การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่มีลวดอยู่ภายใน

ปริญญานิพนธ์

ของ

ธนาพล สุขชนะ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
กันยายน 2552

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่มีลวดอยู่ภายใน

ปริญญานิพนธ์
ของ
ธนาพล สุขชนะ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
กันยายน 2552
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่มีลวดอยู่ภายใน

บทคัดย่อ

ของ

ธนาพล สุขชนะ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
กันยายน 2552

ธนาพล สุขชนะ. (2552*). การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่มีลวดอยู่ภายใน*. ปริญญานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม: รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล, ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่มีลวดภายใน โดยใช้ท่อทดสอบเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อชั้นในและท่อชั้นนอกเท่ากับ 15.87 มิลลิเมตร และ 25.4 มิลลิเมตร ช่วงความยาวที่ทำการทดสอบเท่ากับ 2 เมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเส้นลวดที่ใช้ทำแปรงลวดเท่ากับ 0.2 มิลลิเมตร ซึ่งมีลักษณะเป็นแปรงลวดกลมความหนาแน่นเฉลี่ยของเส้นลวดมี 3 ระดับ คือ 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตร ทำการทดลองที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนระหว่าง 6,000 – 24,000 โดยกำหนดให้น้ำร้อนไหลในท่อชั้นใน และน้ำเย็นไหลในท่อชั้นนอก เป็นการไหลแบบสวนทางกัน อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเท่ากับ 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นเท่ากับ 15 และ 20 องศาเซลเซียส ผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การพาความร้อน และค่าตัวเลขนัสเซลท์ แปรผันตามอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อน และความหนาแน่นของเส้นลวดที่ติดตั้งในท่อน้ำร้อน โดยที่ค่าตัวเลขนัสเซลท์ สูงขึ้น 61.34, 81.75 และ 122.98 เปอร์เซ็นต์ ตามความหนาแน่นของแปรงลวด อย่างไรก็ตามความดันตกคร่อมภายในท่อทดสอบแปรผันตามความหนาแน่นของแปรงลวด

คำสำคัญ : การถ่ายเทความร้อน/การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน/อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน/ท่อคู่

Heat Transfer Enhancement of the Double Pipe Heat Exchanger with Wire Inserts

AN ABSTRACT

BY

THANAPHOL SUKCHANA

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the

Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering

at Srinakharinwiroj University

September 2009

Thanaphol sukchana. (2009). *Heat Transfer Enhancement of the Double Pipe Heat Exchanger with Wire Inserts.* Master thesis, M.Eng.(Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Assoc. Prof. Dr.Paisarn Naphon, Assist. Prof. Dr. Jutarat Kurujareon.

In the present study, the heat transfer enhancement of the double pipe heat exchangers with wire insert are presented. The test section are fabricated from the copper tube with tube side, shell side, and the length of 15.87, 25.4, and 2000 mm, respectively. The wire insert with diameter of 0.2 mm are tested with three different wire densities of 100, 200, and 300 wires per centimeter. The experiments are done for the hot water Reynolds number of 6,000-24,000. The hot water with the inlet temperatures of 40-50 ^{O}C flow in the tube side while the cold water with the inlet temperatures of 15-20 ^{O}C flow in the shell side for counter current flow. It can be seen that the heat transfer rate, heat transfer coefficient and Nusselts number are directly proportional to the hot water mass flow rate and wire insert density. The Nusselts number increase 61.34, 81.75, 122.98 % for the heat exchanger with wire insert density of 100, 200, and 300 wires/cm, respectively. However, the pressure drops are also increased with increasing wire insert density.

Keywords: Heat transfer/Double pipe heat exchanger/Heat transfer enhancement/ Double pipe

ปริญญานิพนธ์
เรื่อง
การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
แบบท่อคู่ที่มีลวดอยู่ภายใน
ของ
ธนาพล สุขชนะ

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

…….. คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร.สมชาย สันติวัฒนกุล)
วันที่ ……. เดือน ……... พ.ศ. 2552

คณะกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์

…… ประธาน
(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล)

…… กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

…….. ประธาน
(พันเอก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง)

…… กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล)

…… กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

…… กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัษฎมงคล)

ประกาศคุณูปการ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล ประธานกรรมการควบคุมการทำปริญญานิพนธ์ และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ กรรมการควบคุมการทำปริญญานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำปรึกษาให้แนวคิดในการวิเคราะห์วิจัย และช่วยแนะนำวิธีการแก้ไขปัญหาต่างๆ ในการทำปริญญานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์ ขอขอบพระคุณคณาจารย์ที่ไม่ได้เอ่ยนามในที่นี้ ทั้งอาจารย์กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า และคณาจารย์จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ให้ความรู้พื้นฐาน และคำแนะนำที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัย ขอขอบพระคุณ อธิการบดี และผู้บริหารมหาวิทยาลัยปทุมธานี ที่ให้โอกาสในการศึกษาหาความรู้เพิ่มเติม และให้ทุนเวลาในการศึกษาต่อจนสำเร็จการศึกษา

ธนาพล สุขชนะ

สารบัญ

บทที่ **หน้า**

1 บทนำ 1

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา 1

วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย 2

ขอบเขตของโครงการวิจัย 2

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 2

การทบทวนเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 2

2 ทฤษฎี 8

หลักการถ่ายเทความร้อน 8

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม 13

ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก 14

ประสิทธิภาพผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 18

การพาความร้อนโดยการไหลผ่านกลุ่มท่อ 22

การถ่ายเทความร้อนจากครีบ 25

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 30

หลักการในการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน 43

3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง 49

อุปกรณ์ในการทดลอง 49

ขั้นตอนการทดลอง 50

เงื่อนไขการทดลอง 51

การคำนวณผลการทดลอง 52

ภาพอุปกรณ์การทดลอง 54

4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ 61

5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ 77

สรุปผลการทดลอง 77

ข้อเสนอแนะ 78

สารบัญ(ต่อ)

บทที่ **หน้า**

บรรณานุกรม..... 79

ประวัติย่อผู้วิจัย..... 83

บัญชีตาราง

ตาราง **หน้า**

1 ค่าของ D และ P 24
2 ลักษณะสมบัติของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละชนิด..... 42

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ **หน้า**

1 แสดงการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ..... 9
2 แสดงทิศทางการเคลื่อนที่ของความร้อนตามกฎของ Fourier..... 9
3 แสดงการถ่ายเทความร้อนโดยการพา..... 10
4 แสดงการไหลของไหลผ่านผนังราบ..... 12
5 แสดงค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล็อก..... 15
6 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน..... 19
7 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง... 19
8 แสดงการเรียงท่อแบบแนวเดียว และการเรียงแบบสลับ..... 23
9 ครีบที่แบ่งตามลักษณะหน้าตัด..... 26
10 ครีบที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอและการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับความยาวครีบ..... 26
11 ประสิทธิภาพของครีบตรง..... 29
12 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นหรือท่อคู่..... 33
13 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นหรือท่อคู่..... 34
14 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบชนิดไหลตั้งฉากกัน..... 35
15 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน..... 36
16 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ..... 37
17 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น..... 38
18 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง..... 39
19 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ..... 39
20 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน..... 40
21 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ..... 41
22 แสดงหน้าตัดของผิวที่เคลือบด้วยวัสดุขนาดเล็กๆ..... 43
23 แสดงผิวที่มีความขรุขระ (Surface roughening)..... 44
24 แสดงลักษณะต่างๆ ของครีบ..... 45
25 แสดงลักษณะต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวน..... 46
26 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริง..... 47
27 แสดงท่อที่ผ่านการใช้อุปกรณ์ตึงผิว..... 47
28 แสดงท่อทดสอบที่ใส่สปริงเข้าไปภายใน..... 48
29 แสดงลักษณะท่อ Micro fin..... 48
30 แสดงไดอะแกรมของชุดอุปกรณ์ทดลอง..... 49

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ **หน้า**

31 แสดงไดอะแกรมของท่อทดสอบ..... 50
32 อุปกรณ์ทำน้ำร้อนและย้ำเย็น..... 54
33 อุปกรณ์สำหรับสร้างอัตราการไหล..... 55
34 อุปกรณ์สำหรับวัดอัตราการไหล..... 55
35 เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม (Different Pressure Transducer)..... 56
36 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)..... 56
37 ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้า..... 57
38 อุปกรณ์ทำความร้อน..... 57
39 แสดงท่อทดสอบ..... 58
40 การประกอบท่อทดสอบ..... 58
41 ตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลกลางท่อทดสอบ..... 59
42 การประกอบท่อทดสอบท่อทดสอบ..... 59
43 ลวดที่ใช้ในการทดลอง..... 60
44 การประกอบลวดที่ใช้ในการทดลองเข้ากับท่อน้ำร้อน..... 60
45 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 100 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน..... 62
46 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน..... 62
47 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 100 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน 63
48 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน..... 63
49 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน..... 65

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ **หน้า**

50 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน..... 65

51 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน..... 66

52 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน..... 66

53 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน..... 68

54 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน..... 68

55 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน..... 69

56 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน..... 69

57 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน..... 71

58 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน..... 71

59 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน..... 72

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ **หน้า**

60 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทาน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน..... 73

61 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตร อยู่ภายในทั้งแบบยาวตลอดท่อ และแบบเว้นเป็นช่วง..... 74

62 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกคร่อมกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในทั้งแบบยาวตลอดท่อ และแบบเว้นเป็นช่วง..... 75

63 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากความดันตกคร่อมกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในทั้งแบบยาวตลอดท่อ และแบบเว้นเป็นช่วง..... 76

บทที่ 1
บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน ในปัจจุบันมีการศึกษากันอย่างกว้างขวาง เพื่อที่จะหาหนทางในการแลกเปลี่ยนหรือถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น ซึ่งการถ่ายเทความร้อนมีความสำคัญต่ออุตสาหกรรมต่างๆ เช่นในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนของหม้อไอน้ำ หรือการผลิตอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ครีบระบายความร้อนของ CPU คอมพิวเตอร์ หม้อน้ำระบายความร้อนโดยหลักการการระบายความร้อน จะมีตัวกลางนำความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อนออกมา และมีการระบายความร้อนออกจากตัวกลางนำความร้อนด้วยวิธีการพาความร้อน ซึ่งการระบายความร้อนด้วยวิธีการพาความร้อนนั้นต้องอาศัยของไหลในการพาความร้อนออกจากตัวนำความร้อน ของไหลแต่ละชนิดมีคุณสมบัติในการพาความร้อนไม่เหมือนกัน มีจุดอิ่มตัวในการรับความร้อนไม่เท่ากัน เพราะฉะนั้นช่วงเวลาในการไหลผ่านตัวกลางนำความร้อนจะมีค่าไม่เท่ากัน และลักษณะการไหล หรือค่าของเลขเรย์โนลด์จะแตกต่างกัน การที่จะสามารถทำให้ของไหลที่ใช้ในการพาความร้อนไหลสัมผัสกับผิวของครีบระบายความร้อนได้มากและนานนั้น ขึ้นอยู่กับชนิดของของไหล ความเร็วของของไหล รูปร่างของครีบระบายความร้อน ความสูงของครีบระบายความร้อนการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยใช้ลวดฝอยสอดในท่อน้ำร้อน จะเป็นการศึกษา คุณลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการทำให้ลักษณะการไหลของน้ำรอนเปลี่ยนไปโดยการสอดลวดเข้าในท่อ ค่าของเลขเรย์โนลด์ที่เหมาะสมกับขนาดและรูปร่างของลวด ซึ่งมีผลทำให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นดีที่สุด การศึกษาครั้งนี้จะทำการศึกษาโดยวิธีการทดลองเพื่อให้ได้ผลที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้จริงโดยใช้อุปกรณ์ทดลองแบบท่อคู่

วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่
- เพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผล ต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่
- เพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อที่มีลวดภายใน และท่อที่ไม่มีลวดภายใน

ขอบเขตของโครงการวิจัย

- ท่อที่ใช้ในการทดลองเป็นท่อทองแดงมีช่วงทำการทดลอง 2 เมตร
- ท่อน้ำเย็น และท่อน้ำร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25.4 มิลลิเมตร และ 15.87 มิลลิเมตร
- ลวดที่ใช้ในการทดลองขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.2 มิลลิเมตร
- ลักษณะการประกอบลวดในการทดลอง เป็นแบบมีลวดตลอดความยาวท่อทดสอบ และแบบมีลวดเป็นช่วงๆ ละ 250 มิลลิเมตร
- ช่วงอุณหภูมิในการทดลอง อุณหภูมิน้ำเย็น 15 และ 20°C อุณหภูมิน้ำร้อน 40, 45 และ 50°C
- ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนในการทดลองอยู่ในช่วง 6,000 – 24,000
- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อคู่ โดยให้ทิศทางการไหลเป็นแบบสวนทางกัน

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

การวิจัยครั้งนี้เป็นการวิจัยเพื่อศึกษาหาตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ เพื่อหาแนวทางในการเพิ่มขีดความสามารถของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับคือ

- เป็นการสนับสนุนให้มีการวิเคราะห์ หาตัวแปรที่มีผลในการใช้งานจริงเพื่อความถูกต้องในการออกแบบสร้างอุปกรณ์ต่างๆ
- สามารถนำผลการทดลองที่ได้ไปใช้ในการออกแบบ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดที่เหมาะสม หรือทำให้มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น

การทบทวนเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการสำรวจเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่ามีนักวิจัยที่ทำการวิจัยเกี่ยวกับการระบายความร้อนแบบท่อคู่ และการเพิ่มสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังต่อไปนี้

