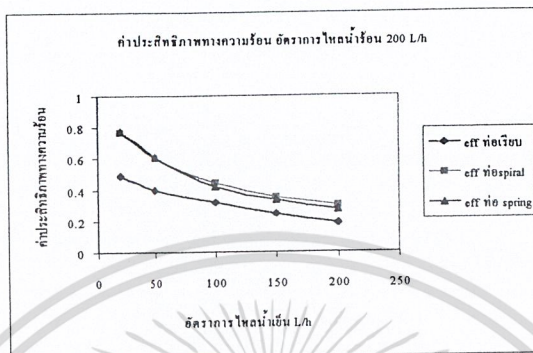
7. รูปที่ 7.7 กราฟในช่วงนี้จะเห็นว่าประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อสปริงมีค่ามากกว่าท่อ Spiral และท่อเรียบ และลักษณะกราฟยังคงมีจุดเปลี่ยนว่าเหมือนเดิม คือ ประสิทธิภาพทางความร้อนจะลดลง เมื่ออัตราการไหลน้ำเย็นน้อยกว่าอัตราการไหลน้ำร้อน และ จะเพิ่มขึ้นเมื่อ อัตราการไหลน้ำเย็นมีค่ามากกว่าอัตราการไหลน้ำร้อน



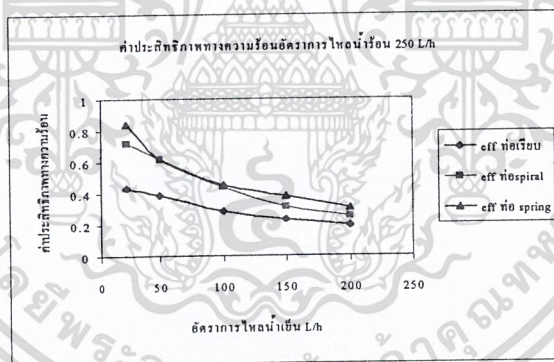
8. รูปที่ 7.8 กราฟประสิทธิภาพของท่อสปริงและท่อSpiral มีค่าใกล้เคียงกันและทั้งคู่ก็ยังคงมี ประสิทธิภาพทางความร้อนที่มากกว่าท่อเรียบอยู่ดี แต่ลักษณะของจุดเปลี่ยนเวลานั้นจะค่อนข้าง ไป ทางด้านซ้ายๆ ของการทดลองแล้วเนื่องจากช่วงที่ทำการทดลองใกล้ถึงจุดปลายของการ ทดลองแล้ว



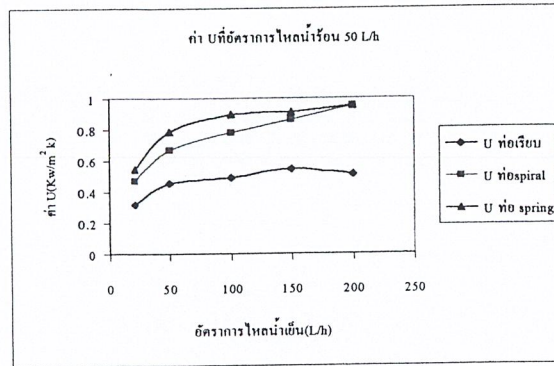
9. รูปที่ 7.9 กราฟลักษณะคล้ายกับผลการทดลองที่ผ่านมา แต่จะไม่เห็นถึงการเพิ่มของประสิทธิภาพทางความร้อนที่เพิ่มขึ้นเพราะเป็นจุดสุดท้ายของอัตราการไหลน้ำเย็นแล้วความหมายคือ ถ้า อัตราการไหลน้ำร้อนที่ 200 L/hr อัตราการไหลน้ำเย็นอย่างน้อยที่สามารถทำให้มีการเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนได้ เช่น ต้องมีค่าอัตราการไหลน้ำเย็นอยู่ที่ 250 L/hr



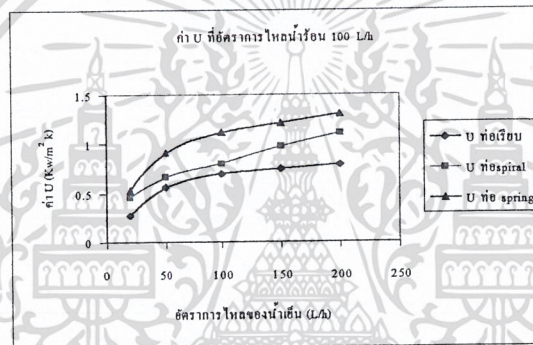
10. รูปที่ 7.10 กราฟประสิทธิภาพของท่อสปริงและท่อSpiralมีค่าไม่ต่างกันมากเหมือนการทดลองอื่นๆที่ ผ่านมาและลักษณะของจุดเปลี่ยนเว้าจะไม่ปรากฏให้เห็นเนื่องจากเหตุผลเดียวกับอัตราการไหลน้ำร้อนที่ 200 L/hr



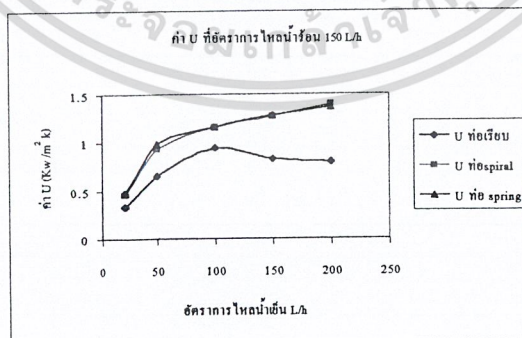
11. รูปที่ 7.11 กราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อสปริงมีค่ามากกว่าของท่อ Spiral และ ท่อเรียบแสดงให้เห็นถึงการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การพาของท่อสปริง, ท่อ Spiral และท่อเรียบ



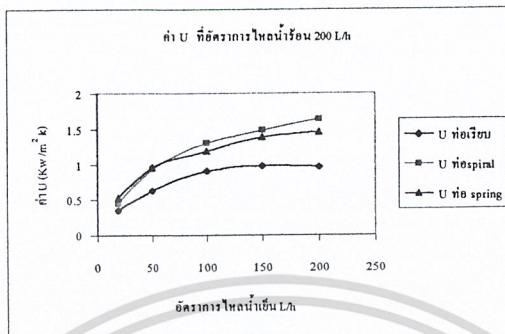
12. จากรูป 7.12 กราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อสปริงมีค่ามากกว่าของท่อ Spiral และ ท่อ เรียบ แต่จะแตกต่างกันตรงที่ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อสปริงมีค่ามากกว่ามาก



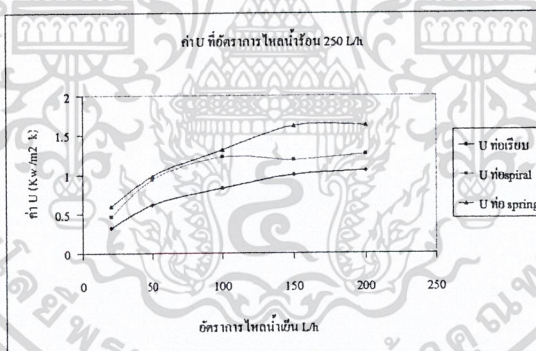
13. จากรูป 7.13 กราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อSpiral กลับมีค่าเพิ่มขึ้นมาเท่ากับท่อสปริง เป็นการแสดงให้เห็นว่า ท่อSpiral เริ่มมีอิทธิพลมากขึ้นซึ่งมีทำให้สัมประสิทธิ์การพาของท่อSpiral เพิ่มขึ้นด้วย



14. จากรูปที่ 7.14 กราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อSpiral มีค่ามากกว่าท่อสปริงและท่อSpiral ก็มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่มากกว่าท่อเรียบแสดงให้เห็นถึงการพาความร้อนที่มากกว่าท่อเรียบ



15. จากรูปที่ 7.15 กราฟท่อสปริงมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่มากกว่าท่อSpiral ในช่วงหลังแต่จากแนวโน้มที่อัตราการไหลน้ำร้อนที่ 150-200 L/hr สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อ Spiral ควรจะมีค่าที่ใกล้เคียงหรือมากกว่าท่อสปริงเหตุผลที่เป็นดังกราฟคู่ที่การวิเคราะห์ผลการทดลอง



7.2 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจากรูปที่ 7.1 – 7.5 และ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม รูปที่ 7.11-7.15

จากรูปที่ 7.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral และท่อสปริงมีอัตราการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน และรวมทั้งยังมีการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าท่อเรียบอย่างชัดเจน จากรูปที่ 7.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อสปริงเริ่มมีค่าสูงกว่าท่อ Spiral และท่อเรียบเนื่องจากด้วยเหตุผลที่ว่า ในช่วงอัตราการไหลน้ำร้อนที่ 100 L/hr สปริงมีความสามารถช่วยทำให้การถ่ายเทความร้อน มีค่ามากกว่าท่อ Spiral ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 7.12 จะเห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของสปริง มีค่ามากกว่าท่อ Spiral จากรูปที่ 7.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral และท่อสปริงมีอัตราการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกันและจากรูปที่ 7.13 จะเห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของสปริงมีค่าใกล้เคียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

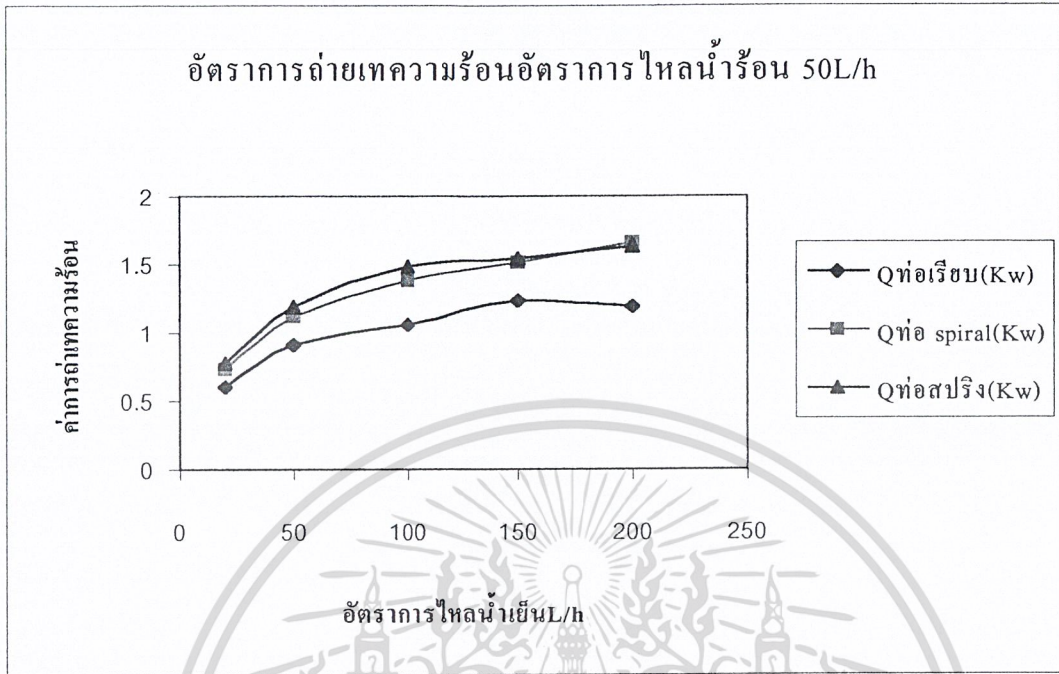
กว่าท่อ Spiral ด้วย จากรูปที่ 7. 4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral เริ่มมีค่าการเปลี่ยนแปลงการ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า ท่อสปริงซึ่งถ้าพิจารณาพร้อมกับรูปที่ 7.14 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อ Spiral ก็มีค่ามากกว่าท่อสปริงเหมือนกัน จากรูปที่ 7.5 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Spiral ควรจะมีแนวโน้มที่ใกล้เคียงหรือมากกว่าท่อสปริง ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 7.3 และ รูปที่ 7. 4 จะเห็นว่าแนวโน้ม อัตราการถ่ายเทความร้อน ของท่อ Spiral มีแนวโน้มที่สูงกว่าท่อสปริง ดังนั้นจากกราฟ รูปที่ 7.5 มีลักษณะผิดปกติที่จุดอัตราการไหลน้ำเย็น 150 –200 L/h เนื่องมาจากเหตุผลดังต่อไปนี้ ในการทดลองและการบันทึกผลนั้น ระบบอาจจะไม่เข้าสู่สภาวะคงที่, ความไม่ชำนาญทางด้านเทคนิคการวัด เป็นผลที่ทำให้เกิดความผิดพลาดได้, หรืออาจจะเป็นความสามารถสูงสุดที่ท่อ Spiral สามารถถ่ายเทได้ในท่อที่มีความยาว