สมิทธ์ เอี่ยมสะอาด และคณะ (2546) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีการติดตั้งแผ่นบิดเกลียวได้ถูกนำเสนอในบทความฉบับนี้ ในชุดทดสอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เป็นแบบท่อซ้อนกันสองท่อโดยท่อนอกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 50 มิลลิเมตร ทำจากท่อเหล็กเคลือบสังกะสี ขณะที่ท่อในทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 มิลลิเมตร ในการทดลองกำหนดให้อากาศร้อนไหลผ่านท่อในที่ช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2000 และ 12000 โดยมีน้ำเย็นไหลผ่านท่อนอกเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับท่อในที่ค่าอัตราการไหลคงตัว ในการทดลองเราได้ทำการติดตั้งแผ่นบิดเกลียวในท่อทดสอบเพื่อศึกษาผลของการไหลวนต่อการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานขณะเดียวกันได้ทำการติดตั้งแผ่นบิดเกลียวแบบเว้นช่วงบิดเพื่อลดความเสียดทานที่เกิดขึ้นในระบบท่อทดสอบขณะที่ยังคง

ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงอยู่ จากผลการทดลองถูกนำไปเขียนในรูปความสัมพันธ์ทั้งในรูปตัวเลขนัสเซลส์และความเสียดทานโดยสหพันธ์ทั้งคู่มีความแม่นยำในช่วง ±10 เปอร์เซ็นต์

นิติเวศ ทองนุช และคณะ (2546) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดสอดในท่อ จากผลการทดลองพบว่าแผ่นบิดที่สอดในท่อช่วยทำให้เกิดการหมุนวนของน้ำดีขึ้น เป็นผลทำให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น แต่มีความดันตกคร่อมมาก

ศรัณย์ พิพัฒน์ศาสตร์ และคณะ (2549) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานที่มีครีบ โดยมีการศึกษาในลักษณะของครีบสี่เหลี่ยมตัดตรง ชนิดที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ ใช้อากาศเป็นของไหลในการพาความร้อน ในการศึกษาจะพิจารณาสัดส่วนความสูงของครีบระบายความร้อนต่อขนาดช่องทางการไหลของของไหลโดยวิธีการทดลอง ซึ่งในการทดลองใช้ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ระหว่าง 5,000 – 20,000 จากผลการทดลองพบว่าถ้าสัดส่วนความสูงของครีบระบายความร้อนต่อขนาดช่องทางการไหลของของไหลสูงขึ้น จะสามารถทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นด้วย

ดุสิต บูรณโชคไพศาล และคณะ (2549) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันผ่านช่องขนานที่มีการเซาะร่อง ในการศึกษาเป็นการศึกษาเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนระหว่างช่องขนานที่มีการเซาะร่องแนวตรงและช่องขนานที่มีการเซาะร่องแนวเยื้อง โดยกำหนดให้ลักษณะของครีบสี่เหลี่ยมตัดตรง ชนิดที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ ใช้อากาศเป็นของไหลในการพาความร้อน ในการทดลองใช้ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ระหว่าง 5,000 – 20,000 การทดลองจะพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จากผลการทดลองพบว่า ช่องขนานที่มีการเซาะร่องที่ผิวบนและผิวล่าง มีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มขึ้น และการเซาะร่องแบบเยื้องจะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีกว่าการเซาะร่องแนวตรง

สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล และคณะ (2549) ทำการวิจัยด้วยวิธีการทดลองเรื่อง การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สลักทรงกระบอกขนาดเล็กในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โดยติดตั้งแท่งทรงกระบอกขนาดเล็กโดยใช้วิธีการทางด้านการทดลอง แท่งทรงกระบอกถูกสร้างมาจากวัสดุอะลูมิเนียมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง2.5mm. และยาว18mm. และสมมติให้เป็นตัวสร้างการไหลให้ปั่นป่วน น้ำเย็นและน้ำร้อนถูกใช้เป็นสารทำงานในการแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกันในการทดสอบได้ ทดสอบที่ค่าตัวเลขเรย์โลด์ของน้ำร้อนในช่วง 4,438-42,429 และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำเย็น 2,217 ตามลำดับ ส่วนอุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำเย็น 20° C และอุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อน 70° C ผลกระทบที่ได้จากการทดลองในการใส่แท่งทรงกระบอกเข้าไปในท่อทางการไหลของน้ำร้อน พบว่าคค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่มีการติดตั้งแท่งทรงกระบอกมีค่ามีค่าสูงกว่าท่อเปล่า207% ในขณะเดียวกันค่าความเสียดทานก็มีค่าสูงขึ้น

โซฮ์ยู และคณะ (Zhou; et al. 2004) ทำการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนร่วมกับการใช้คลื่นเสียงอัลตราโซนิก และนำมาทำการเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่ได้ใช้คลื่นเสียงโดย

ให้ท่อทองแดงวางตัวในแนวระนาบ และทำการศึกษาผลกระทบของคลื่นเสียง,ความเข้มข้นของของไหลนาโนและการถ่ายเทความร้อนบริเวณท่อทองแดง ผลที่ได้จากการทดสอบพบว่าการถ่ายเทความร้อนไม่มีความแตกต่างกัน

เอี่ยมสะอาด และพรหมวงศ์ (Eiamsa-ard; & Promvonge. 2006) ได้ทำการศึกษาวิจัยการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีแผ่นบิดเกลียวภายในท่อ ซึ่งทำการทดลองที่ตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2,300 – 8,800 อุปกรณ์ที่ทดลองเป็นแบบท่อคู่ใช้อากาศร้อนเป็นตัวให้ความร้อน และใช้น้ำเย็นเป็นตัวรับความร้อนแผ่นบิดเกลียวที่ใช้ในการทดลองมีระยะพิตเท่ากับ 18 มิลลิเมตร ทำการทดลองเปรียบเทียบระหว่างท่อเรียบ ท่อที่มีแผ่นบิดตลอดความยาว และท่อที่มีแผ่นบิดเว้นช่วง จากผลการทดลองพบว่าท่อที่ใส่แผ่นบิดมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเรียบโดยแบบที่มีแผ่นบิดตลอดความยาวท่อจะให้ผลในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบอื่น

ไทโมที และคณะ (Timothy; et al. 2005) ได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่หมุนวนเป็นเกลียว โมเดลในการวิเคราะห์เป็นการไหลแบบราบเรียบ กำหนดให้อัตราการไหลของของไหลแตกต่างกันและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อสองขนาด คำนวณหาการถ่ายเทความร้อนในลักษณะการไหลตามกัน และไหลสวนทางกัน ในการคำนวณเชิงตัวเลขได้ผลเช่นเดียวกันกับงานวิจัยในลักษณะเดียวกัน ซึ่งความต้านทานความร้อนจะเกิดขึ้นบริเวณโดยรอบของขอท่อที่หมุนวน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรอบสามารถหาได้
โดยการปรับปรุงค่าตัวเลขดีน และมีความสัมพันธ์กันกับสมการเชิงเส้น

วาซิลไลว์ (Vasiliev. 2005,2006) เขียนบทความท่อความร้อนที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยรวมรวมการวิจัยจากสหภาพโซเวียดและทวีปยุโรป โดยเขากำหนดค่าการถ่ายเทความร้อนด้านอีวาเปอเรเตอร์ระหว่าง 10^3-10^5 w/m^2k และค่าการนำความร้อนระหว่าง 0.01-0.03 k/w ซึ่งจะลดขนาดพื้นที่และมวลของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อจะนำไปติดตั้งในระบบระบายความร้อนอิเล็กทรอนิคส์ หรือนำไปเป็นตัวอุ่นอากาศก่อนเข้าไปในระบบเผาไหม้ของหม้อไอน้ำเพื่อลดพลังงานที่ใช้ และอาจนำไปสร้างเครื่องสะสมพลังงานความร้อนที่ใช้ตามบ้านเรือนและศึกษาการใช้ท่อความร้อนขนาดเล็กในการระบายความร้อนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิคส์ โดยท่อความร้อนนั้นทำจากท่อทองแดงและครีบทำจากผงของหินปูน เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อมีขนาด 4 mm ความยาวของท่อมีขนาด 200 mm โดยใช้น้ำเป็นของไหลในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิคส์ได้ประมาณ 50 วัตต์

เชียน (Chein. 2006) ศึกษาประสิทธิภาพการระบายความร้อนในโดยใช้ของไหลนาโนในครีบระบายความร้อนขนาดเล็กโดยใช้อนุภาคนาโน ของทองแดงผสมกับน้ำและปรับปริมาณอัตราส่วนของอนุภาคนาโนเพื่อหาความเหมาะสมในการถ่ายเทความร้อนของครีบระบายความร้อน ซึ่งอนุภาคนาโนมี 2 ขนาด คือ 100x300 ไมโครเมตร และขนาด 57x365 ไมโครเมตร ผลการทดสอบ เมื่อใช้ของไหลนาโนช่วยในการถ่ายเทความร้อน พบว่า สามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการ

ถ่ายเทความร้อน และไม่ทำให้ความดันตกลง เนื่องจากอนุภาคนาโนมีขนาดเล็กมากและผสมปริมาณที่น้อย

แจ๊ง (Jang. 2006) ทำการเพิ่มประสิทธิภาพในการระบายความร้อนของครีบระบายความร้อนโดยใช้ของไหลนาโน ซึ่งใช้การวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์และนำมาทำการจำลองการระบายความร้อนโดยใช้ของไหลนาโน โดยมีส่วนผสมของอนุภาคทองแดงกับน้ำและอนุภาคเพชรกับน้ำ และนำมาเปรียบเทียบกัน ซึ่งผลที่ได้คือของไหลนาโนที่มีอนุภาคของเพชรสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่าการใช้น้ำอย่างเดียว

นาผล (Naphon. 2006) ได้ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลอง เพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนท่อคู่แนวนอน โดยใช้แผ่นบิดสอดภายในท่อ มีความหนา 1 mm. บิดเป็นเกลียวแล้วสอดในท่อน้ำร้อนเพื่อทำการทดลอง จากการทดลองพบว่าการสอดแผ่นบิด ภายในท่อน้ำร้อนช่วยทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเททความร้อนสูงขึ้น

นาผล (Naphon. 2006) ได้ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลอง เพื่อหาผลของขดลวด ที่มีต่อการถ่าย เทความร้อน และความดันตกคร่อมภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ลวดขนาด 1 mm ขดลวดเป็นสปริงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 7.80 mm ท่อที่ใช้ในการทดลอง ขนาดโตในเท่ากับ 8.92 mm และโตนอก เท่ากับ 9.52mm จาการศึกษาทดลองพบว่าขดลวด ที่ใช้ในการทดลองช่วยให้ประสิทธิภาพการถ่าย เทความร้อนสูงขึ้น และทำให้มีความดันตกคร่อมมากขึ้นเช่นกัน

นาผล และคณะ (Naphon; et al. 2006) ได้ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลอง เพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนท่อคู่แนวนอน โดยการกดขึ้นรูปท่อชั้นใน (ท่อน้ำร้อน) ให้มีลักษณะเหมือนเกลียวสกรู มีความกว้างของร่องต่างกัน จากการทดลองพบว่าที่ความกว้างร่องมากว่ามีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า

นาผล และศรีรมรื่น (Naphon; & Sriromruln. 2006) ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบตอนเดียวและการสูญเสียความดัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ขนาดเล็กที่มีขดลวดสปริงภายใน ซึ่งใช้ท่อไมโครฟิน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางในเท่ากับ 8.95 มิลลิเมตร และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอกเท่ากับ 9.59 มิลลิเมตร ใช้ขดลวดสปริงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 7.80 มิลลิเมตร โดยใช้เส้นลวดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.00 มิลลิเมตร ระยะพิตของขดลวดสปริงเท่ากับ 3.17 มิลลิเมตร ในการทดลองใช้มวลของน้ำเย็นเท่ากับ 0.01 และ 0.07 กิโลกรัมต่อวินาที และมวลของน้ำร้อนเท่ากับ 0.04 และ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที อุณหภูมิน้ำเย็น 15 และ 20 ^{O}C อุณหภูมิน้ำร้อน 40 และ 45 ^{O}C จากการทดลองพบว่าขดลวดสปริงที่สอดภายในท่อทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น พร้อมทั้งความดันตกคร่อมภายในท่อก็สูงขึ้นด้วยเช่นกัน

อัคไพนาร์ (Akpinar. 2006) ทำการวิจัยด้วยวิธีการทดลองเกี่ยวกับความสามารถในการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียพลังงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ โดยภายในท่อชั้นในสอดด้วยลวดสปริง ของไหลที่ใช้ในการทดลองเป็นอากาศในท่อชั้นในไหลสวนทางกับน้ำ

หล่อเย็นในท่อชั้นนอก จากผลการทดลองพบว่าขดลวดสปริงช่วยให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น การสูญเสียพลังงานขึ้นอยู่กับระยะของขดลวดและความเร็วในการไหลของของไหล

ซิฮิติ และคณะ (Sahiti; et al. 2008) ทำการศึกษาวิจัยเรื่องการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี้ของชุดแลกแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่โดยมีครีบระบายความร้อนแบบเข็ม ซึ่งท่อชั้นในจะมีผิวนอกเป็นครีบแบบเข็มขนาด 0.7mm ยาว 28.2mm ทดลองแบบไหลสวนทางโดยให้น้ำร้อนไหลในท่อชั้นใน และให้อากาศเป็นตัวระบายความร้อน จากผลการทดลองพบว่าครีบขนาดเล็กช่วยให้มีการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี้ที่สูงขึ้น เป็นผลทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น

ตาร์ไก และ คาฮาเลอเรส (Targui; & Kahalerras. 2008) ทำการศึกษาวิจัยเรื่องการวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ เป็นการวิจัยด้วยวิธีแบบจำลองทางคณิตสาสตร์ เพื่อหาลักษณะการไหลของของไหลที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยจำลองให้ภายในท่อมีครีบขนาดเล็กมีความยาวเท่ากับครึ่งหนึ่งของความโตในของท่อติดตั้งด้านเดียว และแบบที่สองจำลองให้มีครีบทั้งสองด้านสลับกัน จากการวิเคราะห์เชิงตัวเลขพบว่าแบบจำลองที่มีครีบทั้งสองด้านมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า

อัคฮาวาน และคณะ (Akhavan; et al. 2008) ได้ศึกษาวิจัยความดันตกคร่อมของการพาความร้อนแบบบังคับในการกลั่นตัวของสารทำความเย็น R-134a ในท่อแนวนอนที่มีลวดสปริงภายใน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเส้นลวดที่ใช้ทำสปริงเท่ากับ 0.5, 0.7, 1.0 และ 1.5 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์ กลางของขดลวดสปริงเท่ากับ 10.0 มิลลิเมตร ระยะพิตของขดลวดสปริงเท่ากับ 5, 8, 10 และ 13 มิลลิเมตร ในการทดลองเปรียบเทียบผลระหว่างอัตราไหลเชิงมวล 6 อัตราการไหล ผลการทดลองพบว่าความดันตกคร่อมภายในท่อ แปรผันตามขนาดของเส้นลวดที่ทดสปริงโดยที่ขนาดของเส้นลวดที่ใหญ่กว่าจะมีผลทำให้เกิดความดันลดสูงกว่า และระยะพิตที่น้อยกว่ามีผลต่อความดันลดสูงกว่า และที่อัตราไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นสูงมีผลทำให้ความดันตกคร่อมสูงเช่นกัน

เอี่ยมสะอาด และคณะ (Eiamsa-ard; et al. 2008) ศึกษาด้วยวิธีการทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบปั่นป่วน และการสูญเสียความดันในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ โดยท่อชั้นในมีแกนลวดโค้งช่วยทำให้เกิดการปั่นป่วนในการไหล จากการทดลองพบว่าการเพิ่มแกนลวดโค้ง ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้นถึง 284%

โคโลราโด และคณะ (Colorado; et al. 2008) ได้ทำการศึกษาวิจัยการถ่ายเทความร้อนของอีแวปโปเรเตอร์ ท่อคู่แนวตั้งแบบขดหมุนวน ในการทดลองใช้น้ำเป็นสารทำงานโดยสารทำงานจะแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับน้ำในขณะที่ของไหลที่อยู่ในท่อชั้นใน มีการเปลี่ยนสถานะไปพร้อมกันซึ่งมีการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอ จึงทำให้ของไหลมีลักษณะการไหลพร้อมกันทั้งสองสถานะ ในการทดลองและการวิเคราะห์เชิงตัวเลขพบว่าระบบท่อสองชั้นแบบหมุนวน ดังกล่าวช่วยให้การถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น

ชาฮายารี และปาคเชียร์ (Shahryari; & Pakshir.2008) ได้ทำการศึกษาวิจัยเรื่องอิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าต่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่มีผิวท่อไม่เรียบ ท่อที่ใช้ในการ

ทดลองมีความหยาบผิวสามระดับ และทดลองโดยใช้ความเร็วการไหลของน้ำ สามระดับคือ 0.5, 0.8 และ 1.3 เมตรต่อวินาที ผลการทดลองพบว่าความหยาบผิว และสนามแม่เหล็กไฟฟ้ามีผลทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้นตามความหยาบของผิวท่อ และสนามแม่เหล็ก

จากการศึกษาเอกสาร และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่าการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีใช้ลวดฝอยช่วยในการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน เป็นอีกวิธีหนึ่งที่น่าทำการศึกษา ดังนั้นในการศึกษาวิจัยครั้งนี้จึงทำการศึกษาวิจัย การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ลวดฝอยสอดในท่อ จะทำการทดลองกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ โดยศึกษาถึงพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น ความหนาแน่นของเส้นลวด, อัตราการไหล และความเข้มของความร้อน ที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม

บทที่ 2
ทฤษฎี

ในการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบท่อคู่ ต้องอาศัยหลักการและทฤษฎีต่างๆ ประกอบการพิจารณาและคำนวณเพื่อการวิเคราะห์ผลการทดลองของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนโดยทฤษฎีที่ใช้ประกอบการวิจัยมีดังนี้

1. หลักการถ่ายเทความร้อน
2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
3. หลักการในการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน

หลักการถ่ายเทความร้อน (Principle of heat transfer)

หลักการถ่ายเทความร้อน ในการศึกษาเรื่องการถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปแล้ว จะมีรูปแบบของการถ่ายเทความร้อนอยู่ด้วยกัน 3 รูปแบบคือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสี ซึ่งรูปแบบของการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบนี้เป็นสิ่งที่สำคัญยิ่งสำหรับงานทางด้านการแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งในวัสดุที่เป็นของแข็งและของไหล ซึ่งจะได้กล่าวถึงลักษณ์ของการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบต่อไปดังนี้

1. การนำความร้อน (Conduction heat transfer)
2. การพาความร้อน (Convection heat transfer)
3. การแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer)

การนำความร้อน การนำความร้อนเป็นวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ ภายในตัวกลางเดียวกันหรือเป็นการเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสารโดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ (Steady state) การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง การเคลื่อนที่ของความร้อนแบบนี้เกิดขึ้นบ้างในของเหลวและก๊าซ แต่มักจะแยกไม่ออกจากการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการนำความร้อนเคลื่อนที่โดยการนำได้โดยการเคลื่อนที่ของอิเล็คตรอน จากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่อุณหภูมิต่ำ นอกจากนี้ความร้อนยังเคลื่อนที่ไปได้โดยการสั่นสะเทือนของโมเลกุลภายในของแข็ง ในลักษณะของพลังงานของความสั่นสะเทือน (vibration energy) อีกด้วย หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนถูกตั้งขึ้นโดยสามารถคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำโดยอาศัยข้อมูลการทดลองได้จากสมการที่ (2-1) หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนถูกตั้งขึ้นโดย โจเซฟ โฟริเออร์ (Joseph Fourier) นักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศส โฟริเออร์ ได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำ ในปี ค.ศ. 1822 โดยอาศัยข้อมูลการทดลองไว้ดังนี้ คือ

$$Q_n = -kA\left(\frac{dT}{dn}\right) \qquad (2\text{-}1)$$

โดยที่

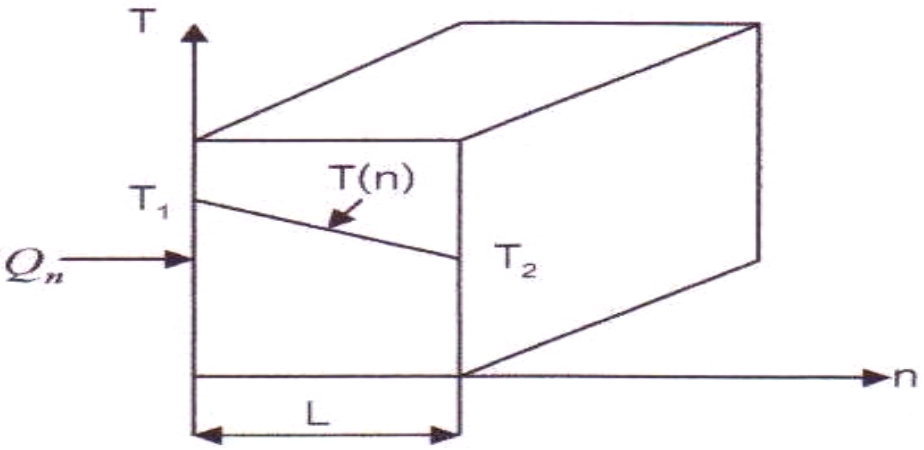
Q_n = อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำ, W

k = ค่าสภาพการนำความร้อน (Thermal conductivity), W/m.K

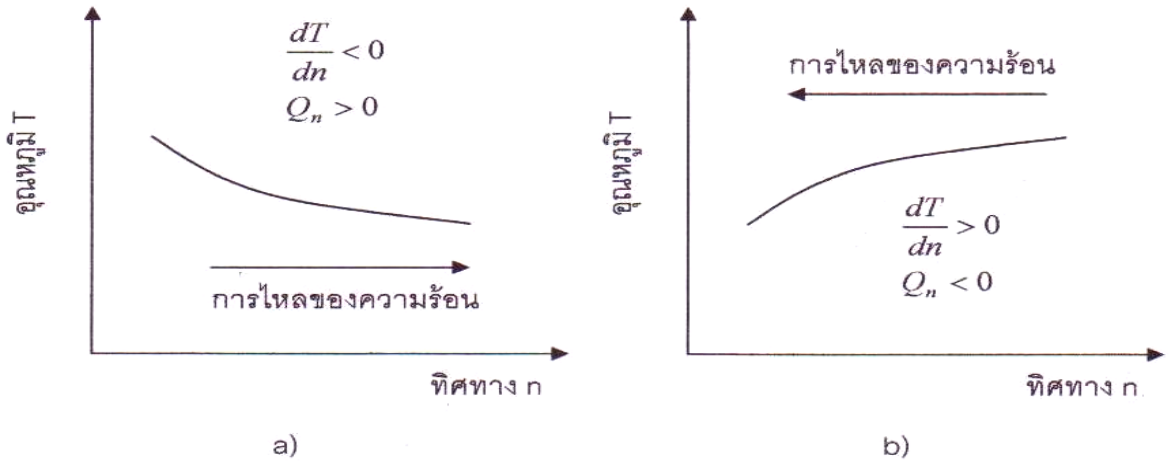
dT = ความแตกต่างของอุณหภูมิ, K

dn = ความแตกต่างของความยาวในทิศทางที่ความร้อนเดินทาง, m

A = พื้นที่ที่ตั้งฉากกับการถ่ายเทความร้อน, m^2

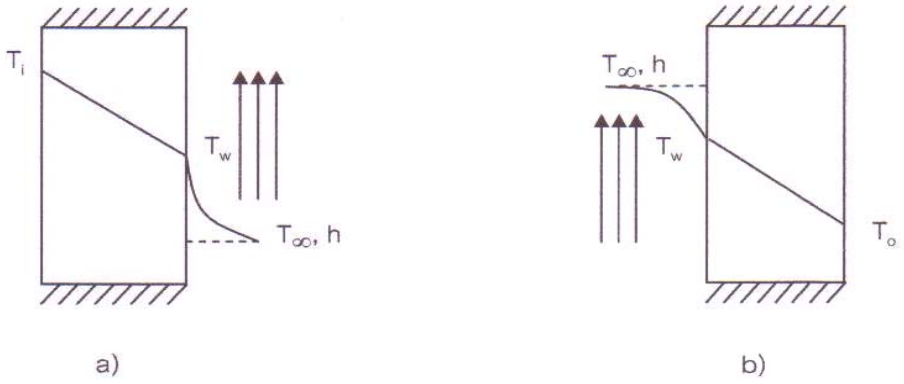


ภาพประกอบ 1 แสดงการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ



ภาพประกอบ 2 แสดงทิศทางการเคลื่อนที่ของความร้อนตามกฎของ Fourier

การพาความร้อน คือการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้นั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของการไหล การพายังแบ่งออกเป็น 2 ชนิด การพาตามธรรมชาติ (Natural หรือ Free convection) และการพาโดยการบังคับ (Forced convection) อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-2)



ภาพประกอบ 3 แสดงการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

$$Q = hA(T_h - T_c) \qquad (2\text{-}2)$$

โดยที่

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อน, W

h = สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อน, $W/m^2.K$

A = พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน, m^2

T_h = อุณหภูมิของของไหลหรือพื้นที่ผิวของของแข็งที่ร้อนกว่า, K

T_c = อุณหภูมิของของไหลหรือพื้นผิวของของแข็งที่เย็นกว่า, K

สมการนี้เป็นสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา ในกรณีทั่วๆ ไป ปริมาณที่สำคัญที่สุดในสมการนี้ก็คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ถ้าเรารู้ค่าของ h จะคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ จะเห็นว่ามีตัวแปรต่างๆ มากมายที่มีอิทธิพลต่อการพาความร้อน เช่น ลักษณะและการวางตัวของพื้นผิว ความเร็วของของไหลในกรณีของการพาโดยการบังคับ ความแตกต่างของอุณหภูมิ ระหว่างพื้นผิวและของไหลในกรณีของการพาตามธรรมชาติ เพราะจะทำให้เกิดการหมุนเวียนของของไหลขึ้น คุณสมบัติต่างๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น (ρ) ความ

หนืด (μ) ค่าการนำความร้อน (k) ความร้อนจำเพาะ (C_p) เป็นต้น การที่จะคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ เราจะต้องรู้ว่าแต่ละปริมาณของตัวแปรต่างๆ มีอิทธิพลอย่างไรต่อค่าของ h วิธีการที่จะคำนวณหาค่า h จึงเป็นกระบวนการที่ซับซ้อน การจะหาสมการทั่วๆ ไป สมการเดียวมาใช้สำหรับคำนวณ h ให้ใช้ได้ในทุกกรณีนั้นยังทำไม่ได้ จุดมุ่งหมายที่สำคัญของการศึกษาเรื่องการพาความร้อนสำหรับวิศวกรก็คือ การหาวิธีที่จะคำนวณค่า h ในกรณีที่สำคัญๆ ซึ่งพบกันบ่อยๆ ในทางวิศวกรรมศาสตร์การแผ่รังสีความร้อน คือการที่ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยไม่ต้องอาศัยตัวกลาง เหมือนกับการนำ และการพาความร้อน ในการแผ่รังสีความร้อนจะได้ผลดีเมื่อแผ่รังสีผ่านสุญญากาศ