1.5 m

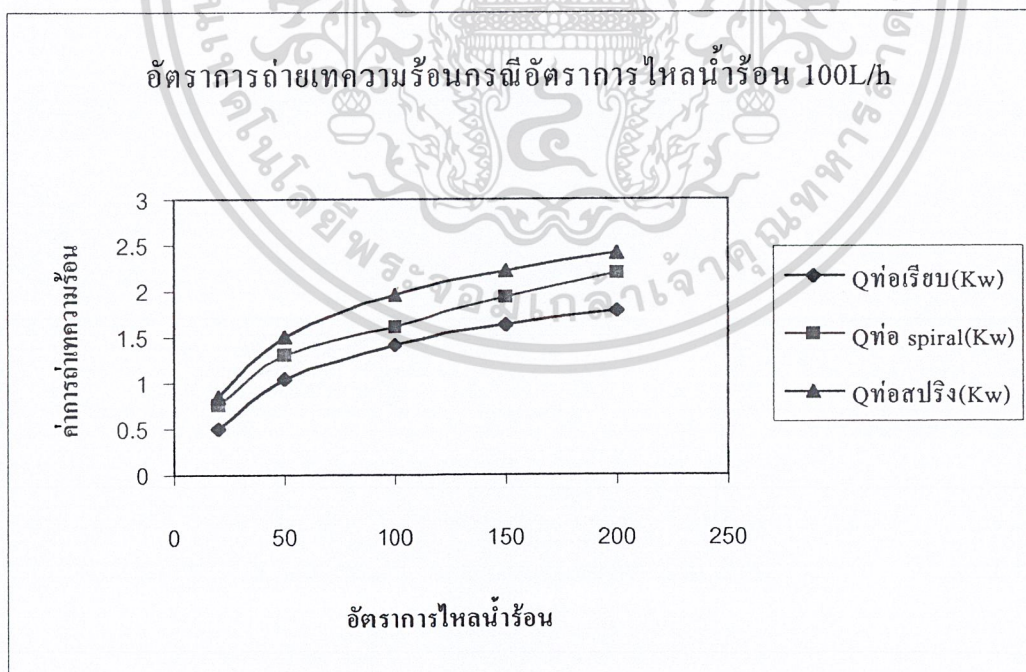
การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (H.E. Effectiveness) จากรูป 7.6- 7.10

จากรูปที่ 7.6 ประสิทธิภาพของท่อ Spiral และท่อ สปริงมีค่าใกล้เคียงกัน และมีประสิทธิภาพมากกว่าท่อเรียบ จากรูปที่ 7.7 ประสิทธิภาพท่อสปริงมีค่ามากกว่าท่อ Spiral และท่อเรียบรูปที่ 7. 8 – 7. 9 ประสิทธิภาพของท่อ Spiral และท่อ สปริงกลับมีค่าใกล้เคียงกัน อีกครั้ง(แต่บางช่วงประสิทธิภาพของท่อ Spiral มีค่ามากกว่าท่อสปริง)และยังคงมีประสิทธิภาพมากกว่าท่อเรียบรูปที่ 7.10 ดูเหมือนว่าประสิทธิภาพของท่อสปริงจะมีค่ามากกว่าท่อ Spiral และท่อเรียบแต่ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 7.8 – 7.9 แนวโน้มประสิทธิภาพของท่อ Spiral ควรจะมีแนวโน้มมากกว่าท่อสปริงส่วนเหตุผลที่ลักษณะกราฟประสิทธิภาพของท่อสปริงมีค่ามากกว่าท่อ Spiral นั้น เป็นเหตุผลอย่างเดียวกันกับรูปที่ 7.5

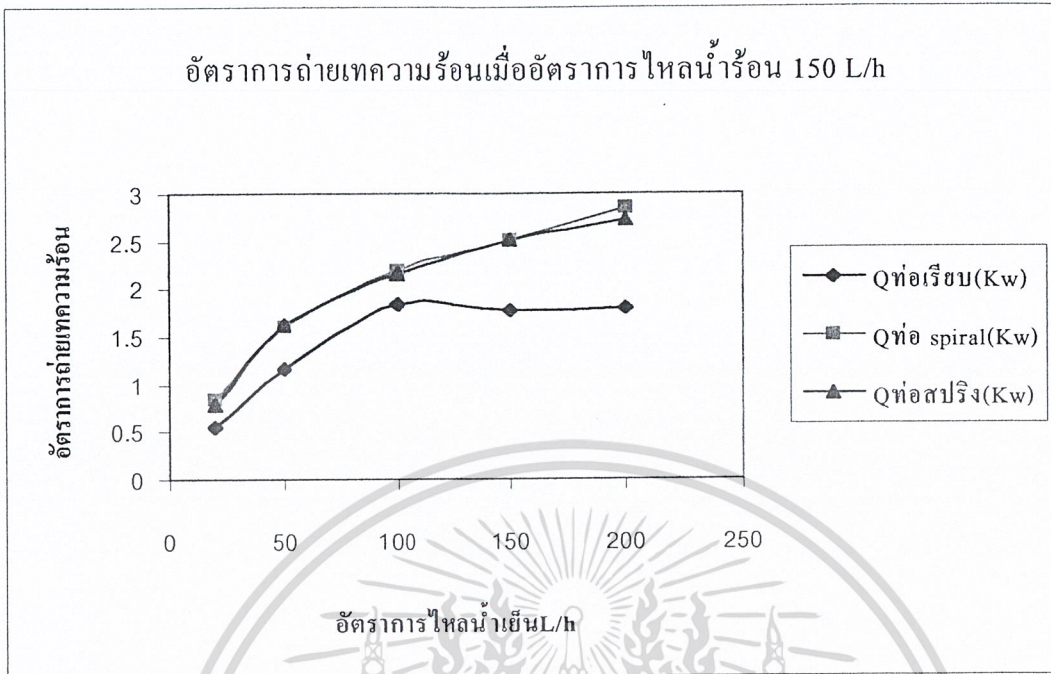
กราฟผลการทดลอง



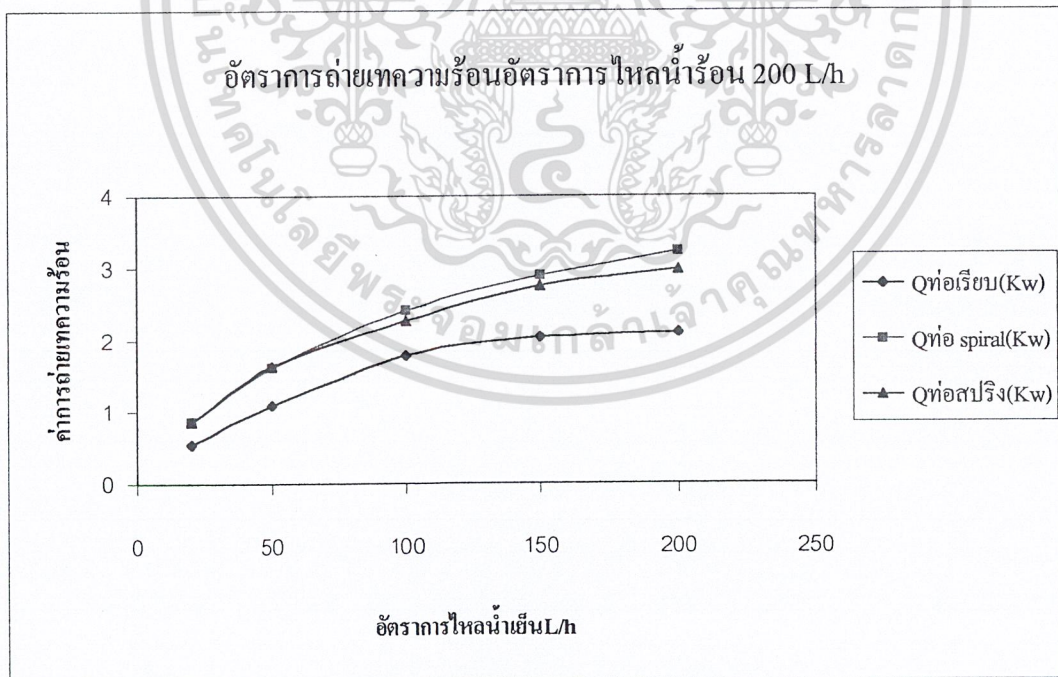
รูปที่ 7.1 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h



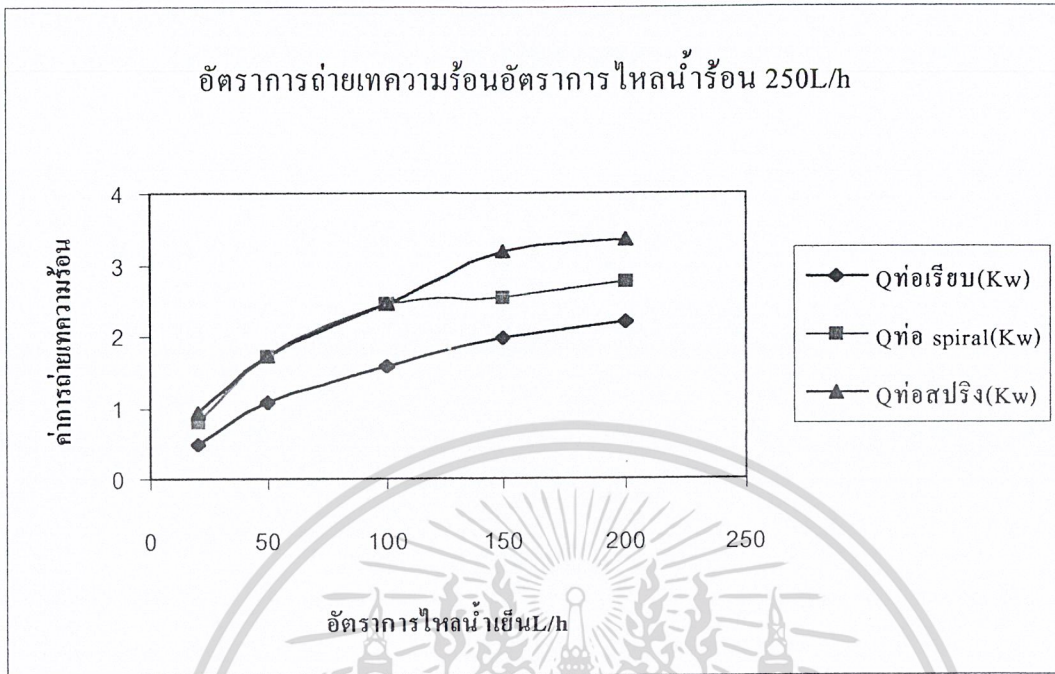
รูปที่ 7.2 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h