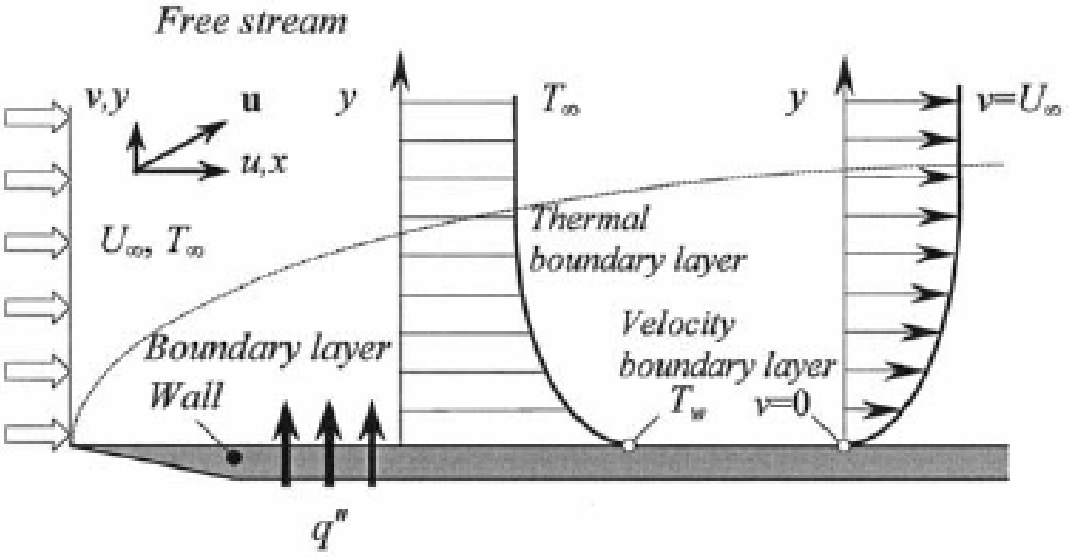
การพาความร้อนตามธรรมชาติ คือการเคลื่อนที่ของความร้อน ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลไม่ถูกทำให้เคลื่อนไหวโดยกลไกภายนอก วัตถุซึ่งมีผิวเรียบอยู่ในของไหลซึ่งอยู่นิ่งถ้าอุณหภูมิของผิวสูงกว่าอุณหภูมิของของไหล ความร้อนจะเริ่มเคลื่อนที่มายังของไหลที่ชิดกับผนัง ทำให้ความหนาแน่นของของไหลที่อยู่ชิดผนังต่ำลง ซึ่งทำให้เกิดแรงผลักดันให้ของไหลลอยตัวขึ้นของไหลที่อยู่ต่ำกว่า ก็จะเคลื่อนเข้ามาแทนที่ และทำให้เกิดการหมุนเวียนของของไหล เมื่อพิจารณาจะเห็นว่า อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนในกรณีนี้ ขึ้นอยู่กับปริมาณต่างๆ หลายปริมาณ เช่น คุณสมบัติต่าง ๆของของไหล ขนาดและลักษณะของของแข็ง อุณหภูมิที่แตกต่างกันระหว่างของไหลและพื้นผิว นอกจากนี้ สัมประสิทธิ์การขยายตัวของสาร ซึ่งมีผลต่อแรงลอยตัวของสารก็ยังมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนด้วย ถ้าจะหาสมการมาใช้คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยวิธีการวิเคราะห์เป็นสิ่งที่ยากมาก และทำได้ในกรณีง่ายๆ บางกรณีเท่านั้น สมการที่ใช้สำหรับคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สำหรับการพาตามธรรมชาติส่วนมากแล้วได้จากการวิเคราะห์เชิงมิติ

การพาความร้อนโดยบังคับ จะเกิดขึ้นได้เมื่อของไหลมีความเร็วอยู่แล้วด้วยกลไกภายนอก เช่น พัดลมหรือสูบน้ำ เมื่อของเหลวมีความเร็ว เราจะต้องทราบกลไกในการเคลื่อนที่ของของไหลก่อน โดยปกติ เราจะแบ่งการไหลของของไหลเป็นสองแบบ คือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ในการไหลแบบราบเรียบ ซึ่งของไหลไหลเป็นชั้นๆ ขนานกับความร้อน จะถ่ายเทจากผิวของของแข็ง โดยการนำ และถ่ายเทต่อ ๆ กันไปในของไหลโดยการนำผ่านชั้นของของไหล ในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งของไหลเคลื่อนที่อย่างไม่มีระเบียบ มีการเคลื่อนที่ตั้งฉากกับทิศทางของการไหลด้วย การเคลื่อนที่ของความร้อนส่วนใหญ่ จะเกิดจากอนุภาคของของไหลที่ได้รับความร้อนมา แล้วเคลื่อนที่นำความร้อนไปยังที่อื่น ดังนั้นยิ่งการไหลแบบปั่นป่วนมากเท่าใด การเคลื่อนที่ของความร้อนจะยิ่งมากขึ้นเท่านั้นในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึง การพาโดยการบังคับของการเคลื่อนที่ของของไหล

การพาความร้อนภายนอก (External convection heat transfer) การพาความร้อนภายนอกเกิดจากของไหลเป็นสารตัวกลาง โดยของไหลมิได้ถูกจำกัดให้ไหลในบริเวณที่กำหนด แต่เป็นการไหลผ่านผิวนอกของของแข็ง เช่นการไหลผ่านผนังราบ การไหลตั้งฉากกับวัตถุรูปทรงกระบอก การไหลของของไหลมากระทบกับของแข็งรูปร่างลักษณะต่างๆ ในทิศทางใดก็ได้ การ

พิจารณาไหลของของไหลผ่านผนังราบดังแสดงในภาพประกอบ 1 จะเห็นได้ว่า การที่มีผนังอยู่ในของไหลทำให้ความเร็วของของไหลส่วนที่อยู่ใกล้กับผนังเปลี่ยนไป เมื่อพิจารณาแล้วอาจจะแบ่งของไหลออกเป็นสองบริเวณ บริเวณแรกอยู่ใกล้กับผนัง เป็นบริเวณที่ได้รับอิทธิพลจากการที่ผนังราบมาอยู่ในของไหล ทำให้ความเร็วของของไหลในบริเวณนี้เปลี่ยนไป บริเวณที่สองเป็นบริเวณที่ของไหลไม่ได้รับอิทธิพลจากผนังราบ ของไหลบริเวณแรกซึ่งได้รับอิทธิพลจากผนังนั้นเรียกกันว่าบาวดารี่เลเยอร์ (Boundary layer) จะเห็นจากภาพประกอบ 4 ว่าความเร็วของของไหลที่ผิวของผนังนี้มีค่าเป็นศูนย์แล้วมีค่าเพิ่มขึ้นจนเท่ากับความเร็วของของไหลภายนอก บาวดารี่เลเยอร์ (u_∞) หรือที่เรียกว่า ความเร็วของฟรีสตรีม (Free stream velocity) จะเห็นได้ว่า บาวดารี่เลเยอร์เกิดขึ้นที่ปลายของผนังแล้วค่อยๆ มีความหนามากขึ้นไปตามทิศทางของการไหลของของไหล ในช่วงแรก บาวดารี่เลเยอร์จะเป็นแบบลามินาร์ เมื่อบาวดารี่เลเยอร์มีความหนามากขึ้นถึงจุดๆ หนึ่ง การไหลจะเริ่มเปลี่ยนไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วนและบาวดารี่เลเยอร์จะค่อยๆเปลี่ยนไปเป็นเทอร์บูเลนท์บาวดารี่เลเยอร์ (Turbulent boundary layer) การเปลี่ยนแปลงนี้เป็นการเปลี่ยนแบบค่อยเป็นค่อยไป ในช่วงการเปลี่ยนแปลงนี้การไหลจะเป็นแบบราบเรียบและปั่นป่วนผสมกันบริเวณนี้เรียกว่า ทรานซิชั่น โซน (Transition zone) ถึงแม้ว่าการไหลจะเปลี่ยนจากราบเรียบเป็นปั่นป่วนแล้ว การไหลในชั้นบางๆ ของของไหลส่วนที่อยู่ติดกับผนังก็ยังเป็นแบบราบเรียบอยู่ บริเวณนี้มีชื่อเรียกว่า ลามินาร์สับเลเยอร์ (Laminar sublayer)

ในเชิงของความเร็ว อาจกล่าวได้ว่า บาวดารี่เลเยอร์ คือบริเวณของของไหลที่ค่าของ du/dy ไม่เท่ากับศูนย์ ในกรณีนี้ ความเค้นแรงเฉือน (Shear stress) หรือแรงที่ของไหลกระทำที่ผิวของผนัง ต่อหน่วยพื้นที่ ในกรณีที่การไหลในบาวดารี่เลเยอร์เป็นแบบราบเรียบ ให้ได้โดยสมการที่ (2-3)



ภาพประกอบ 4 แสดงการไหลของไหลผ่านผนังราบ

$$\tau o = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=0} \quad (2\text{-}3)$$

โดยที่

μ = ความหนืด (Dynamic viscosity) ของของไหล

การแผ่รังสีความร้อน (Radiation) ในการแผ่รังสี ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยมิต้องอาศัยตัวกลางดังเช่นในการนำและการพาความร้อน ในการแผ่รังนี้ ความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในสุญญากาศ การที่จะอธิบายว่าความร้อนเคลื่อนที่ได้อย่างไรนั้นเป็นสิ่งยากในการอธิบาย การแผ่รังสีในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) ซึ่งสามารถเกิดขึ้นในสภาวะที่เป็นสุญญากาศ รวม เช่นเดียวกับตัวกลางชนิดหนึ่ง ผลที่ได้จากการทดลองได้พิสูจน์ให้เห็นว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีมีค่าเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าอุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ยกกำลังสี่ แต่ค่าการนำความร้อนและการพาความร้อนจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ซึ่งหาได้จาก กฎของ สเตฟาน โบลท์สมานน์ (Stafan-Boltzman slow) ขั้นพื้นฐานดังสมการที่ (2-4)

$$Q = \sigma A T^4 \quad (2\text{-}4)$$

โดยที่

σ = ค่าคงที่ของสตีฟานและโบลท์สมานน์มีค่าเท่ากับ 5.67×10^{-8} ,$W/m^2.K$

A = พื้นที่ผิวที่มีการแผ่รัง, m

T = อุณหภูมิของวัตถุ, K

สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท่ความร้อนรวม เป็นสัดส่วนกับค่าแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปของค่าความต้านทานทางความร้อนรวมสำหรับความสัมพันธ์ทั่วๆ ไปจะเป็นดังนี้

ผนังรวม $$U = \frac{1}{1/ho + L/K + 1/hi} \quad (2\text{-}5)$$

ผนังทรงกระบอก $$U = \frac{1}{r_o/r_i h_i + \left[r_o \ln(r_o/r_i) \right] /k + 1/h_o} \quad (2\text{-}6)$$

$$U = \frac{1}{1/h_i + \left[r_o \ln(r_o/r_i) \right] /k + r_i/r_o h_o} \quad (2\text{-}7)$$

สมการการถ่ายเทความร้อนคือ

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \tag{2-8}$$

กรณีที่ผิวภายนอกท่อติดครีบ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะสามารถหาค่า (U) ได้โดยสมการ

$$U_i = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o \left\{ \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \eta_f \left(\frac{A_f}{A_i} \right) \right\}} \right]^{-1} \tag{2-9}$$

โดยที่

A_o, A_i = พื้นที่ผิวภายนอกและภายในของท่อตามลำดับ, m^2

h_o, h_i = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกและภายในท่อ, $W/m^2.K$

A_f = พื้นที่ผิวของครีบต่อหน่วยความยาวท่อ, m^2

η_f = ประสิทธิภาพของครีบ

r_o, r_i = ความหนาของผนัง (รัศมีของภายนอกและภายในของทรงกระบอก), m

ΔT = อุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยที่มีการแลกเปลี่ยน, K

ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก (The logarithmic temperature difference)

ในการคำนวณหาค่าความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วๆไป นั้นคุณสมบัติที่สำคัญอย่างแรกที่ต้องหาก็คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม (Q) เมื่อพิจารณาถึงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทางเดียว (Single pass) ซึ่งโดยทั่วไปจะมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอยู่เสมอ ตามความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละชนิดที่มีความยาวไม่เท่ากัน ในการวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่นๆ ก็มีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะเดียวกัน คือ มีค่าความแตกต่างของของไหลที่มีอุณหภูมิสูง กับอุณหภูมิต่ำ โดยสามารถนำความแตกต่างดังกล่าวนั้นมาใช้ในการคำนวณหา อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ได้ดังสมการ

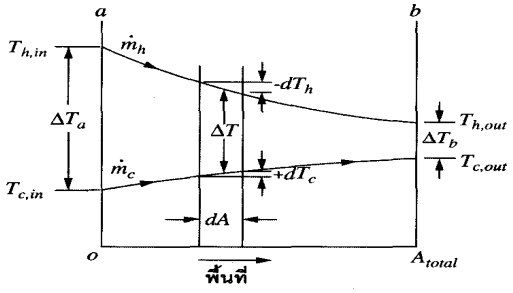
$$Q = AU\Delta T_m \tag{2-10}$$

$$A = 2\pi rL \tag{2-11}$$

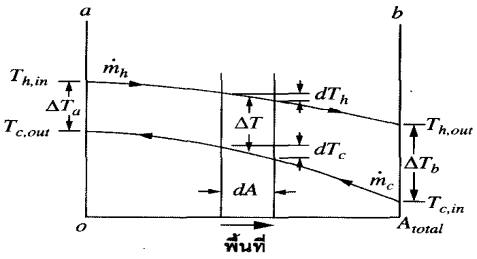
อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม (Q) จากของไหลที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่ของเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวเล็กๆ (dA) ที่จุด A จะหาได้จากสมการ

$$dQ = UdA\Delta T \tag{2-12}$$

ของไหลไหลทางเดียวกัน



ของไหลไหลสวนทางกัน



ภาพประกอบ 5 แสดงค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล็อก

จากรูปกำหนดให้

A = พื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อน, m^2

m_c, m_h = อัตราการไหลของของไหลทั้งร้อนและเย็น, kg/s

ΔT = ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิของของไหลร้อนและเย็น, K