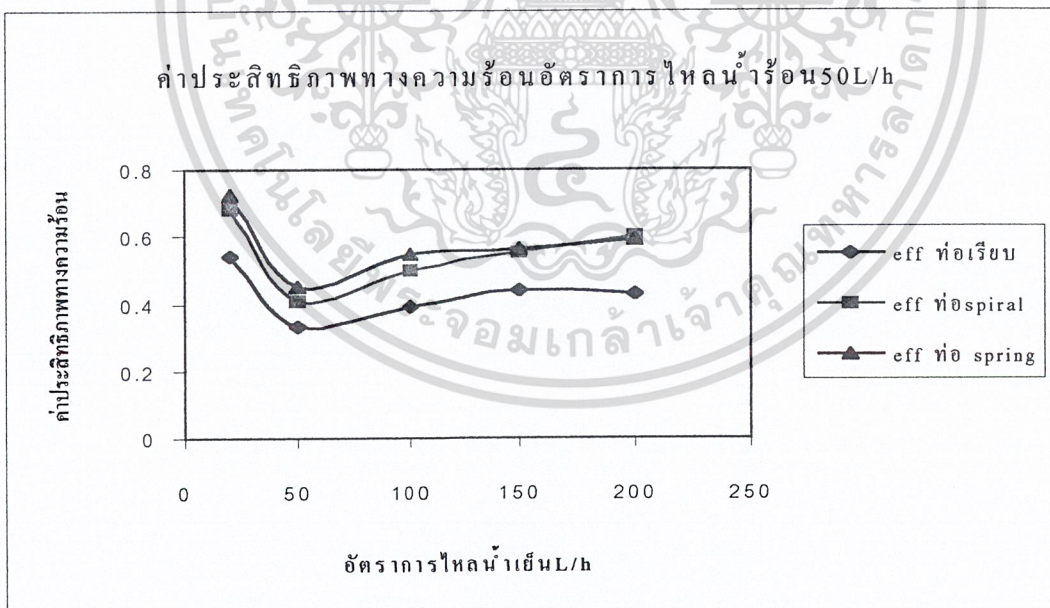
รูปที่ 7.3 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h



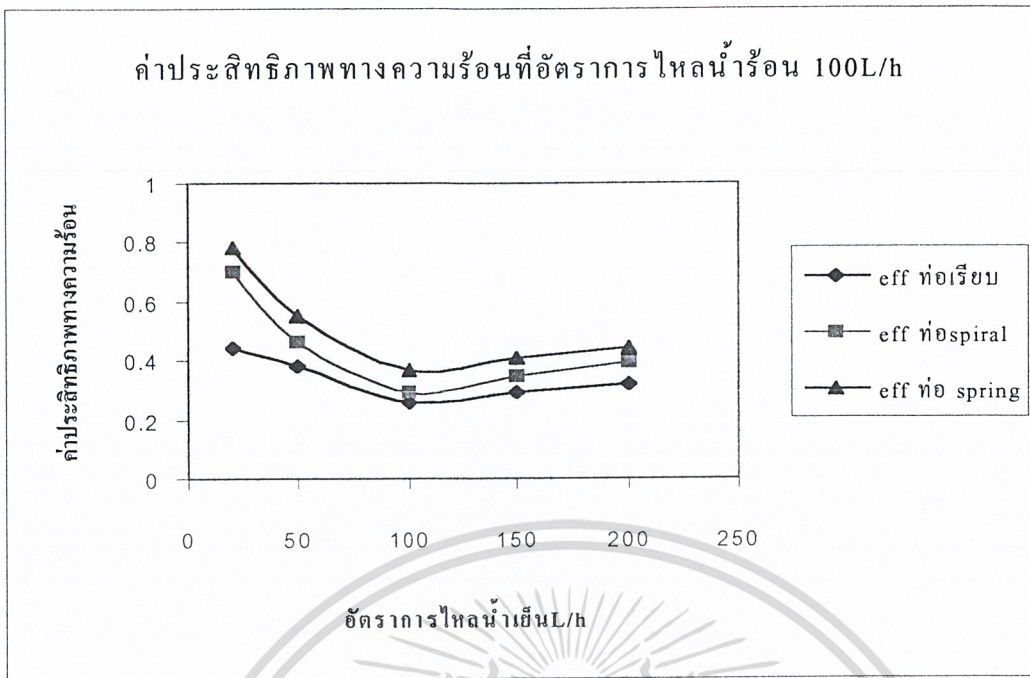
รูปที่ 7.4 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h



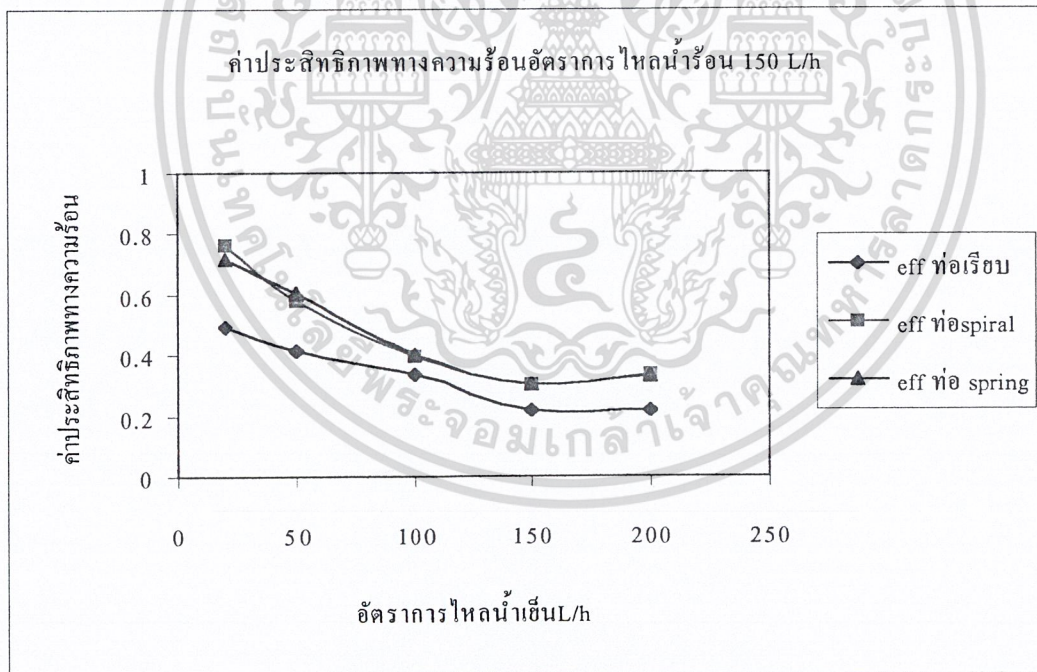
รูปที่ 7.5 กราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนในท่อ 1.5 เมตร ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h



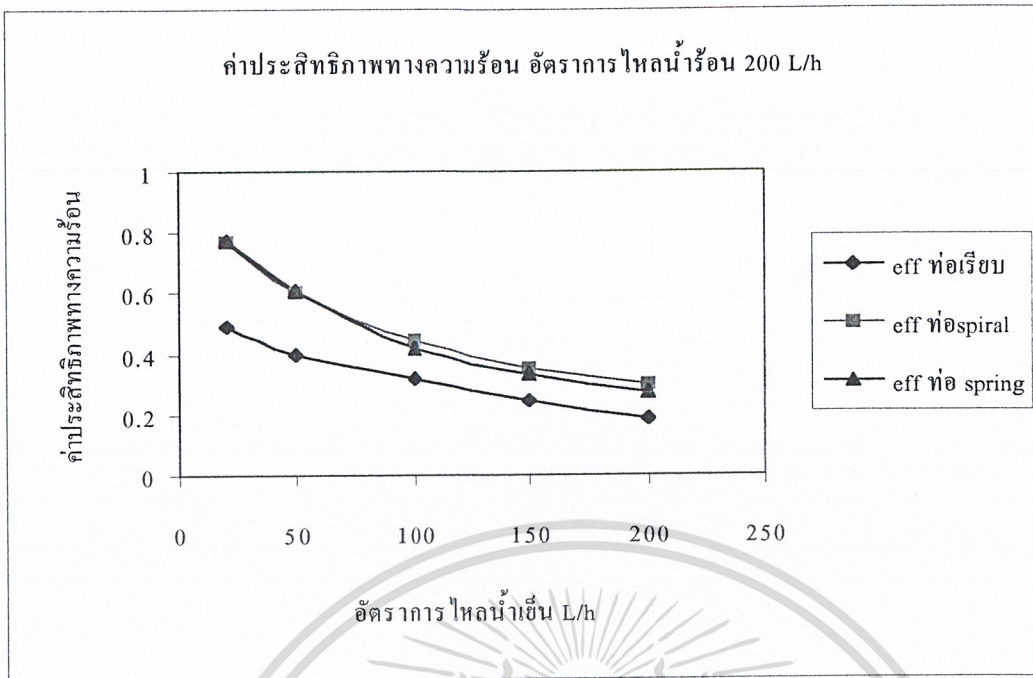
รูปที่ 7.6 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h



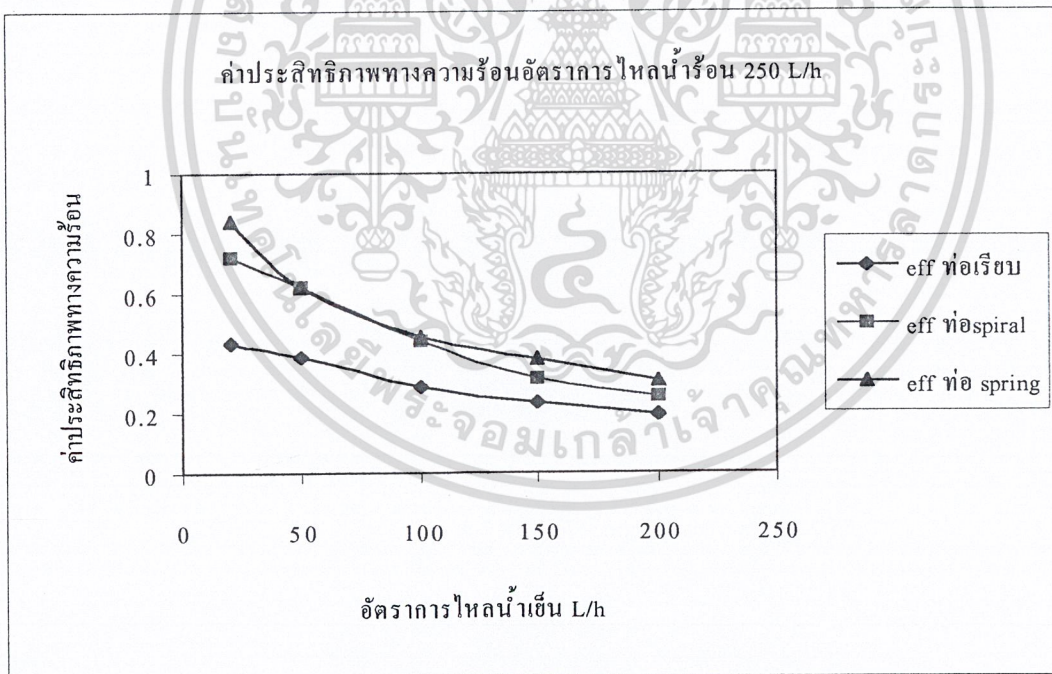
รูปที่ 7.7 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h



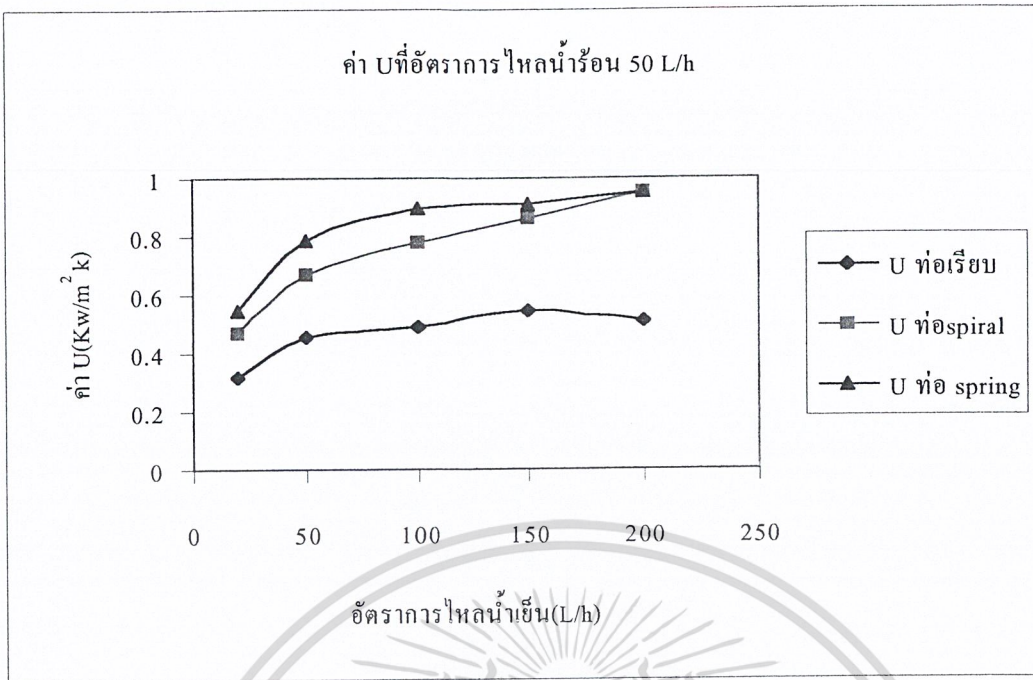
รูปที่ 7.8 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h



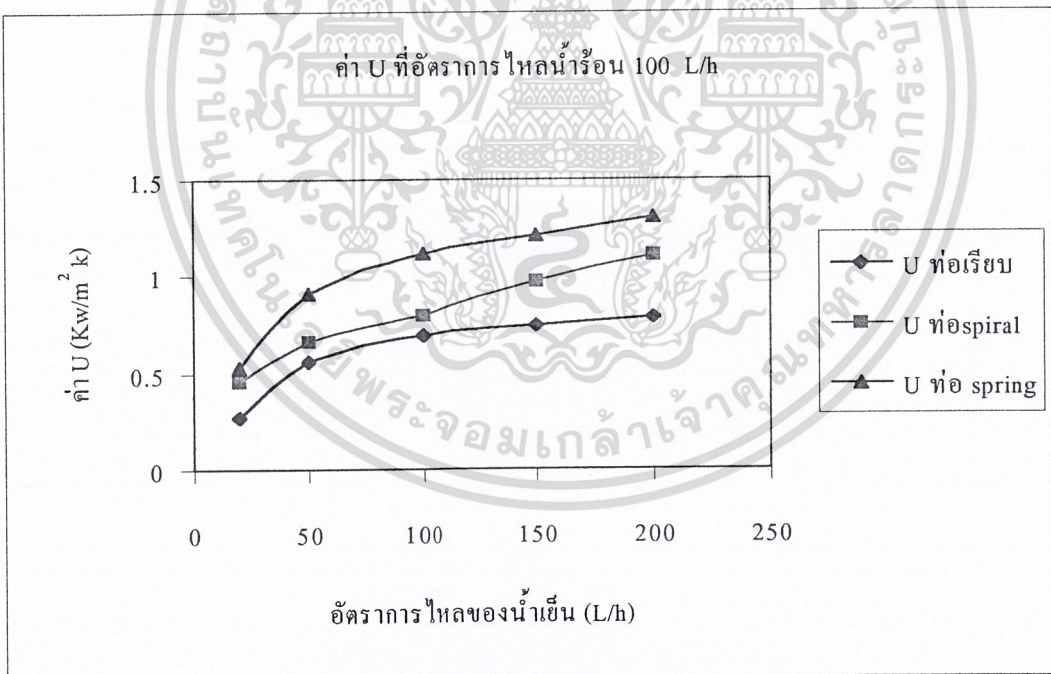
รูปที่ 7.9 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h



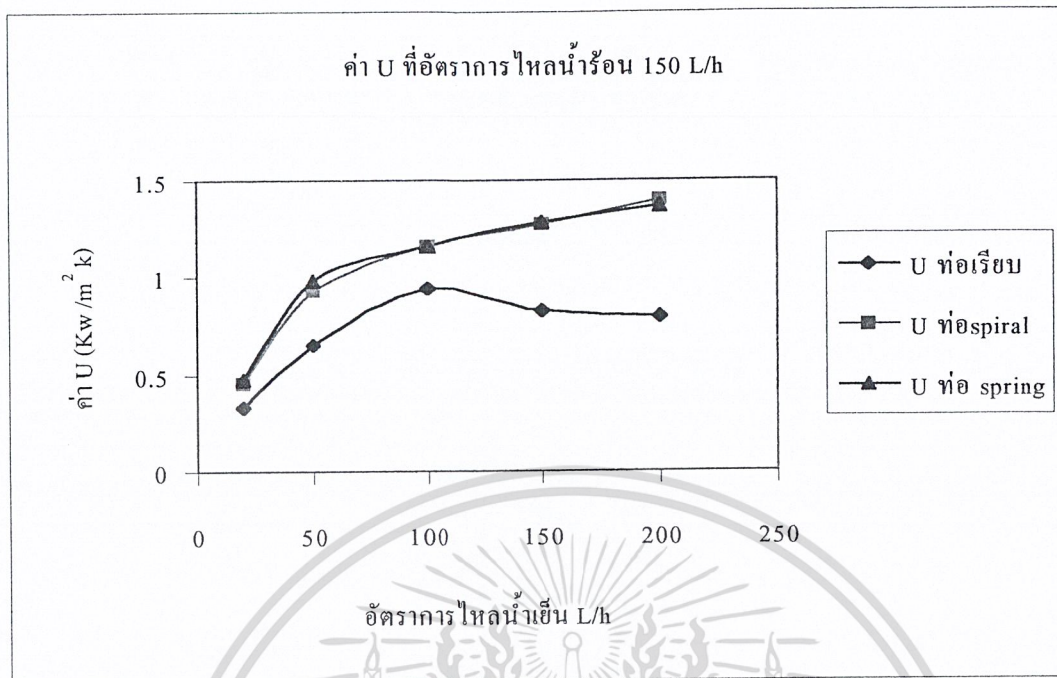
รูปที่ 7.10 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพ(effectiveness)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h



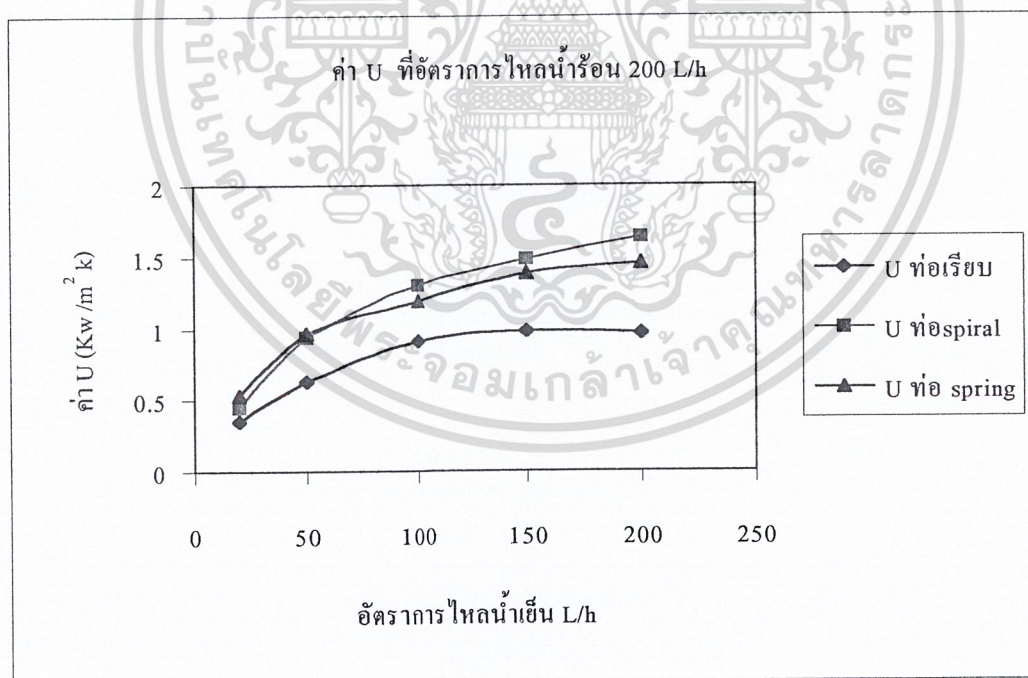
รูปที่ 7.11 กราฟค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h



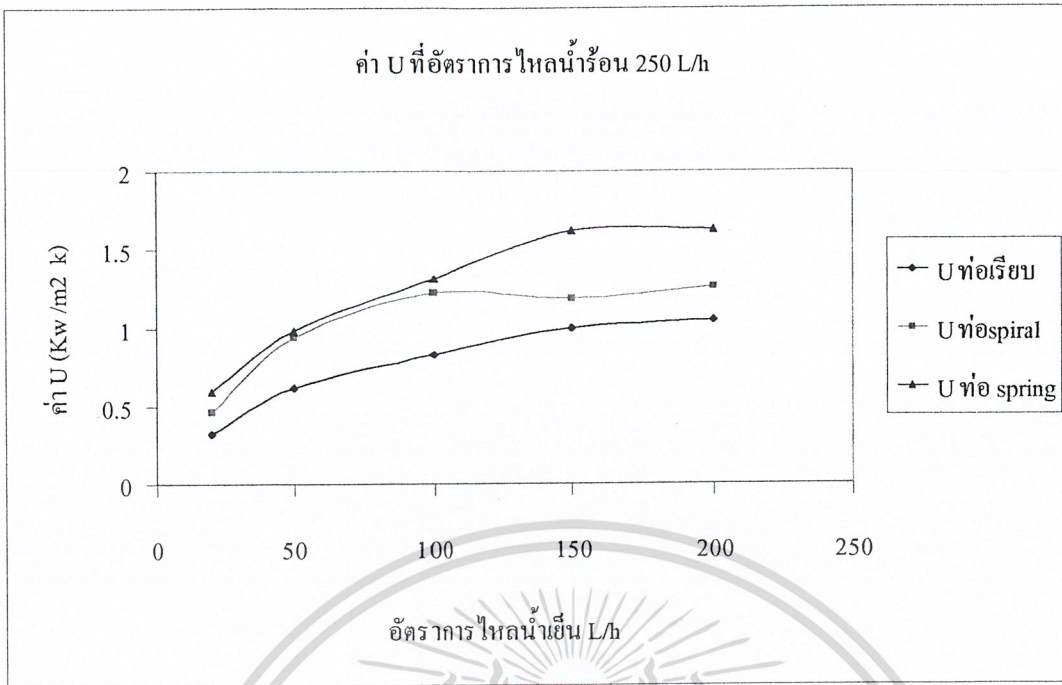
รูปที่ 7.12 กราฟค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว 1.5 m ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h