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของของไหลทั้งสองชนิด, $W/m^2.K$

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม, W

จากสมการ (2-12) dQ จะมีค่าสูงขึ้นหรือต่ำลง ขึ้นอยู่กับค่าความร้อนของของไหลที่ใช้ที่จุด A ถึง $A+dA$ ภายใต้เงื่อนไขดังสมการต่อไปนี้

Hot fluid $$dQ = -m_h c_{ph} dT_h \tag{2-13a}$$

Cold fluid $$dQ = -m_c c_{pc} dT_c \tag{2-13b}$$

โดยที่

C_{ph}, C_{pc} = ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลทั้งร้อนและเย็น, W/kg.K

dT_h, dT_c = ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลทั้งร้อนและเย็น, K

นั่นคือ

$$\Delta T = T_h - T_c \tag{2-14a}$$

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \tag{2-14b}$$

นำสมการ(2-13a) มารวมกับสมการ (2-14b) จะได้

$$d(\Delta T) = -\frac{dq}{m_h c_{ph}} - \frac{dq}{m_c c_{pc}} = -dQ\left[\frac{1}{m_h m_{ph}} + \frac{1}{m_c m_{pc}}\right] \tag{2-15}$$

หรือเขียนใหม่ได้เป็น

$$d(\Delta T) = -BdQ \tag{2-15a}$$

เมื่อ

$$B = \frac{1}{m_h m_{ph}} + \frac{1}{m_c m_{pc}} \tag{2-15b}$$

แทนค่า จากสมการ (2-12) ลงในสมการ (2-15a) ได้เป็น

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -UbdA \tag{2-16}$$

อินติเกรตสมการ (2-16) ตามความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

$$\int_{\Delta TO}^{\Delta TL} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -B\int_0^{At} UdA \tag{2-16a}$$

$$\int_{\Delta TO}^{\Delta TL} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -BA\int_0^{At} U\frac{dA}{At} \tag{2-16b}$$

เมื่อ At เป็นพื้นที่ผิวรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และ เมื่อค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม Um ที่ทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเป็น

$$U_m = \frac{1}{At}\int_0^{At} UdA \qquad (2\text{-}17)$$

และผลของการอินติเกรตสมการ (2-17) คือ

$$\ln\frac{\Delta T_O}{\Delta T_L} = BU_mAt \qquad (2.18)$$

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อน Q ที่ผ่านในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการอินทิเกรตสมการ (2-16a) จะมีค่าเป็น

$$\int_{\Delta T_O}^{\Delta T_L} d(\Delta T) = -B\int_0^Q dQ \qquad (2\text{-}19a)$$

$$\Delta T_O - \Delta T_L = BQ \qquad (2\text{-}19b)$$

แทนค่า B ในสมการ (2-18) ลงในสมการ (2-19b) จะได้

$$Q = A_tU_m\frac{\Delta T_O - \Delta T_L}{Ln(\Delta T_O - \Delta T_L)} \qquad (2\text{-}20)$$

ดังนั้นจากการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนของผลต่างอุณหภูมิ

$$Q = A_tU_m\Delta T_{\ln} \qquad (2\text{-}21)$$

เมื่อเปรียบเทียบ $\Delta T_{\ln}$ ในสมการ(2-16) กับสมการ (2-16a) จะได้ค่าผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิสูงกับของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำตามความยาวของทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะได้

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_O - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_O - \Delta T_L)} \qquad (2\text{-}21)$$

$$\Delta T_O = T_{ho} - T_{co} \text{ และ } \Delta T_O = T_{hL} - T_{cL}$$

ดังนั้นค่าผลต่างอุณหภูมิ $\Delta T_{\ln}$ มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก (The logarithmic mean temperature difference หรือ ΔT_{LMTD}) เมื่อ ΔT_O คือผลต่างอุณหภูมิที่ทางเข้า และ ΔT_L คือผลต่างอุณหภูมิที่ทางออก จากภาพประกอบ 5

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ho} - T_{co})(T_{hL} - T_{cL})}{\ln\left[\frac{(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hL} - T_{cL})}\right]} \tag{2-22}$$

ประสิทธิภาพผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

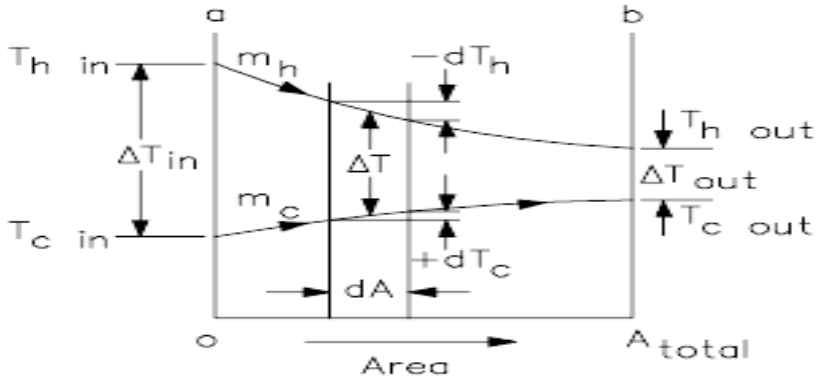
ประสิทธิผลของอุปกรณ์แลก เปลี่ยนความร้อน คือ อัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทจริงๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ต่อ ความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถ่ายเทได้มากที่สุด จะเห็นได้ว่าความร้อนจะถ่ายเทได้มากที่สุด เมื่อมีการสัมผัสกันของอากาศหรือของไหลกับพื้นที่ผิวของท่อที่ใช้ในอุปกรณ์แลก เปลี่ยนความร้อนได้มากและนานที่สุด และ เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันขึ้น จะทำให้อุณหภูมิอุณหภูมิของของไหลเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิของอากาศร้อน หรือ เย็นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกันขึ้นในภาพประกอบ 6 เป็นตัวอย่างกันแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลก เปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน ซึ่งจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น และ มีค่าเข้าใกล้กับอุณหภูมิของของไหลที่มีสูงกว่าในตอนที่ไหลเข้าในตอนแรก หรืออาจจะกล่าวได้ว่า T_{co} จะต้องน้อยกว่า T_{ho} เสมอ แต่ในภาพประกอบ 7 จะเห็นได้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางจะมีความเป็นไปได้ที่ T_{co} มีค่ามากกว่า T_{ho}

ความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถ่ายเทได้มากที่สุดก็ต่อเมื่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีความยาวเป็น α นั่นก็คือ T_{ho} มีค่าเข้าใกล้ T_c ดังนั่นความร้อนถ่ายเทมากที่สุดคือ

$$Q = m_h c_h (T_{hi} - T_{ci}) = (m_c)_{\min} (T_{hi} - T_{ci}) \tag{2-23}$$

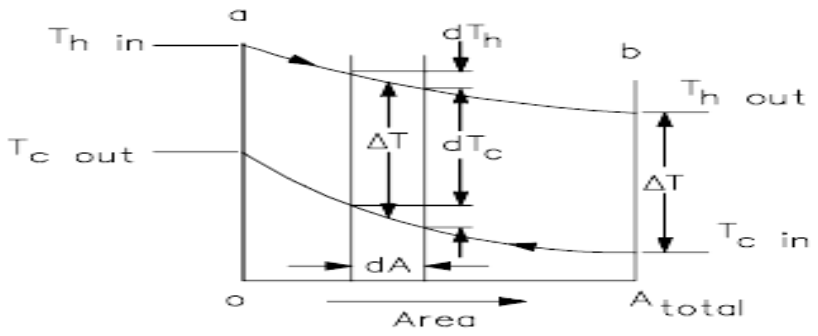
ดังนั้นประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้คือ

$$\varepsilon = \frac{m_h c_h (T_{hi} - T_{ho})}{(m_c)_{\min} (T_{hi} - T_{ci})} \tag{2-24}$$



Temperature Distribution in Parallel Flow Heat Exchanger

ภาพประกอบ 6 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน



Temperature Distribution In Counter—Flow Heat Exchanger

ภาพประกอบ 7 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง

ในทำนองเดียวกันถ้าเป็นในกรณีที่ $m_h c_h > m_c c_c$ จะเขียนสมการออกมาเป็นดังนี้

$$\varepsilon = \frac{m_c c_c (T_{co} - T_{ci})}{(m_c)_{\min} (T_{hi} - T_{ci})} \tag{2-25}$$

ความดันตกคร่อมภายในท่อ, ΔP

$$\Delta P = f \frac{\rho L v^2}{2D} \tag{2-26}$$

โดยที่

Re = ค่า Reynolds number
f = ตัวประกอบความเสียดทาน
ΔP = ความดันตกคร่อมของของไหล, Pa
ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, m
v = ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
μ = ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล, kg/m.s

ลักษณะการไหลของของไหล การไหลในท่อของของไหลอาจจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) หรือไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ขึ้นอยู่กับค่า Reynolds number, Re ซึ่งเป็นอัตราส่วนของแรงเฉื่อย (Inertia force) ต่อแรงความหนืด (Viscous force) เป็นตัวเลขที่ไม่มีหน่วยเป็นค่าที่บ่งบอกให้ทราบว่า การไหลในท่อเป็นแบบใด ซึ่งคำนวณหาได้จากสมการที่ (2-27)

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \qquad (2\text{-}27)$$

โดยที่

Re = ค่า Reynolds number
f = ตัวประกอบความเสียดทาน
ΔP = ความดันตกคร่อมของของไหล, Pa
ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, m
v = ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
μ = ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล, kg/m.s

ถ้า $\mathrm{Re} < 2100$ การเป็นแบบราบเรียบ
$2100 < \mathrm{Re} < 4000$ การไหลเป็นแบบเปลี่ยนแปลง
$\mathrm{Re} > 4000$ การไหลเป็นแบบปั่นป่วน

สัมประสิทธิ์การพาความความร้อน, hi

$$Q_{ave} = h_i A_i (T_{s,ave} - T_{h,ave}) \quad (2\text{-}28)$$

$$T_{h,ave} = \left(\frac{T_{h1} + T_{h2} + T_{h3}}{3} \right) \quad (2\text{-}29)$$

$$T_{s,ave} = \left(\frac{T_{s1} + T_{s2} + T_{s3}}{3} \right) \quad (2\text{-}30)$$

$$h_i = \frac{Q_{ave}}{A_i (T_{s,ave} - T_{h,ave})} \quad (2\text{-}31)$$

โดยที่

A_i = พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน, m^2

Q_{ave} = อัตราความร้อนที่ถ่ายเท, W

$T_{h,ave}$ = อุณหภูมิน้ำร้อนเฉลี่ย, K

$T_{s,ave}$ = อุณหภูมิผิวท่อน้ำร้อนเฉลี่ย, K

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนท่อใน, $W/m^2.K$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, Nu

$$h = \frac{Nu_D k}{D} \quad (2\text{-}32)$$

โดยที่

k = ค่าสภาพการนำความร้อนของวัตถุ, W/m.K

Nu_D = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, m

h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนท่อใน, $W/m^2.K$

กรณีการไหลเป็นแบบ Laminar flow ที่ fully developing laminar ในท่อกลมเรียบโดยหา Nu_D ดังนั้นสมการ

$$N_u = 1.86\left(\frac{\mathrm{Re}\, prd}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (\mathrm{Pr} > 0.5) \qquad (2\text{-}33)$$

กรณีการไหลเป็นแบบ Turbulent flow ที่fully developed turbulent ในท่อกลมเรียบโดยหา Nu_D หาได้จากสมการของ Dittus - Boelter

$$Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8}\, pr^n \qquad (2\text{-}34)$$

โดยที่

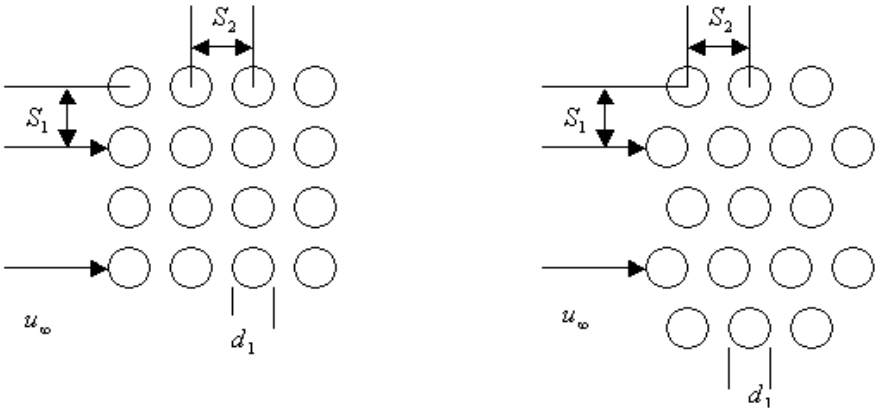
$n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน, $(T_s > T_m)$

$n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น, $(T_s < T_m)$

สมการนี้สำหรับช่วงของของเงื่อนไขดังนี้ $\begin{bmatrix} 0.7 \le \mathrm{Pr} \le 160 \\ \mathrm{Re}_D \ge 10{,}000 \\ L/D \ge 10 \end{bmatrix}$