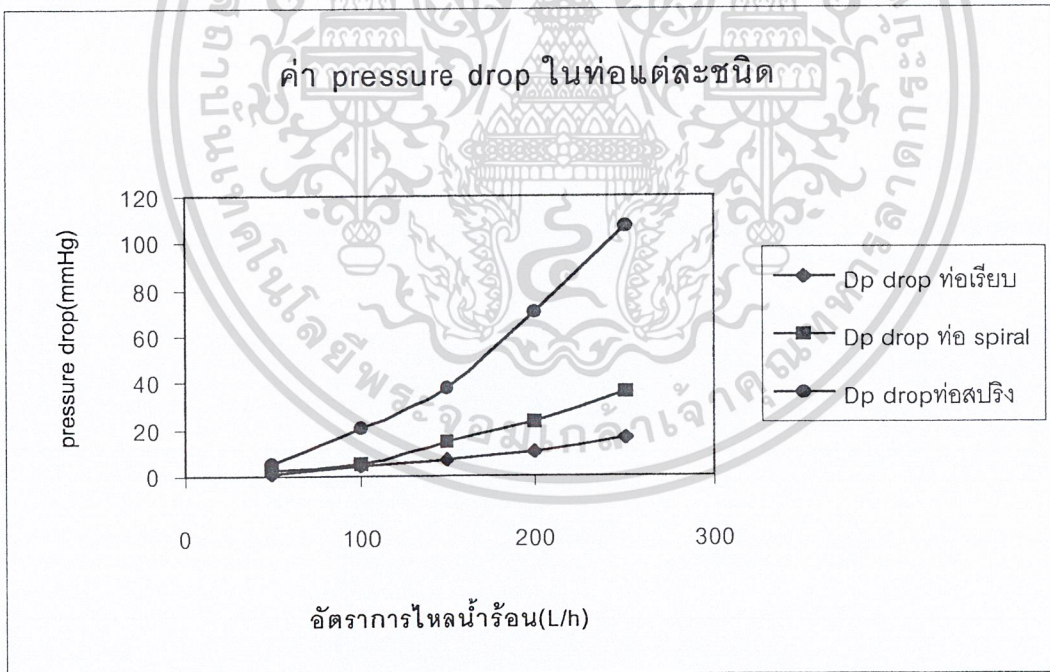
รูปที่ 7.13 กราฟค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว1.5 mที่อัตราการไหลน้ำร้อน150 L/h



รูปที่ 7.14 กราฟค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว1.5 mที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h



รูปที่ 7.15 กราฟค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(U)ในท่อยาว1.5 มที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250L/h



รูปที่ 7.16 กราฟแสดงความดันที่สูญเสีย (pressure drop) ภายในท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อ สปริง

บทที่ 8

สรุปผลการทดลอง

8.1 สรุปผลการทดลอง

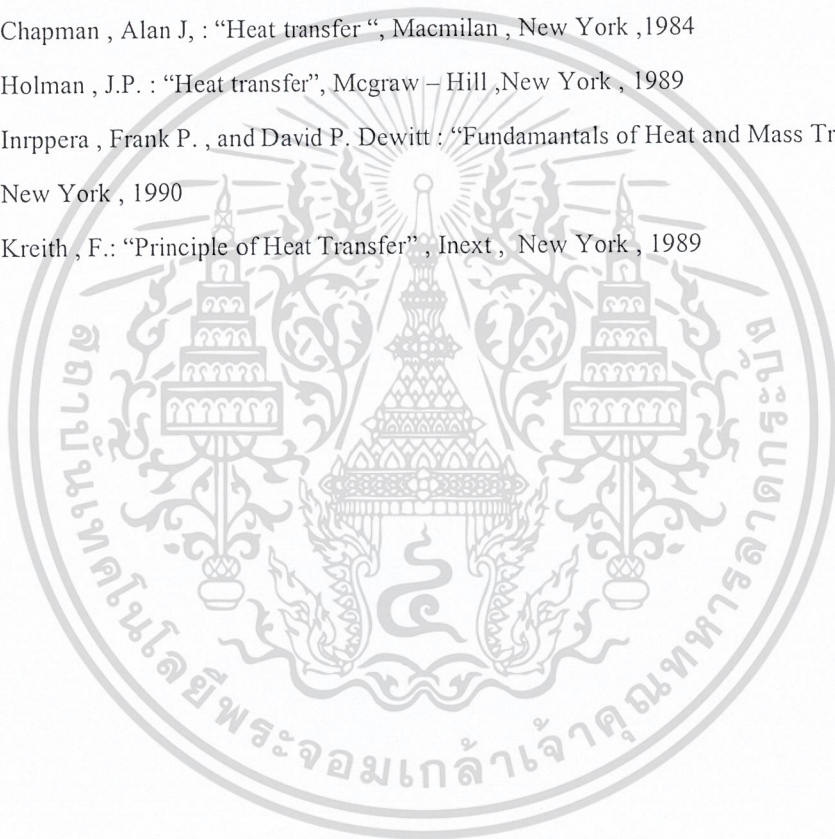
จากผลการทดลองสรุปผลได้ว่าที่อัตราการไหลต่ำในช่วง 50 – 100 L/hr ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Effectiveness) ของท่อสปริงมีค่าที่มากกว่าท่อ Spiral และท่อเรียบ ในขณะที่ค่าการลดลงของความดัน(Pressure Drop)ของท่อสปริงมีค่าค่อนข้างใกล้เคียงกันทำให้สรุปได้ว่าในช่วงอัตราการไหลช่วงนี้ท่อสปริงเหมาะจะนำไปใช้ดีกว่าท่อเรียบและท่อ Spiral ในขณะที่อัตราการไหลเพิ่มสูงขึ้นในช่วงอัตราการไหลมีค่าเท่ากับ 100-250 L/hr ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Effectiveness) ของท่อสปริงและท่อ Spiral มีค่าค่อนข้างที่จะใกล้เคียงกันและมากกว่าท่อเรียบทุกกรณีแต่การลดลงของความดัน(Pressure Drop) ของท่อสปริงเพิ่มขึ้นสูงมากทำให้เราสรุปได้ว่าในช่วงอัตราการไหลช่วงนี้ท่อ Spiral ควรที่จะนำมาใช้งานมากที่สุด

8.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรจะทำชุดทดลอง(Test Section) ให้มีความยาวเพิ่มมากขึ้นเพื่อให้เห็นถึงความแตกต่างที่ลดลงของอุณหภูมิในกรณีของท่อสปริงและท่อ Spiral
2. ควรจะมีการหุ้มฉนวนในบริเวณที่มีโอกาสเกิดการถ่ายเทความร้อนออกจากระบบและตรวจจุดที่มีการหุ้มฉนวนว่าอยู่ในสภาพปกติก่อนการทดลองทุกครั้ง
3. ควรจะมีการศึกษาเกี่ยวกับความยาวที่เหมาะสมที่จะใช้ในที่จะใช้กับท่อ สปริงและท่อ Spiral ที่จะใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่อัตราการไหลต่างๆ
4. ควรจะมีการศึกษาการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่านศูนย์กลางและระยะพิตช์ของสปริงที่จะส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
5. ควรจะมีการศึกษาการเปลี่ยนแปลงความกว้างและระยะพิตช์ของ Spiral ที่จะส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] ผศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ “การถ่ายเทความร้อน” ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] Fox and Macdonald “Introduction to fluid mechanics” Fifth Edition
- [3] เอกสารประกอบการเรียนวิชา Mechanic Engineering Lab2 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [4] “Process Heat transfer “G.F. Hewill, G.L. Shires, T. Bott, Begel House
- [5] “Heat transfer a basic approach” ,M.Necati Ozisik, Mcgraw Hill international Edition
- [6] Chapman , Alan J. : “Heat transfer “, Macmilan , New York ,1984
- [7] Holman , J.P. : “Heat transfer”, Mcgraw – Hill ,New York , 1989
- [8] Inrppera , Frank P. , and David P. Dewitt : “Fundamantals of Heat and Mass Transfer”, Wiley, New York , 1990
- [9] Kreith , F.: “Principle of Heat Transfer”, Inext , New York , 1989





ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ชุดทดลองท่อเรียบความยาวชุดทดลอง 1.5 เมตร

การทดลองท่อเรียบที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
50	20	80.064	67.3	32.3	51.9
50	50	80.2838	64.5	32.6	48.3
50	100	79.7343	61	33	41.9
50	150	80.2838	59.6	32.4	39.6
50	200	79.9541	58.7	32.4	37.3

การทดลองท่อเรียบที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
100	20	80.1739	76	32.7	54
100	50	80.064	71.7	32.8	52.3
100	100	79.8442	68.6	32.8	46
100	150	79.9541	66.5	32.4	42.1
100	200	80.3937	64.3	32.3	39.6

การทดลองท่อเรียบที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
150	20	80.064	77.4	32.3	59.1
150	50	79.9541	74.4	32.3	55.3
150	100	80.064	70.5	32.7	49.9
150	150	79.8442	69.3	33	42.8
150	200	80.1739	68.8	32.5	39.5

การทดลองท่อเรียบที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
200	20	80.064	78.3	32.6	61.2
200	50	80.064	76.6	32.6	56.3
200	100	80.064	73.6	32.4	50
200	150	80.064	72.4	32.7	45.7
200	200	79.8442	72	31.6	41.8

การทดลองท่อเรียบที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
250	20	80.5036	79.6	31.5	62.5
250	50	80.064	77.5	32.5	56.3
250	100	79.6244	76.5	32.3	51.4
250	150	79.6244	76.1	31.6	48.4
250	200	79.8442	75.5	31.4	44.8

การทดลองที่ชุดทดลองท่อ spiral ความยาวชุดทดลอง 1.5 เมตร

การทดลองท่อ spiral ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
50	20	79.9541	64.3	33.2	57.8
50	50	79.8442	59.9	32.7	51.1
50	100	80.064	57.1	32.3	44.7
50	150	79.9541	54.6	32.8	41.7
50	200	80.1739	53.2	32.7	40.2

การทดลองท่อ spiral ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
100	20	79.1848	71.7	32.4	60.4
100	50	81.0531	67.3	32.3	49.7
100	100	80.6135	63.7	32.7	43.6
100	150	79.9541	61.3	32.3	42.1
100	200	80.064	60.3	32.2	41.2

การทดลองท่อ spiral ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
150	20	79.7343	73.4	32.6	57.1
150	50	80.064	70.7	32.5	59.3
150	100	79.9541	67.9	32.4	52
150	150	79.8442	65.1	32.3	46.4
150	200	80.6135	64	32.3	44.3

การทดลองท่อ spiral ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
200	20	80.6135	75.8	32.6	58.2
200	50	79.2947	71.9	32.8	58.9
200	100	79.7343	69.4	32.8	53.6
200	150	79.8442	67.1	32.7	48.8
200	200	79.6244	65.4	32.6	46.2

การทดลองท่อ spiral ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
250	20	80.064	77	32.5	62.8
250	50	80.1739	73.6	32.3	58.4
250	100	79.8442	70.6	32.2	51
250	150	79.8442	69.6	32.9	45
250	200	79.8442	68.6	32.7	42.4

การทดลองที่ชุดทดลองท่อสปริง ความยาวชุดทดลอง 1.5 เมตร

การทดลองท่อสปริง ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
50	20	79.9541	64.3	33.4	61.5
50	50	79.6244	59.6	33.6	54.8
50	100	80.1739	56.3	33.2	46.9
50	150	79.9541	53.6	32.9	41.9
50	200	80.064	51.8	32.4	39.4

การทดลองท่อสปริง ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
100	20	80.2838	71.4	33.3	62.2
100	50	80.1739	66.5	33.4	57.6
100	100	79.7343	63.5	33.3	50.9
100	150	79.8442	61.2	33.2	46.2
100	200	79.9541	58.9	33	43.2

การทดลองท่อสปริง ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
150	20	80.1739	75.2	33.7	63.2
150	50	79.8442	69.8	33.6	59.3
150	100	79.8442	67	33.2	51.1
150	150	80.1739	66.5	33	48.1
150	200	79.7343	64.5	32.7	44.7

การทดลองท่อสปริง ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
200	20	80.8333	76.7	33.2	65.8
200	50	79.7343	72.3	33.2	59.8
200	100	79.6244	70.4	33	53.3
200	150	79.9541	68.9	32.8	49.5
200	200	79.8442	66.9	32.8	45.4

การทดลองท่อสปริง ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/hr

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	T1caribrate	T2	T3	T4
250	20	80.9432	77.2	32.8	66.8
250	50	80.1739	73.9	32.6	60.4
250	100	79.5145	71.5	32.5	54.8
250	150	80.064	69.7	32.1	51.4
250	200	79.6244	67.9	32.1	46.3

ค่าการถ่ายเทความร้อนภายในท่อภายในท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อสปริง

ค่าการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	Qท่อเรียบ(Kw)	Qท่อ spiral(Kw)	Qท่อสปริง(Kw)
50	20	0.599124147	0.74122324	0.781882629
50	50	0.91500161	1.114260047	1.197899675
50	100	1.061574438	1.387609303	1.48954527
50	150	1.228498034	1.512079453	1.549836774
50	200	1.187017458	1.65488324	1.634315823