การพาความร้อนโดยการไหลผ่านกลุ่มท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนมากจะประกอบด้วยท่อหลายท่อวางเรียงกันเป็นกลุ่ม ซึ่งเรียกกันว่ากลุ่มท่อ การเรียงท่อจะมีอยู่สองแบบ คือ การเรียงท่อที่อยู่ในแนวเดียวกัน และการเรียงสลับ สำหรับการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีนี้นั้น จะใช้สมการที่หามาได้สำหรับท่อเดียวไม่ได้เพราะการไหลของของไหลซึ่งมีผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมากนั้น แตกต่างไปจากกรณีของการไหลผ่านท่อเดียวมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งท่อที่อยู่ในแถวหลังๆจากการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนของท่อที่อยู่ในแถวท้ายๆ จะมีค่ามากกว่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนในแถวต้นๆ ทั้งนี้เพราะความปั่นป่วน (Degree of turbulence) ของของไหลเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เมื่อของของไหลยิ่งไหลผ่านท่อมากแถวขึ้น และความปั่นป่วนนี้มีส่วนในการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน



(ก) เรียงในแนวเดียวกัน (ข) เรียงสลับ

ภาพประกอบ 8 แสดงการเรียงท่อแบบแนวเดียว และการเรียงแบบสลับ

สำหรับสมการที่จะใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนั้น จากการทดลองได้พบว่าสมการในรูปต่อไปนี้ใช้ได้ผลคือ

$$\overline{Nu} = 1.13\ D\,\mathrm{Re}_{\max}^{P}\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \qquad (2\text{-}35)$$

ค่าของ D และ P ในสมการที่ (2-35) จะขึ้นอยู่กับระยะทางระหว่างจุดศูนย์กลางท่อและเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (S_1, S_2 และ d) ซึ่งแสดงไว้ในภาพประกอบ 3 ค่าของ D และ P ให้ไว้ในตาราง 2

โดยที่

$\overline{Nu}$ = ค่าเฉลี่ยนัสเซล์นัมเบอร์

D = ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองสำหรับใช้กับสมการที่ (2-35)

P = ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองสำหรับใช้กับสมการที่ (2-35)

s_1 = ค่าระยะห่างของท่อในแนวดิ่ง, m

s_2 = ค่าระยะห่างของท่อในแนวนอน, m

d = ค่าเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ, m

สมการที่ (2-35) ใช้ได้ในกรณีที่กลุ่มท่อมีมากกว่า 10 แถว หากกลุ่มท่อมีน้อยกว่า 10 แถว ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยเฉลี่ยจะมีค่าต่ำกว่าที่ให้ในสมการที่ (2-35)หากกลุ่มท่อมี 4 แถว ค่าสัมประสิทธิ์ การพาความร้อนจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่ให้ประมาณ 12 % โดยที่แถวแรกจะมีค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนเท่ากับในกรณีของท่อเดียว จากการศึกษาพบว่า ในกรณีของการเรียงสลับค่าสัมประสิทธิ์ การพาความร้อนจะเพิ่มขึ้น จนถึงแถวที่ 5 หรือ 6 แล้วจะมีค่าคงที่

การคำนวณค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของกลุ่มท่อกับของไหล เราอาจทำได้โดยใช้สมการที่ (2-36)

$$\overline{Nu} = 0.33\ \mathrm{Re}_{\max}^{0.6}\ \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \qquad (2\text{-}36)$$

ในสมการที่ (2-36) ค่าของตัวเลขเรย์โนลด์คำนวณได้โดยใช้ความเร็วของของไหล ตอนที่ผ่านพื้นที่ระหว่างท่อที่มีค่าต่ำสุด (ก็คือความเร็วสูงสุด) สำหรับคุณลักษณะของของไหลนั้น หาได้จากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างผนังท่อ และอุณหภูมิของของไหล

ตาราง 1 ค่าของ D และ P สำหรับใช้ในสมการที่ (2-35)

การจัดท่อ	S_2/d	S_2/d							
		1.25		**1.50**		**2.0**		**3.0**	
		P	**D**	**P**	**D**	**P**	**D**	**P**	**D**
เรียงในแนว	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
เดียวกัน	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.202	0.0678	0.744
(Inline)	2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.1980	0.648
	3.00	0.290	0.610	0.357	0.584	0.374	0.581	0.2860	0.608
	0.6	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
	0.9	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.521
	1.0	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
	1.12	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
เรียงสลับ	5	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
(Staggered)	1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.00	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	2.50	0.310	0.592	0.756	0.580	0.442	0.562	0.421	0.574
	3.00								

สำหรับการสูญเสียความดันเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านกลุ่มท่อ Ozisik ได้ให้สมการสำหรับการคำนวณไว้ดังนี้

$$\Delta P = \frac{2fG_{\max}^2 n}{\rho g}\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14} \qquad (2\text{-}37)$$

โดยที่

$G_{\max}$ = ความเร็วเชิงมวลสูงสุด

n = จำนวนแถวของท่อในทิศทางของการเคลื่อนที่ของของไหล

g = 1 kgm/Ns^2

μ_w = ความหนืดที่คำนวณที่อุณหภูมิของผิวของผนัง

สำหรับสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในกรณีนี้ Jakob ได้ให้สมการสำหรับการคำนวณไว้ดังนี้คือ

สำหรับกลุ่มท่อที่เรียงสลับ

$$f = \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{S_1}{d} - 1\right)^{1.08}}\right] \mathrm{Re}_{\max}^{-0.16} \qquad (2\text{-}38)$$

สำหรับกลุ่มท่อที่เรียงในแนวเดียวกัน

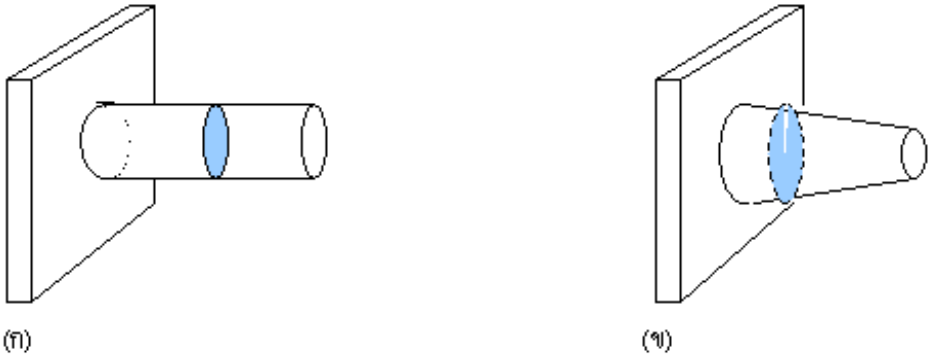
$$f = \left[0.044 + \frac{0.08\frac{S_2}{d}}{\left(\frac{S_1}{d} - 1\right)^{0.43+1.12\frac{d}{S_2}}}\right] \mathrm{Re}_{\max}^{-0.15} \qquad (2\text{-}39)$$

การถ่ายเทความร้อนจากครีบ

ปัญหาการถ่ายเทความร้อน มีสาเหตุมาจากขีดจำกัดในการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และการมีพื้นที่จำกัดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการ $Q = hA(T_h - T_c)$ จะเห็นว่า วิธีหนึ่งที่จะเพิ่มอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนก็คือ การเพิ่มพื้นที่ใช้ในการระบายความร้อน และวิธีการง่าย ๆ ที่จะเพิ่มอัตราการเคลื่อนที่ความร้อนก็คือ การติดโลหะแผ่นบางๆ เข้ากับผิวโลหะเดิมเพื่อเพิ่มพื้นที่ขึ้น แผ่นโลหะที่เพิ่มขึ้นนี้ ต้องเสียความร้อนให้กับอากาศรอบๆ จึงมีอุณหภูมิไม่เท่ากับอุณหภูมิของผิวโลหะเดิม ดังนั้นการเพิ่มพื้นที่ขึ้น 10 เท่าจึงไม่จำเป็นว่าการถ่ายเทความร้อนจะต้องเพิ่มขึ้น 10 เท่าด้วยความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ที่เพิ่มขึ้นนี้ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของพื้นที่ดังกล่าว

ชนิดของครีบ มีวิธีการจำแนกครีบอยู่สองวิธีคือ จำแนกโดยลักษณะของรูปตัดของครีบและจำแนกตามรูปร่างของครีบ ครีบแบ่งออกตามลักษณะรูปตัดดังนี้

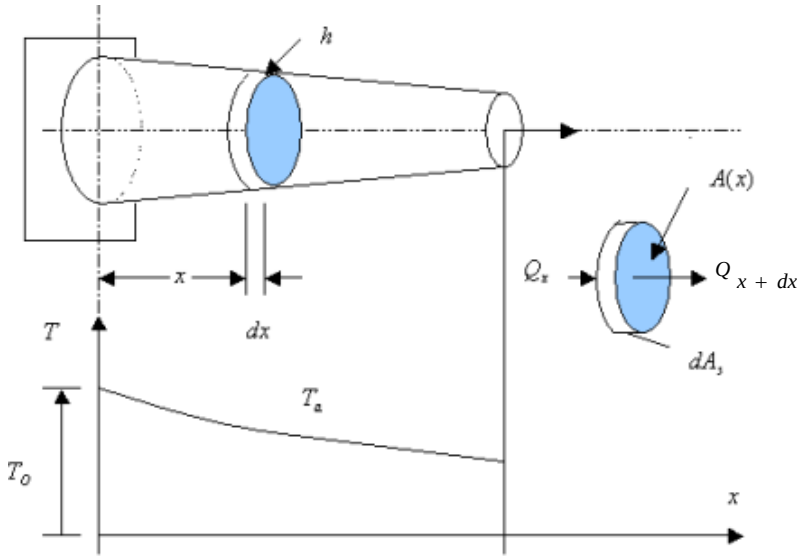
1. ครีบที่มีหน้าตัดสม่ำเสมอ (Fin of uniform cross section) ดังแสดงในภาพประกอบ 9 (ก)
2. ครีบที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอ (Fin of nonuniform cross section) ดังแสดงในภาพประกอบ 9 (ข)



ภาพประกอบ 9 ครีบที่แบ่งตามลักษณะหน้าตัด

สมการของครีบที่หน้าตัดไม่สม่ำเสมอ

สมการของครีบเป็นสมการดิฟเฟอร์เรนเชียล ซึ่งได้จากการพิจารณาความสมดุลของความร้อนบนส่วนหนึ่งของครีบ พิจารณาการเคลื่อนที่ของความร้อน โดยการนำความร้อนเข้าและออกจากส่วนของครีบซึ่งมีความยาว dx ดังแสดงในภาพประกอบ 10



ภาพประกอบ 10 ครีบที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอ และการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับความยาวครีบ

พิจารณาการเคลื่อนที่ของความร้อน โดยการนำความร้อนเข้าและออกจากส่วนของครีบซึ่งมีความยาว dx ดั้งแสดงในภาพประกอบ 10

จากสมการของโฟริเออร์ สมการการนำความร้อนเขียนได้ดังนี้

$$Q = -kA\left(\frac{dT}{dx}\right)$$

อัตราการนำความร้อนเข้ามายังส่วนของครีบที่มีความยาว dx

$$Q_x = -kA\left(\frac{dT}{dx}\right)$$

อัตราการนำความร้อนออกจากส่วนของครีบที่มีความยาว dx

$$Q_{x+dx} = Q_x + \left(\frac{dQ_x}{dx}\right)dx$$

$$= -kA\left(\frac{dT}{dx}\right) - k\frac{d}{dx}\left(\frac{AdT}{dx}\right)dx$$

(พื้นที่หน้าตัด A เปลี่ยนแปลงตามระยะทาง x ในกรณีนี้) อัตราการนำความร้อนผลลัพธ์เข้าส่วนของครีบที่มีความยาว dx

$$Q_{cond} = Q_x - Q_{x+dx}$$

$$= k\frac{d}{dx}\left(\frac{AdT}{dx}\right)dx$$

$$= \left[kA\left(\frac{d^2T}{dx^2}\right) + k\left(\frac{dA}{dx}\right)\left(\frac{dT}{dx}\right)\right]dx$$

อัตราการพาความร้อนจากส่วนของครีบซึ่งมีความยาว dx

$$Q_{conv} = hdA_s(T - T_a)$$

อัตราในการสะสมความร้อนในส่วนของครีบซึ่งมีความยาว dx

$$Q_s = Adx\rho C_p\left(\frac{dT}{dt}\right)$$

จากการสมดุลของพลังงาน ความร้อนที่เคลื่อนที่เข้ามาสู่ส่วนของครีบที่มีความยาว dx โดยการนำ จะเท่ากับอัตราการพาความร้อนออกจากครีบ รวมกับอัตราการสะสมความร้อน ดังนั้น

$$\left[kA\left(\frac{d^2T}{dx^2}\right)+k\left(\frac{dA}{dx}\right)\left(\frac{dT}{dx}\right)\right]dx = hdA_s(T-T_s)+Adx \quad \rho C_p\left(\frac{dT}{dt}\right)$$

หรืออาจเขียนได้ดั้งนี้

$$\frac{d^2T}{dx^2}+\frac{1}{A}\left(\frac{dA}{dx}\right)\left(\frac{dT}{dx}\right)-\frac{h}{kA}\left(\frac{dA_s}{dx}\right)(T-T_a)-\frac{\rho C_p}{k}\left(\frac{dT}{dt}\right) = 0 \qquad (2\text{-}40)$$

สมการนี้ เป็นสมการดิฟเฟอร์เรนเชียล ที่ใช้ได้กับครีบที่มีพื้นที่หน้าตัดใด ๆ ก็ได้

ประสิทธิภาพของครีบ (Fin efficiency) ประสิทธิภาพของครีบ คืออัตราส่วนระหว่างการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริง และจากครีบประสิทธิภาพ 100% คือ ครีบที่มีอุณหภูมิเท่ากับโลหะเดิมทุกประการ

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบที่มีประสิทธิภาพ 100% เขียนได้ดังนี้

$$Q = Plh(T_o-T_a) \qquad (2\text{-}41)$$

$$= Plh\theta_o$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริง เขียนได้จากสมการ

$$Q_o = mkA\theta_0\tanh(ml) \qquad (2\text{-}42)$$

เพราะฉะนั้นประสิทธิภาพของครีบเขียนได้ดังนี้

$$\eta_F = \frac{mkA\theta_0\tan(m1)}{Plh\theta_0}$$

แต่ $m^2 = hP/kA$

ดั้งนั้น เราจะได้ว่า

$$\eta_F = \frac{\tanh(ml)}{ml} \qquad (2\text{-}43)$$

โดยที่

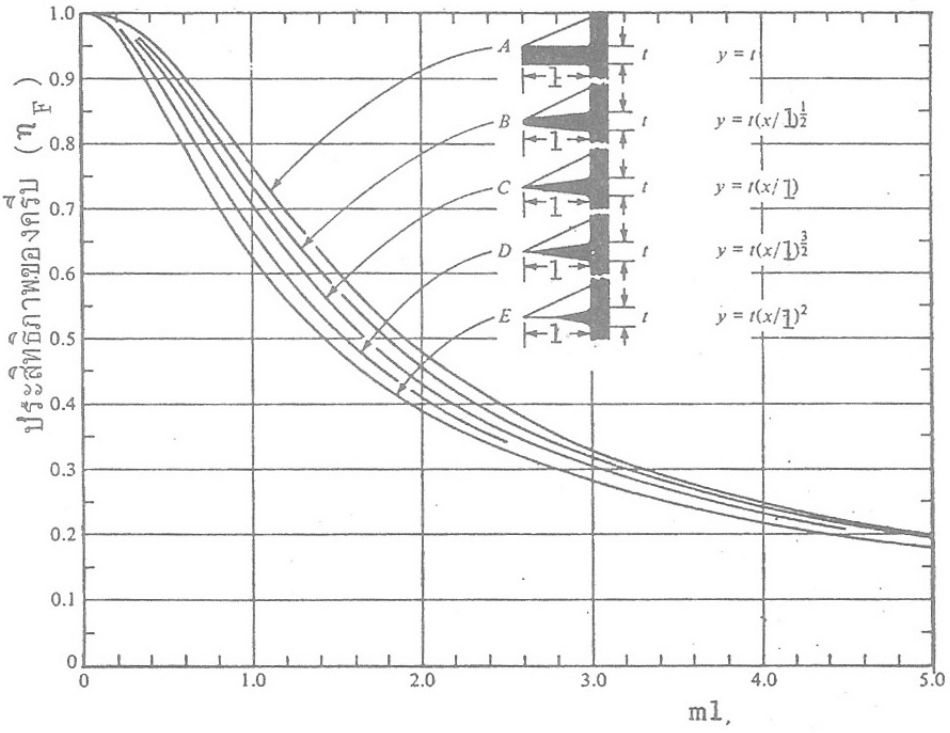
Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบที่มีประสิทธิภาพ 100%, W

Q_o = อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริง, W

P = ความยาวรอบพื้นที่หน้าตัด, m

L = ความยาวของครีบ, m

สำหรับการหาประสิทธิภาพของครีบแท่งทรงต่างๆนั้น การวิเคราะห์หาประสิทธิภาพยุ่งยากมาก ได้มีการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของครีบแบบต่างๆ แล้วเสนอการวิเคราะห์ ในรูปของกราฟเพื่อความสะดวกในการใช้



ภาพประกอบ 11 ประสิทธิภาพของครีบตรง

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน เพื่อให้ของไหลนั้นๆ มีอุณหภูมิสูงขึ้นหรือต่ำลง ตามลักษณะของงานที่ต้องการใช้ เช่น ถ้าต้องการให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะเอาผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อ ไปใช้ในงานทำความเย็นก็จะต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้ของไหลที่จะนำไปใช้นั้นมีอุณหภูมิลดลง เช่น ในงานปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่ๆ แต่ถ้าต้องการให้ผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนออกมาให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น ก็ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วยในการทำความร้อนให้กับของไหล เช่น ในงานผลิตกระแสไฟฟ้า ที่ต้องใช้ไอน้ำเป็นตัวปั่นกังหัน และต้องมีการอุ่นน้ำเลี้ยงที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ก็ต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาช่วยแทนที่จะต้องเอาน้ำเย็นมาต้ม ซึ่งต้องใช้พลังงาน และเวลามาก กว่าที่จะได้ไอน้ำที่มีอุณหภูมิตามที่ต้องการไปใช้งาน แต่ถ้ามีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็สามารถนำ น้ำ หรืออากาศที่อุณหภูมิต่ำ มาแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น แล้วจึงนำไปต้มในหม้อไอน้ำที่จะทำให้ประหยัดพลังงาน และ เวลาได้อีกทางหนึ่ง ซึ่งหลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่ทิศทางการไหลของของไหล และชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ ในเชิงของความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งการหาสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม รวมทั้งเทคนิคการหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมต่อการใช้งาน แต่เนื่องจากการสูญเสียความดันของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และอุปกรณ์ที่ใช้ในการหมุนเวียนของไหลให้ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นเป็นส่วนหนึ่งของสมรรถนะเชิงความร้อน ดังนั้นจึงได้นำมาใช้

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในงานวิศวกรรมที่ดีนั้นไม่ใช่จะคำนึงถึงแต่เพียงเรื่องขอสมรรถนะเท่านั้น ความประหยัดก็เป็นเรื่องที่สำคัญไม่ยิ่งหย่อนไปกว่าเรื่องสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย บทบาทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นับวันก็ยิ่งจะทวีความสำคัญมากขึ้นทุกทีในปัจจุบัน วิศวกรต่างก็ประสบกับปัญหาเกี่ยวกับวิกฤตการทางด้านพลังงานเป็นอย่างมาก ดังนั้นผู้ผลิตจึงพยายาม ที่จะออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้สามารถใช้ประโยชน์ได้สูงสุด ซึ่งไม่เพียงแต่ว่าจะต้องคำนึงถึงวิศวกรรมด้านการวิเคราะห์ในเชิงความร้อนและความประหยัดในด้านการลงทุน แต่ยังต้องคำนึงถึงผลตอบแทนทางด้านพลังงานอีกด้วย ดังนั้นในด้านเศรษฐศาสตร์จึงต้อง คำนึงถึงพลังงานที่สามารถจัดหาและวัตถุดิบที่จะต้องใช้งานอีกด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในระบบการถ่ายเทความร้อนนั้นจะต้องมีเรื่องความแตกต่างของอุณหภูมิที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนร่วมอยู่ด้วยเสมอ ขนาดความแตกต่างของอุณหภูมินี้สามารถลดให้น้อยลงได้ด้วยการนำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นมาใช้แทน แต่ทั้งนี้จะต้องคำนึงถึงความประหยัดและการลงทุนในด้านพลังงานด้วย

ชนิดของการแลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม สามารถกระทำได้ 2 วิธี คือ แบ่งตามสภาวะของของไหลที่ใช้ และแบ่งตามลักษณะการใช้งาน ดังนี้คือ

1. การแบ่งตามสภาวะของไหลที่ใช้

1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทที่ไม่มีการ เปลี่ยนแปลงสภาวะของของไหลทั้ง 2 ชนิด เช่น น้ำมันก้นหอกลั่นและน้ำมันดิบที่ป้อนเข้าหอกลั่น เป็นต้น

1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยน แปลงสภาวะของของไหลทั้ง 2 ชนิด โดยของเหลวชนิดหนึ่งจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องต้ม ซ้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน

1.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ ไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นอากาศที่ใช้ก๊าซทิ้งเป็นแหล่งความร้อน

1.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ โดยชนิดหนึ่งจะมีการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่นในห้อง โดยทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

1.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ โดยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซและอีกชนิดหนึ่งเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน ที่ใช้ก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

1.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อ ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น ซึ่งควบแน่นไอให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน

2. การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์การใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งตามประเภทจุดประสงค์การใช้งานหรือลักษณะการใช้งานนั้น ได้แก่

2.1 เครื่องระเหย(Evaporator)หรือหม้อเดี่ยว(Concentrator)การใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอเพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น

2.2 เครื่องอุ่น หรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่อทำให้ของไหลร้อนล่วงหน้า ซึ่งเป็นการ เพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามตำแหน่งข้างหน้าของการใช้งานหรือตามประเภทของของไหลที่ถูกอุ่นให้ร้อน เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water Preheater) เป็นต้น

2.3 เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับของไหลให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

2.4 เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Superheat-heater) เครื่องนี้จะทำหน้าที่เพิ่มความร้อนให้กับของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อที่จะทำให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด เช่น เครื่องดงไอ (Steam Superheater)

2.5 เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนให้กับของเหลวเพื่อที่จะระเหยให้เป็นไออีกครั้ง

2.6 เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ที่สำคัญก็เพื่อควบไอให้กลายเป็นของเหลว เช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำ

2.7 เครื่องควบแน่นหมด(Total Condenser)เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นชนิดหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่นได้รับการออกแบบให้สามรถควบแน่นไอที่ออกมาจากยอดหอกลั่นได้ทั้งหมด

2.8 เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partian Condenser) เครื่องควบแน่นประเภทผลิตขึ้นใช้กับหอกลั่น มีจุดประสงค์เพื่อควบแน่นบางส่วนให้กลายเป็นของเหลว

2.9 เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้กับของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

2.10 เครื่องทำให้เย็นจัด (Chillier) ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้ต่ำลงมาก โดยใช้สารทำความเย็น (Refrigeration) เช่น ฟรีออน แอมโมเนีย เป็นต้น

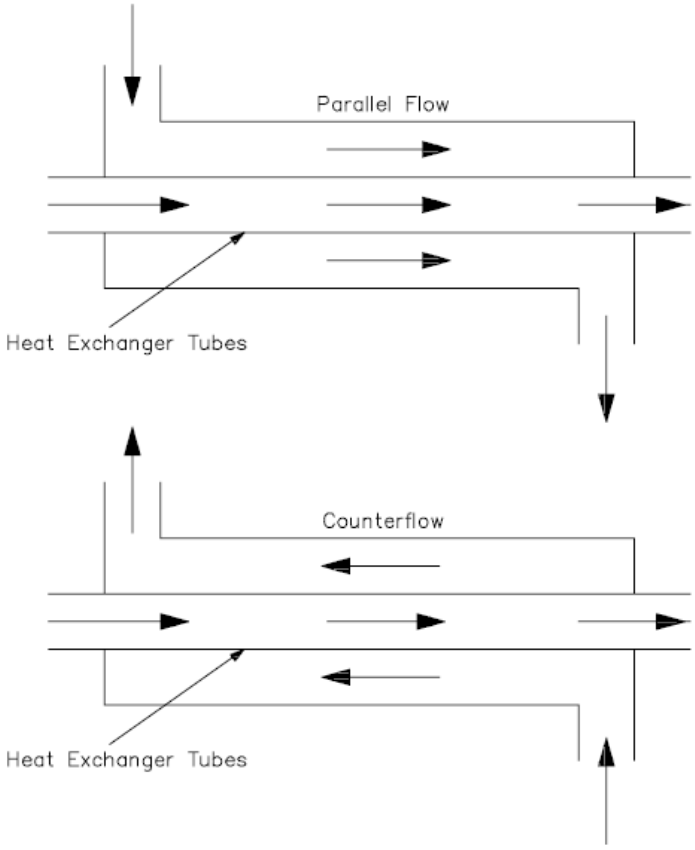
การแยกชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โดยปกติทั่วไปการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบงานทางวิศวกรรมเพื่อวัตถุประสงค์ให้เกิดการถ่ายเทความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่เป็นของไหลร้อนและของไหลเย็น

ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งได้ 3 ชนิดใหญ่ๆ ดังนี้

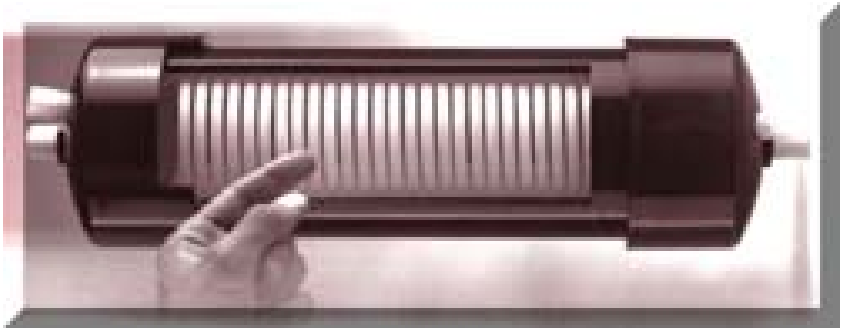
1. ชนิดท่อสองชั้นหรือท่อคู่ (Concentric tube, Double pipe)
2. ชนิดที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow)
3. ชนิดเชลล์และท่อ (Shell and tube)

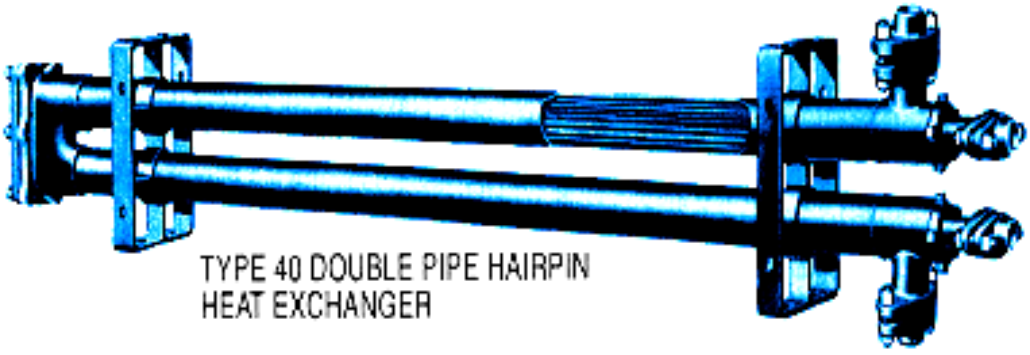
1. ชนิดท่อสองชั้นหรือท่อคู่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ อาจอยู่ในลักษณะของท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ส่วนการไหลมีอยู่ 2-แบบคือ ไหลในทิศทางเดียวกันกับไหลส่วนทาง ดังภาพประกอบ 5