ค่าการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	Qท่อเรียบ(Kw)	Qท่อ spiral(Kw)	Qท่อสปริง(Kw)
100	20	0.490510976	0.761060191	0.853066544
100	50	1.053135763	1.305808088	1.498558045
100	100	1.420826296	1.617067734	1.966442125
100	150	1.627623185	1.938607395	2.216702673
100	200	1.784054926	2.19462755	2.408899823

ค่าการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	Qท่อเรียบ(Kw)	Qท่อ spiral(Kw)	Qท่อสปริง(Kw)
150	20	0.544053072	0.8379816	0.777211267
150	50	1.152953436	1.596024475	1.623449291
150	100	1.833858022	2.190477852	2.16070685
150	150	1.774124888	2.514892178	2.508739788
150	200	1.80592275	2.843388775	2.722924819

ค่าการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	Qท่อเรียบ(Kw)	Qท่อ spiral(Kw)	Qท่อสปริง(Kw)
200	20	0.537714489	0.858248485	0.860417781
200	50	1.09162284	1.619024781	1.638259733
200	100	1.774693867	2.410994886	2.252697047
200	150	2.0245807	2.885649085	2.74134949
200	200	2.097637756	3.234494122	2.969727178

ค่าการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	Qท่อเรียบ(Kw)	Qท่อ spiral(Kw)	Qท่อสปริง(Kw)
250	20	0.491639124	0.79824785	0.940324983
250	50	1.064371333	1.715094809	1.720807448
250	100	1.5637739	2.437211048	2.461487281
250	150	1.97594655	2.544793973	3.189291743
250	200	2.188046551	2.762724932	3.354876839

ค่าประสิทธิภาพ (effectiveness) ในท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อสปริงที่อัตราการไหลต่างๆ

ค่าประสิทธิภาพที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	eff ท่อเรียบ	eff ท่อ spiral	eff ท่อ spring
50	20	0.5402767	0.68274216	0.723235695
50	50	0.3306308	0.40721193	0.448380496
50	100	0.3903311	0.49934306	0.54506755
50	150	0.4408953	0.55127793	0.566271473
50	200	0.4289936	0.59931031	0.589543582

ค่าประสิทธิภาพที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	eff ท่อเรียบ	eff ท่อ spiral	eff ท่อ spring
100	20	0.445006	0.70052384	0.781807488
100	50	0.3838863	0.46148547	0.551896159
100	100	0.2602071	0.29079067	0.36481301
100	150	0.2939392	0.34951652	0.408308019
100	200	0.3186223	0.39395869	0.440849861

ค่าประสิทธิภาพที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	eff ท่อเรียบ	eff ท่อ spiral	eff ท่อ spring
150	20	0.490528	0.76566417	0.720055439
150	50	0.4168062	0.57801652	0.604712715
150	100	0.3335508	0.39680476	0.399048067
150	150	0.2175467	0.30381959	0.305437844
150	200	0.2168279	0.3370083	0.331523674

ค่าประสิทธิภาพที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	eff ท่อเรียบ	eff ท่อ spiral	eff ท่อ spring
200	20	0.4878493	0.76980221	0.777662298
200	50	0.3962027	0.59983273	0.606423714
200	100	0.3207596	0.44249782	0.416193949
200	150	0.2455183	0.35154433	0.333888518
200	200	0.1873223	0.29630384	0.271938614

ค่าประสิทธิภาพที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	eff ท่อเรียบ	eff ท่อ spiral	eff ท่อ spring
250	20	0.4320308	0.72269593	0.840858452
250	50	0.3855006	0.6171345	0.623060367
250	100	0.2846571	0.44067818	0.450984495
250	150	0.2363163	0.31136727	0.381876489
250	200	0.194579	0.25246548	0.304101298

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ท่อเรียบ ท่อ spiral และ ท่อสปริงที่อัตราการไหลต่างๆ

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 50 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	U ท่อเรียบ	U ท่อ spiral	U ท่อ spring
50	20	0.318479	0.46996	0.5415233
50	50	0.457167	0.666301	0.7884143
50	100	0.487711	0.779441	0.8934852
50	150	0.5439	0.864169	0.9093078
50	200	0.512901	0.948988	0.95118

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 100 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	U ท่อเรียบ	U ท่อ spiral	U ท่อ spring
100	20	0.270055	0.457933	0.5310943
100	50	0.563687	0.658847	0.911187
100	100	0.690309	0.797255	1.1142511
100	150	0.747569	0.97555	1.206041
100	200	0.788773	1.105685	1.2989733

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 150 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	U ท่อเรียบ	U ท่อspiral	U ท่อ spring
150	20	0.33222	0.454523	0.4737563
150	50	0.652999	0.93314	0.9823069
150	100	0.942944	1.160026	1.1579405
150	150	0.823817	1.269738	1.2797405
150	200	0.799646	1.400352	1.3636547

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 200 L/h

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	U ท่อเรียบ	U ท่อspiral	U ท่อ spring
200	20	0.344436	0.453056	0.5370284
200	50	0.629026	0.942035	0.9629659
200	100	0.914001	1.297473	1.1944205
200	150	0.976207	1.475986	1.3809039
200	200	0.961004	1.633541	1.4490331

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ที่อัตราการไหลน้ำร้อน 250 L/h.

น้ำร้อน L/h	น้ำเย็น L/h	U ท่อเรียบ	U ท่อspiral	U ท่อ spring
250	20	0.321561	0.464068	0.5945411
250	50	0.613323	0.940272	0.9845511
250	100	0.830403	1.22044	1.3144048
250	150	0.998981	1.189883	1.6195675
250	200	1.044752	1.259984	1.6239019

ค่าความดันที่สูญเสีย (Δp) ภายในท่อเรียบ ท่อ Spiral และท่อสปริง

น้ำร้อน L/hr	Δp drop ท่อเรียบ	Δp drop ท่อ spiral	Δp drop ท่อสปริง
50	1	3	5
100	4	5	21
150	7	15	38
200	10	23	70
250	16	36	107



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณหาชุดการทดลอง

$$\begin{aligned} \text{ในระบบน้ำร้อน ความยาวท่อรวม} &= 0.6+0.1+1+0.4+0.4+0.2+0.15+0.4+1.5+0.15+0.75+0.8 \text{ m} \\ &= 6.45 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ท่อเดินระบบหน้าตัด} &= \frac{\pi(0.0250)^2}{4} \\ &= 5.0645 * 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ปริมาตร} &= 6.45 * (5.0645 * 10^{-4}) \text{ m}^3 \\ &= 3.266 * 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

จากนั้นคูณ safety factor 1.5 ทำให้ได้ปริมาตรที่เผื่อไว้แล้ว

$$D^3 = 4.899 * 10^{-3}$$

$$D = 0.169 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{ในระบบท่อน้ำเย็น ความยาวท่อรวม} &= 1.1+2 +0.3+0.15+0.4+1+0.25+0.6 \text{ m} \\ &= 6.3 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{ปริมาตร} = 3.19 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

จากนั้นคูณ safety factor 1.5 ทำให้ได้ปริมาตรที่เผื่อไว้แล้ว

$$D = 0.168 \text{ m}$$

ทำให้เลือกขนาดถังเป็น $0.3 * 0.3 * 0.3$

จากนั้นทำการหาขนาด flow meter

$$\text{ในกรณี } Re = 15,000 \text{ จะได้ } Q = 4.23 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re = 10,000 \text{ จะได้ } Q = 3.07 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

จากนั้นหาความเร็วน้ำก่อนเข้า flow meter จาก

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{2gh} \\ &= \sqrt{2 * 9.81 * 0.25} \end{aligned}$$

$$= 2.214 \text{ m/s (คำนวณมาจากท่อเรียบ)}$$

จากขนาดท่อ

$$Q = VA$$

$$= 2.214 * \pi * \frac{(0.025)^2}{4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 1.121 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

เนื่องจากทำการทดลองในช่วง 10,000 – 15,000

$$\text{น้ำไหลเข้ามีอัตราการไหลเท่ากับ } Q = 1.121 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{น้ำไหลออก } Re \text{ 10,000 ปรับน้ำออกจาก flow meter } Q = 3.07 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{น้ำไหลออก } Re \text{ 15,000 ปรับน้ำออกจาก flow meter } Q = 4.23 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

จาก flow meter จะทำการปรับค่าได้ดีในช่วงกลาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำการหาความเร็วเฉลี่ยที่ $Re = 5,000$

$$\begin{aligned} v_{5,000} &= (Re \cdot \mu) / (d_1 \cdot \rho) \text{ สมมติใช้ค่า } \mu = 528 \cdot 10^{-6} \\ &= (5,000 \cdot 528 \cdot 10^{-6}) / (7.3 \cdot 10^{-3} \cdot 987.166) \\ &= 0.3663 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ทำการหาความเร็วเฉลี่ยที่ $Re = 20,000$

$$\begin{aligned} v_{20,000} &= (Re \cdot \mu) / (d_1 \cdot \rho) \text{ สมมติใช้ค่า } \mu = 528 \cdot 10^{-6} \\ &= (20,000 \cdot 528 \cdot 10^{-6}) / (7.3 \cdot 10^{-3} \cdot 987.166) \\ &= 1.4563 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ที่ $Re = 5,000$ จาก

$$\begin{aligned} Q &= VA \\ &= 0.3663 \cdot \pi \cdot (7.3 \cdot 10^{-3})^2 / 4 \\ &= 1.532 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

ที่ $Re = 20,000$ จาก

$$\begin{aligned} Q &= VA \\ &= 1.4563 \cdot \pi \cdot (7.3 \cdot 10^{-3})^2 / 4 \\ &= 6.129 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

ทำการซื้อ flow meter ในขนาด น้ำเข้า $1.121 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ และน้ำไหลออกในช่วงต่ำสุด = $1.532 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

ในช่วงสูงสุด = $6.129 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

จบการคำนวณหาขนาดถังเก็บน้ำและ flow meter

การคำนวณหาขนาดปั้มน้ำ

จากสมการ (ใน text fluid power)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_p - H_L = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2$$

Assumption $P_1 = P_2$

$$\frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_p - H_L = \frac{v_2^2}{2g} + z_2$$

$$z_1 = 0.25 \text{ m}$$

$$z_2 = 1.4 \text{ m}$$

$$v_1 = 0 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} v_2 &= \frac{0.3 \cdot 10^{-3}}{\frac{3.14(0.0254)^2}{4}} \\ &= 0.59 \text{ m/s} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$z_1 + H_p - H_L = \frac{v_2^2}{2g} + z_2$$

$$0.25 + H_p - H_L = \frac{0.6^2}{2 * 9.81} + 1.4$$

$$H_p - H_L = \frac{0.6^2}{2 * 9.81} + 1.4 \quad 0.25$$

$$H_p - H_L = 0.0183 + 1.4 \quad 0.25$$

$$H_p - H_L = 1.1683 \text{ m}$$

ทำการหา loss ในส่วน friction loss

จาก

$$H = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

จากความยาวท่อที่เกิด friction loss = 1+0.1+1+0.4+0.25+0.15+0.2+0.15 m
= 3.25 m

จาก

$$H_f = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$Re = \frac{999 * 0.6 * 25.4 * 10^{-3}}{528 * 10^{-6}}$$

$$= 28834.77$$

ทำให้ได้ $f=0.034$

$$H_f = \frac{0.034 * 3.25 * 0.6^2}{0.0254 * 2 * 9.81}$$

$$H_f = 0.0798 \text{ m}$$

จากนั้นทำการหา minor loss

จากการมีทางออก สองครั้งมีค่า k ครั้งละ 0.5

$$H_m = \frac{k v^2}{2g}$$

$$H_m = \frac{2 * 0.5 * 0.6^2}{2 * 9.81}$$

$$H_m = 0.0183 \text{ m}$$

$$\text{Total Head} = 0.0183 + 0.0798$$

$$= 0.0981 \text{ m safety factor 1.5}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 0.147 \text{ m}$$

$$H_p = H_t + H_L$$

$$= 0.147 + 1.1683$$

$$= 1.315 \text{ m เป็น head loss ของ pump และ } Q = 0.3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

ทำการคำนวณหาขนาดของ Heater

จาก Thermodynamic โดยการใช้กฎข้อที่ 1 การไหลแบบเป็นแบบระบบเปิด SSSF

จากกฎข้อที่ 1 ${}_1Q_2 = (E_2 - E_1) + {}_1W_2$

พิจารณาพลังงานที่ทางเข้าทางออก

$$E_1 = m_1 e_1 + E_t$$

$$E_2 = m_2 e_2 + E_{t+dt}$$

โดยที่

$$e_1 = u_1 + KE_1 + PE_1$$

$$e_2 = u_2 + KE_2 + PE_2$$

$${}_1W_2 = m_2 P_2 v_2 - m_1 P_1 v_1 + w_{cv}$$

$$h = u + pv$$

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) = \frac{dE_{cv}}{dt} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) + \dot{w}_{cv}$$

Assumption 1. Steady Flow

2. no work

3. velocity constant

4. $\Delta Z = 0$

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) = \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) + 0$$

พิจารณาที่ถังทางด้านล่างโดยมีการไหลของน้ำในท่อใน $Re = 15,000$

สมการจะกลายเป็น

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i h_i = \dot{m}_e h_e$$

ในที่นี้ขอละสมการที่เป็นอัตราการไหลเข้าออกของน้ำ

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

$$= 1000 \cdot 0.3 \cdot 0.25 \cdot 0.2 \cdot 4.179 \cdot \frac{(52.5 - 25)}{60 \cdot 40} \text{ ให้ทำความร้อนได้ในเวลา 40 นาที}$$

$$= 0.71825 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_H = 0.71825 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_H = 0.71825 \text{ kw เป็นความร้อนขั้นต่ำสุดที่จะทำให้ น้ำร้อนตามที่ต้องการได้}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาขนาด diameter ของท่อในและท่อนอกจากความสัมพันธ์ของ ΔT และ Δp สัมพันธ์กัน
ที่ $Re = 15,000$

สมมติ เลือก $d_o = 3$ นิ้ว (9.3mm) , $d_i = 7.3$ mm

จะได้

$$v = \frac{Re * \mu}{d_i * \rho}$$

$$= \frac{15000 * 528 * 10^{-6}}{7.3 * 10^{-3} * 987.166}$$

$$= 1.01 \text{ m/s}$$

$$h_f = f \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}$$

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad Re < 20,000$$

$$f = \frac{0.316}{15,000^{0.25}} = 0.028$$

$$h_f = 0.028 * \frac{1.5}{7.3 * 10^{-3}} * \frac{1.01^2}{2 * 9.81}$$

$$h_f = 0.3 \text{m (30cm)}$$

ที่ $Re = 10,000$

$$f = \frac{0.316}{10,000^{0.25}} = 0.0316$$

$$v = \frac{Re * \mu}{d_i * \rho}$$

$$= \frac{10,000 * 528 * 10^{-6}}{7.3 * 10^{-3} * 987.166}$$

$$= 0.733 \text{m/s}$$

$$h_f = 0.0316 * \frac{1.5}{7.3 * 10^{-3}} * \frac{0.733^2}{2 * 9.81}$$

$$= 0.18 \text{m (18cm)}$$

อัตราการไหลท่อใน

$$Q = vA$$

$$= 1.01 * \frac{\pi}{4} (7.3 * 10^{-3})^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 4.23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_h = \rho \cdot Q = 987.166 \cdot 4.23 \cdot 10^{-5} = 0.042 \text{ kg/s}$$

$$\text{ถ้าให้ } \dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$$

ที่ Temp เฉลี่ย

$$C_{pc} = 4.178 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{ph} = 4.189 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_h C_{ph80} = 0.042 \cdot 4.199$$

$$\dot{m}_c C_{pc25} = 0.05 \cdot 4.179$$

$$C_{\min} = 0.176$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{0.176}{0.21} = 0.84$$

จากการถ่ายเทความร้อนเท่ากัน

$$\dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{\dot{m}_h C_{ph}}{\dot{m}_c C_{pc}} (T_{hi} - T_{ho})$$

$$= 25 + \frac{(0.042 \cdot 4.189)(80 - 60)}{(0.05 \cdot 4.178)}$$

$$= 42$$

$$q = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

$$= 0.042 \cdot 4.189 \cdot (80 - 60)$$

$$= 3.52 \text{ kw}$$

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{hi} - T_{ci})$$

$$= 0.176 \cdot (80 - 25)$$

$$= 9.68 \text{ kw}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{3.52}{9.68} = 0.36$$

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \frac{(1 - \varepsilon)}{(1 - \varepsilon C_r)}$$

$$NTU = \frac{1}{0.84 - 1} \ln \frac{(1 - 0.36)}{1 - (0.36 \cdot 0.84)} = 0.54$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$U = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{A}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U = \frac{0.54 * 0.176 * 10^3}{\pi * 7.3 * 10^{-3} * 1.5} = 2760$$

ท่อเล็ก Re=15000

ใช้ข้อมูลเฉลี่ยท่อเล็ก(343k)

$$Pr = 2.534$$

$$K = 664.8 * 10^{-3}$$

ท่อใหญ่(308k)

$$\mu = 724.6 * 10^{-6}$$

$$Pr = 4.852$$

$$K = 624.8 * 10^{-3}$$

$$Nu_{\text{เล็ก}} = 0.0395(15000)^{\frac{3}{4}} (2.534)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 73$$

$$h_{\text{เล็ก}} = \frac{Nu * k}{d_i} = \frac{73 * 664.8 * 10^{-3}}{7.3 * 10^{-3}} = 6648$$

$$Nu_{\text{ใหญ่}} = 0.0395 Re^{\frac{3}{4}} Pr^{\frac{1}{3}}; Re < 20000$$

$$Re_{\text{ใหญ่}} = \frac{4 \dot{m}_c}{\pi (D_i + d_o) \mu}$$

$$= \frac{4 * 0.05}{\pi (D_i + 9.3) * 10^{-3} * 724.6 * 10^{-6}}$$

$$Re_{\text{ใหญ่}} = \frac{87858.1}{D_i + 9.3}$$

$$Nu_{\text{ใหญ่}} = 0.0375 * \frac{87858.1}{D_i + 9.3}^{\frac{3}{4}} * (4.852)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{\text{ใหญ่}} = \frac{341.25}{(D_i + 9.3)^{\frac{3}{4}}}$$

$$h_{\text{ใหญ่}} = \frac{341.25 * 624.8 * 10^{-3}}{(D_i + 9.3)^4 (D_i - 9.3) * 10^{-3}}$$

$$h_{\text{ใหญ่}} = \frac{213.213}{(D_i + 9.3)^4 (D_i - 9.3)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จาก

$$U = \left[\frac{1}{h_{\text{เล็ก}}} + \frac{1}{h_{\text{ใหญ่}}} \right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{1}{6648} + \frac{(D_i + 9.3)^3 (D_i - 9.3)}{213213} \right]^{-1} = 2760$$

3

$$(D_i + 9.3)^4 (D_i - 9.3) = 45.18$$

$$D_i = 13.61$$

เลือก 5 หุน (D_o) และ $13.5(D_i)$ ที่ $Re = 10000$

$$\text{ท่อเล็ก } Q = VA = 0.733 \cdot \frac{\pi}{4} (7.3 \cdot 10^{-3})^2 = 3.07 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_h = \rho Q = 987.166 \cdot 3.07 \cdot 10^{-5} = 0.03 \text{ kg/s}$$

ให้ $\dot{m}_c =$ คงที่

$$Re_{\text{ใหญ่}} = \frac{4 \dot{m}_c}{\pi (D_i + d_o) \mu}$$

$$= \frac{4 \cdot 0.05}{\pi (13.5 + 9.3) \cdot 10^{-3} \cdot 724.6 \cdot 10^{-6}} = 3853.43$$

$$Nu_{\text{ใหญ่}} = 0.0395 Re^4 Pr^3; Re < 20000$$

$$Nu_{\text{ใหญ่}} = 0.0375 (3853.43)^4 (4.852)^3$$

$$h_{\text{ใหญ่}} = \frac{32.7 \cdot 664.8 \cdot 10^{-3}}{(13.5 - 9.3) \cdot 10^{-3}} = 4865.51$$

$$Nu_{\text{เล็ก}} = 0.0395 (10000)^4 (2.534)^3$$

$$= 53.85$$

$$h_{\text{เล็ก}} = \frac{53.85 \cdot 664.8 \cdot 10^{-3}}{7.3 \cdot 10^{-3}} = 4904.04$$

$$U = \left[(4904.04)^{-1} + (4865.51)^{-1} \right]^{-1} = 2442.35$$

$$\dot{m}_h C_{ph80} = 0.03 \cdot 4.199 = 0.1259 \text{ kJ} = C_{\min}$$

$$\dot{m}_c C_{ph25} = 0.05 \cdot 4.179 = 0.2089 \text{ kJ} = C_{\max}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{0.1259}{0.2089} = 0.6$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{2442.35 \cdot \pi \cdot 7.3 \cdot 10^{-3} \cdot 1.5}{0.1259 \cdot 10^3}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-0.67(1-0.6)}}{1 - 0.6e^{-0.67(1-0.6)}} = 0.43$$

$$q = \varepsilon q_{\max} = 0.43[0.1259(80 - 25)] = 2.97 \text{ kw}$$

$$T_{\text{ho}} = 80 - \left(\frac{2.97}{0.1259} \right) = 56.41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{co}} = 25 + \frac{2.97}{0.2089} = 39.22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

การคิดอุณหภูมิทางออกโดยที่มีขนาดท่อครบทุกท่อ

ที่ $Re = 10000$ รอบที่ 1 คิดที่อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่าง $25 \text{ } ^\circ\text{C}$ ถึง $80 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ } \frac{(80 + 25)}{2} = 52.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

จะได้ข้อมูลดังนี้ $\mu = 528 * 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

$$Pr = 3.42 \quad ; \quad C_{p25} = 4.179 \quad ; \quad c_{p80} = 4.199$$

$$K = 645 * 10^{-3} \text{ W/mk}$$

$$d_i = 7.3 * 10^{-3} \text{ m}, d_o = 9.3 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_i = 13.5 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$\dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 0.03 \text{ kg/s}$$

$$Re_{\text{ใหญ่}} = \frac{4\dot{m}}{\pi(D_i + d_o)\mu} = \frac{4 * 0.05}{\pi(13.5 + 9.3) * 10^{-3} * 528 * 10^{-6}} = 5288.24$$

$$Re_{\text{เล็ก}} = 10000$$

$$Nu_{\text{ใหญ่}} = 0.0395(5288.24)^{\frac{3}{4}}(3.42)^{\frac{1}{3}} = 36.9$$

$$Nu_{\text{เล็ก}} = 0.0395(10000)^{\frac{3}{4}}(3.42)^{\frac{1}{3}} = 59.91$$

$$h_{\text{ใหญ่}} = \frac{36.9 * 645 * 10^{-3}}{(13.5 - 9.3) * 10^{-3}} = 5666.79$$

$$h_{\text{เล็ก}} = \frac{59.91 * 645 * 10^{-3}}{7.3 * 10^{-3}} = 5258.07$$

$$U = \left[(5666.79)^{-1} + (5258.07)^{-1} \right]^{-1} = 2727.4$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad ;$$

$$\dot{m}_c C_{p25} = 0.05 * 4.179 = 0.2089$$

$$\dot{m}_h C_{p80} = 0.03 * 4.199 = 0.1259 \quad C_{\min}$$

$$NTU = \frac{2727.4 * \pi * 7.3 * 10^{-3} * 1.5}{0.1259 * 10^3} = 0.745$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{0.1259}{0.2089} = 0.6$$

$$\varepsilon = 0.46$$

$$q = \varepsilon q_{\max} = 0.46[0.1259(80 - 25)] = 3.18$$

$$T_{ho} = 80 - \left(\frac{3.18}{0.1259}\right) = 54.74 \text{ c}$$

$$T_{co} = 25 + \frac{3.18}{0.2089} = 40.22 \text{ c}$$

Re=10000รอบที่ 2

$$\bar{T}_h = \frac{(80 + 54.74)}{2} = 67.37(340\text{k})$$

$$\bar{T}_c = \frac{(25 + 40.22)}{2} = 32.61(305\text{k})$$

$$\text{ที่ } \bar{T}_h = 340\text{k} \quad C_p = 4.188\text{Kj/kgk}, \mu = 420 * 10^{-6}, k = 660 * 10^{-3}, Pr = 2.66$$

$$\text{ที่ } \bar{T}_c = 305\text{k} \quad C_p = 4.178\text{Kj/kgk}, \mu = 769 * 10^{-6}, k = 620 * 10^{-3}, Pr = 5.2$$

$$Re_{\text{ในท่อ}} = \frac{4\dot{m}}{\pi(D_i + d_o)\mu} = \frac{4 * 0.05}{\pi(13.5 + 9.3) * 10^{-3} * 769 * 10^{-6}} = 3630.94$$

$$Re_{\text{เส้น}} = 10000$$

$$Nu_{\text{ในท่อ}} = 0.0395(3630.9)^{\frac{3}{4}}(3.42)^{\frac{1}{3}} = 32$$

$$Nu_{\text{เส้น}} = 0.0395(10000)^{\frac{3}{4}}(2.66)^{\frac{1}{3}} = 54.73$$

$$h_{\text{ในท่อ}} = \frac{32 * 620 * 10^{-3}}{(13.5 - 9.3) * 10^{-3}} = 4723.81$$

$$h_{\text{เส้น}} = \frac{54.73 * 660 * 10^{-3}}{7.3 * 10^{-3}} = 4948.2$$

$$U = \left[(4723.81)^{-1} + (4948.2)^{-1} \right]^{-1} = 2416.7$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} ;$$

$$\dot{m}_c C_{p25} = 0.05 * 4.179 = 0.2089$$

$$\dot{m}_h C_{p80} = 0.03 * 4.199 = 0.1259 \quad C_{\min}$$

$$NTU = \frac{2727.4 * \pi * 7.3 * 10^{-3} * 1.5}{0.1259 * 10^3} = 0.745$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{0.1259}{0.2089} = 0.6$$

$$\varepsilon = 0.43$$

$$q = \varepsilon q_{\max} = 0.43[0.1259(80 - 25)] = 2.97$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_{ho} = 80 - \left(\frac{2.97}{0.1259} \right) = 56.4 \text{ c}$$

$$T_{co} = 25 + \frac{2.97}{0.2089} = 39.21 \text{ c}$$

ที่ $Re = 10000$ รอบที่ 1 คัดที่อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่าง 25 c ถึง 80 c อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ $\frac{(80 + 25)}{2} = 52.5 \text{ c}$

จะได้ข้อมูลดังนี้ $\mu = 528 * 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

$$Pr = 3.42 \quad ; \quad C_{p25} = 4.179 \quad ; \quad c_{p80} = 4.199$$

$$K = 645 * 10^{-3} \text{ W/mk}$$

$$d_i = 7.3 * 10^{-3} \text{ m}, d_o = 9.3 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_i = 13.5 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$\dot{m}_c = 0.05 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 0.042 \text{ kg/s}$$

$$Re_{ใหญ่} = \frac{4 \dot{m}}{\pi (D_i + d_o) \mu} = \frac{4 * 0.05}{\pi (13.5 + 9.3) * 10^{-3} * 528 * 10^{-6}} = 5288.24$$

$$Re_{เล็ก} = 15000$$

$$Nu_{ใหญ่} = 0.0395 (5288.24)^{\frac{3}{4}} (3.42)^{\frac{1}{3}} = 36.9$$

$$Nu_{เล็ก} = 0.0395 (15000)^{\frac{3}{4}} (3.42)^{\frac{1}{3}} = 80.66$$

$$h_{ใหญ่} = \frac{36.9 * 645 * 10^{-3}}{(13.5 - 9.3) * 10^{-3}} = 5666.79$$

$$h_{เล็ก} = \frac{80.66 * 645 * 10^{-3}}{7.3 * 10^{-3}} = 7126.81$$

$$U = \left[(5666.79)^{-1} + (7126.81)^{-1} \right]^{-1} = 3156.75$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\dot{m}_c C_{p25} = 0.05 * 4.179 = 0.2089$$

$$\dot{m}_h C_{p80} = 0.042 * 4.199 = 0.1764 \quad C_{min}$$

$$NTU = \frac{3156.75 * \pi * 7.3 * 10^{-3} * 1.5}{0.1764 * 10^3} = 0.615$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0.1764}{0.2089} = 0.84$$

$$\varepsilon = 0.40$$

$$q = \varepsilon q_{max} = 0.40 [0.1764 (80 - 25)] = 3.88$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_{ho} = 80 - \left(\frac{3.88}{0.1764} \right) = 58 \text{ c}$$

$$T_{co} = 25 + \frac{3.88}{0.2089} = 43.6 \text{ c}$$

Re=10000รอบที่ 2

$$\bar{T}_h = \frac{(80 + 58)}{2} = 69(342 \text{ k})$$

$$\bar{T}_c = \frac{(25 + 43.6)}{2} = 34.3(307 \text{ k})$$

ที่ $\bar{T}_h = 342 \text{ k}$ $C_p = 4.189 \text{ kJ/kgk}$, $\mu = 407 * 10^{-6}$, $k = 663 * 10^{-3}$, $Pr = 2.57$

ที่ $\bar{T}_c = 307 \text{ k}$ $C_p = 4.178 \text{ kJ/kgk}$, $\mu = 669.4 * 10^{-6}$, $k = 630.4 * 10^{-3}$, $Pr = 4.44$

$$Re_{ใหญ่} = \frac{4\dot{m}}{\pi(D_i + d_o)\mu} = \frac{4 * 0.05}{\pi(13.5 + 9.3) * 10^{-3} * 669.4 * 10^{-6}} = 4171.8$$

$$Re_{เล็ก} = 15000$$

$$Nu_{ใหญ่} = 0.0395(4171.8)^{\frac{3}{4}}(4.44)^{\frac{1}{3}} = 33.7$$

$$Nu_{เล็ก} = 0.0395(15000)^{\frac{3}{4}}(2.57)^{\frac{1}{3}} = 73.33$$

$$h_{ใหญ่} = \frac{33.7 * 630.4 * 10^{-3}}{(13.5 - 9.3) * 10^{-3}} = 5058.21$$

$$h_{เล็ก} = \frac{77.33 * 663.2 * 10^{-3}}{7.3 * 10^{-3}} = 6661.98$$

$$U = \left[(5058.21)^{-1} + (6661.98)^{-1} \right]^{-1} = 2875.18$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\dot{m}_c C_{p25} = 0.05 * 4.179 = 0.2089$$

$$\dot{m}_h C_{p80} = 0.03 * 4.199 = 0.1764 \quad C_{min}$$

$$NTU = \frac{2875.18 * \pi * 7.3 * 10^{-3} * 1.5}{0.1764 * 10^3} = 0.56$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0.1764}{0.2089} = 0.84$$

$$\varepsilon = 0.37$$

$$q = \varepsilon q_{max} = 0.37[0.1764(80 - 25)] = 3.6$$

$$T_{ho} = 80 - \left(\frac{3.6}{0.1764} \right) = 60 \text{ c}$$

$$T_{co} = 25 + \frac{3.6}{0.2089} = 42.2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{ที่ } Re=10000 \text{ รอบที่ 3} \quad \bar{T}_h = \frac{80 + 56.4}{2} = 68.2^\circ \text{c}(341.2)$$

$$\bar{T}_c = \frac{25 + 39.21}{2} = 32.1^\circ \text{c}(305.1)$$

$$\text{ที่ } Re=15000 \text{ รอบที่ 3} \quad \bar{T}_h = \left(\frac{80 + 60}{2} \right) = 70^\circ \text{c}(343)$$

$$\bar{T}_c = \frac{25 + 42.2}{2} = 33.6^\circ \text{c}(306.6)$$

สรุปผลการคำนวณ

Re=10000

Re=15000

ท่อใน $d_i = 7.3\text{mm}$

$d_o = 9.3\text{mm}$

ท่อนอก $d_i = 13.5\text{mm}$

$d_o = 15.5\text{mm}$

ความยาว $L = 1.5\text{m}$

คำอธิบายสำหรับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิจากกราฟที่ Re=10000 และ Re=15000

ที่ Re=15000

$$\dot{q}_{\text{ร้อน}} = \dot{q}_{\text{เย็น}}$$

$$\dot{m}_h C_p (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c C_p (T_{co} - T_{ci})$$

$$0.042 * 4.189 * (80 - 60) = 0.05 * 4.178 * (42 - 25)$$

$$3.518 = 3.55 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kw}$$

ที่ Re=10000

$$\dot{q}_{\text{ร้อน}} = \dot{q}_{\text{เย็น}}$$

$$\dot{m}_h C_p (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c C_p (T_{co} - T_{ci})$$

$$0.03 * 4.188 * (80 - 56.4) = 0.05 * 4.178 * (42 - 25)$$

$$2.965 = 2.924 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kw}$$

ดูที่ท่อน้ำเย็น

$$T_{co} - T_{ci} = \frac{\dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho})}{\dot{m}_c C_{pc}}$$

จากที่ $C_{ph} = C_{pc}$

$$T_{co} - T_{ci} = \frac{\dot{m}_h (T_{hi} - T_{ho})}{\dot{m}_c}$$

ที่ Re=10000

$$T_{co} - 25 = \frac{0.03(80 - 56.4)}{0.05} = 14.16$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ $Re=15000$

$$T_{co} - 25 = \frac{0.042(80 - 60)}{0.05} = 16.8$$

คู่มือที่ร้อน

$$T_{hi} - T_{ho} = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci})}{\dot{m}_h C_{ph}}$$

จากที่ $C_{ph} = C_{pc}$

ที่ $Re=10000$

$$80 - T_{ho} = \frac{0.05}{0.03} (39 - 25) = 23.33^\circ \text{C}$$

ที่ $Re=15000$

$$80 - T_{ho} = \frac{0.05}{0.042} (42 - 25) = 20^\circ \text{C}$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางคุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกของน้ำอิมิตัว

TEMPERATURE, T (K)	SPECIFIC VOLUME (m ³ /kg)			HEAT OF VAPORIZATION, h _{fg} (kJ/kg)		SPECIFIC HEAT (kJ/kg·K)		VISCOSITY (N·s/m ²)			THERMAL CONDUCTIVITY (W/m·K)			PRANDTL NUMBER		SURFACE TENSION, σ _s ·10 ³ (N/m)		EXPANSION COEFFICIENT, β _f ·10 ⁶ (K ⁻¹)		TEMPERATURE, T (K)
	P (bars)	ρ _f ·10 ³	ρ _g	c _{p,f}	c _{p,g}	μ _f ·10 ⁶	μ _g ·10 ⁶	k _f ·10 ³	k _g ·10 ³	Pr _f	Pr _g	σ _s ·10 ³	β _f ·10 ⁶							
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15				
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275				
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280				
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285				
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290				
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295				
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300				
305	0.04712	1.005	27.90	2426	4.178	1.877	769	9.29	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305				
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310				
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315				
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320				
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325				
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330				
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335				
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340				
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345				
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350				
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355				
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360				
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365				
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370				
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15				
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375				
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380				
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385				
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390				
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400				
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410				
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420				
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	430	430				
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	440	440				
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	450	450				
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	460	460				
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	470	470				
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	480	480				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้