ภาพประกอบ 12 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นหรือท่อคู่

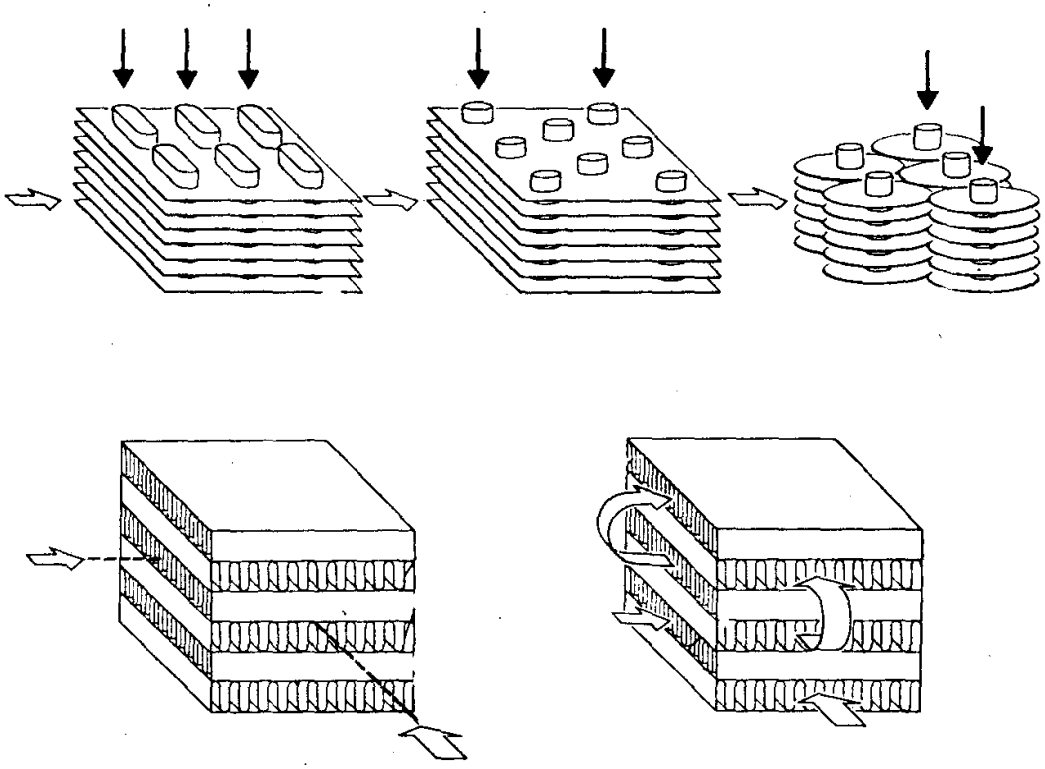
โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบไปด้วยท่อ 2 ขนาด ที่ซ้อนกันอยู่โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกันของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อในและของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U ดังรูป บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์ฟิน (Hairpin) เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหล ในระบบที่ความดันสูง ความหนืดสูงหรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีบติดอยู่ที่ท่อชั้นใน เพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็นสามารถเพิ่มความสามรถทำงานได้ง่ายโดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือนๆกัน หลายๆชุดมาต่ออนุกรมหรือต่อแบบขนานเพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีปริมาตรการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อยหรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่การถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ลูกบาศก์เมตร





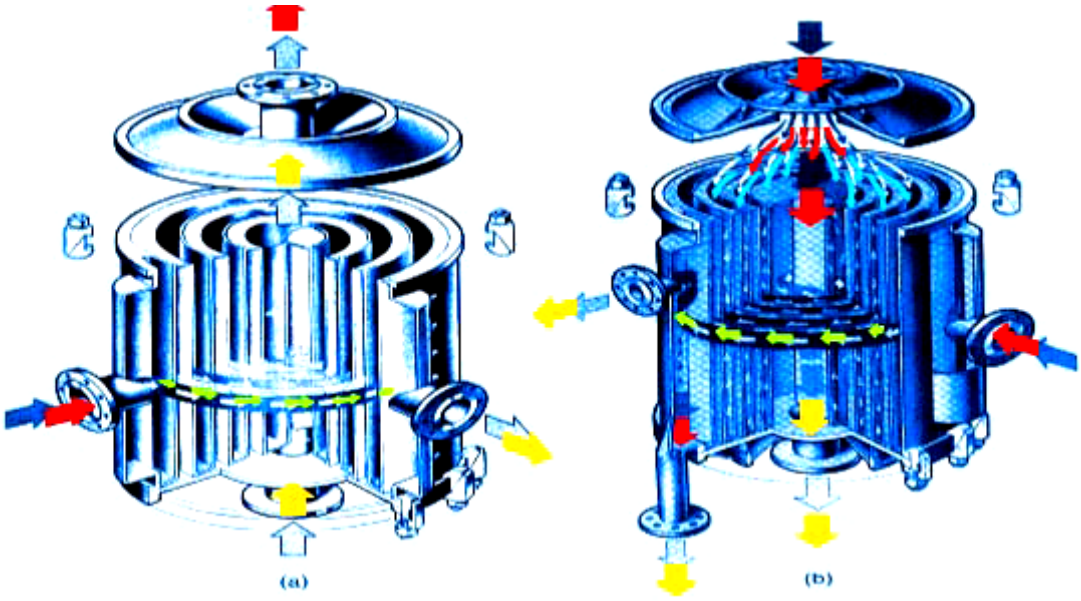
ภาพประกอบ 13 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นหรือท่อคู่

2. ชนิดที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะมีทิศทางตั้งฉากกัน คือ ลักษณะการไหลอาจไหลเที่ยวเดียวหรือ สองเที่ยว หรือมากกว่านั้นก็ได้



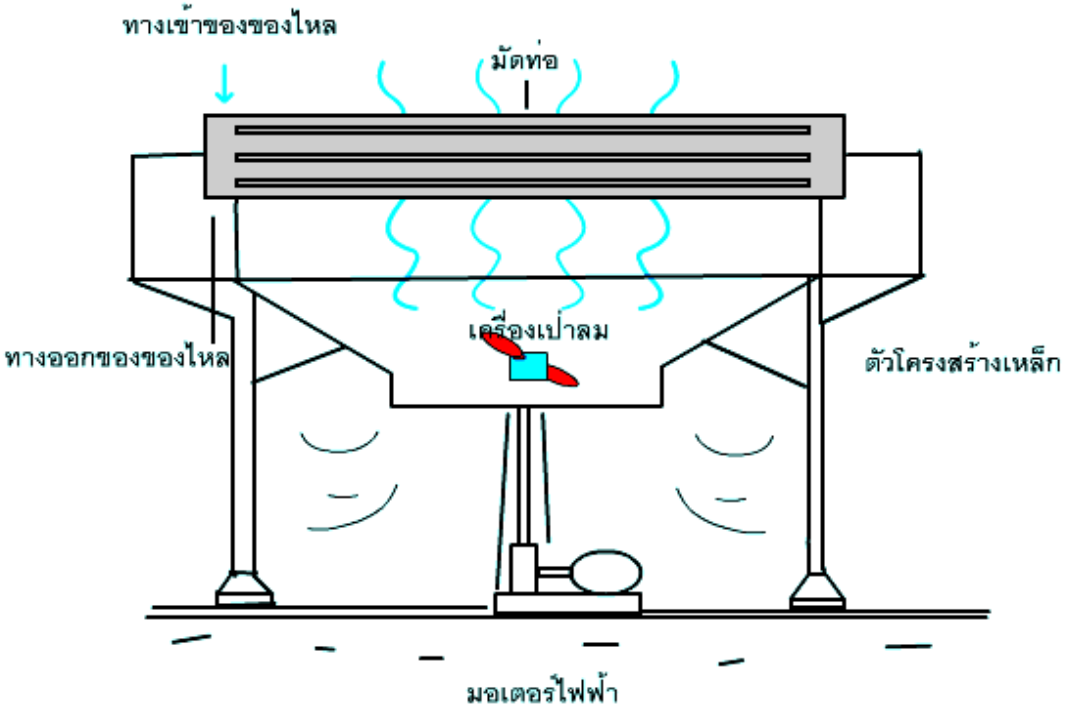
ภาพประกอบ 14 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบชนิดไหลตั้งฉากกัน

2.1 แบบท่อหมุนวน (Spiral wound type exchanger) โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วย ท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาว หมุนวนกลายเป็นเกลียวหลายๆชั้นแล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถ่ายเทความร้อนมาก การสูญเสียความร้อนมีน้อย โครงสร้างทำได้ยากและราคาสูง ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาด และมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ปัจจุบันอุปกรณ์ชนิดนี้จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆกลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆเพื่อทำการแยกก๊าซองค์ประกอบอื่นต่อไป



ภาพประกอบ 15 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

2.2 แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooled heat exchanger) เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากปัจจุบันขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่อง มี 3 องค์ประกอบคือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบ (Fin) โครงสร้างเหล็กสำหรับมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Induced Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือไม่ต้องแสวงหาแหล่งน้ำ หรือแก้ปัญหาเกี่ยวกับคุณภาพน้ำ) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนที่มีอยู่ไม่จำกัด และปัญหาเกี่ยวกับสนิมหรือความสกปรก ข้อดีอีกอย่างคือ ค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีใช้น้ำ มีข้อเสียคือ มีเสียงดัง ต้องใช้พื้นที่ในการติดตั้งมาก ค่าลงทุนก่อสร้างสูงและต้องเลือกสถานที่ในการติดตั้งให้เหมาะสม

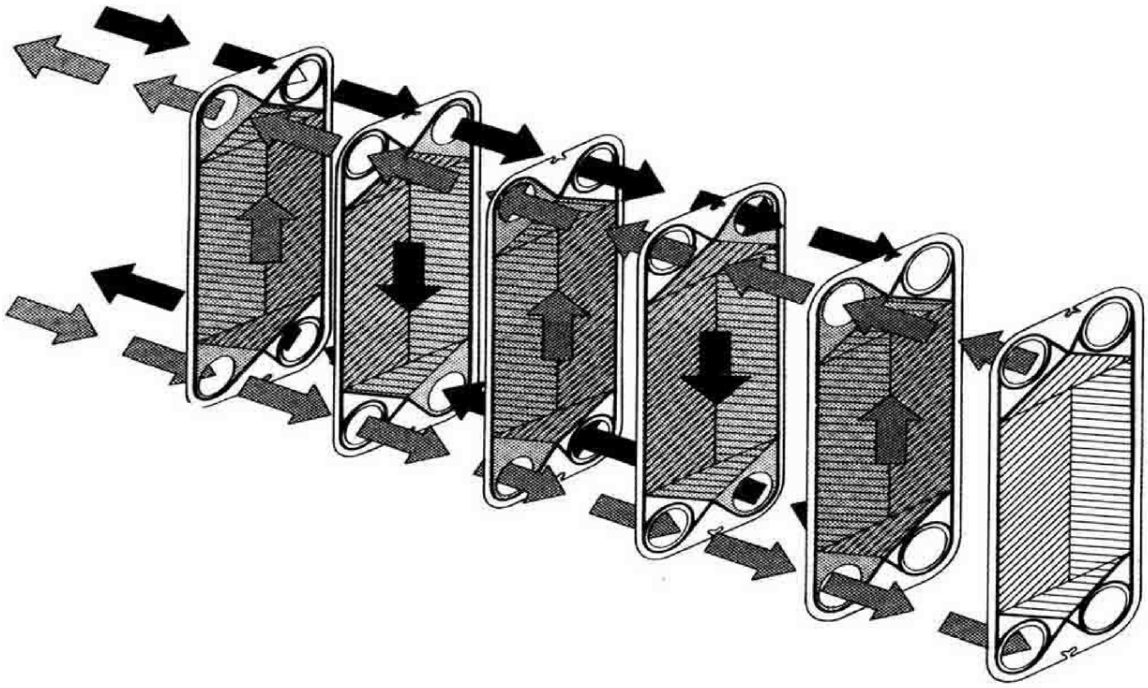


ภาพประกอบ 16 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

2.3 แบบปลอกหุ้ม (Jacketed type exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบไปด้วยปลอกหุ้มทั้งเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียก็คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำ เมื่อเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ หรือแบบอื่นๆและพื้นที่การถ่ายเทความร้อนถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสมกับงานที่มีจุดประสงค์ใหญ่เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือ โครงสร้างเป็นแบบง่าย ราคาถูก และความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสมกับให้ความร้อนหรือการทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังตวงให้คงที่ โดยปกติแล้วการทำความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้นของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น หรือฟรีออนที่มีความสกปรกน้อย

2.4 แบบแผ่น (Plate type exchanger) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลก เปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือ การเอาแผ่นการถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในที่ห่างคงที่แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะที่สลับกันช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ ในกรณีนี้มีค่าความดันสูญเสียน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่สู้ดีนัก ในปัจจุบันได้ทำการปรับปรุงเครื่องแล้วและวางจำหน่ายในท้องตลาด เครื่องทำด้วยแผ่นเหล็กสแตนเลส(Stainless steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อ

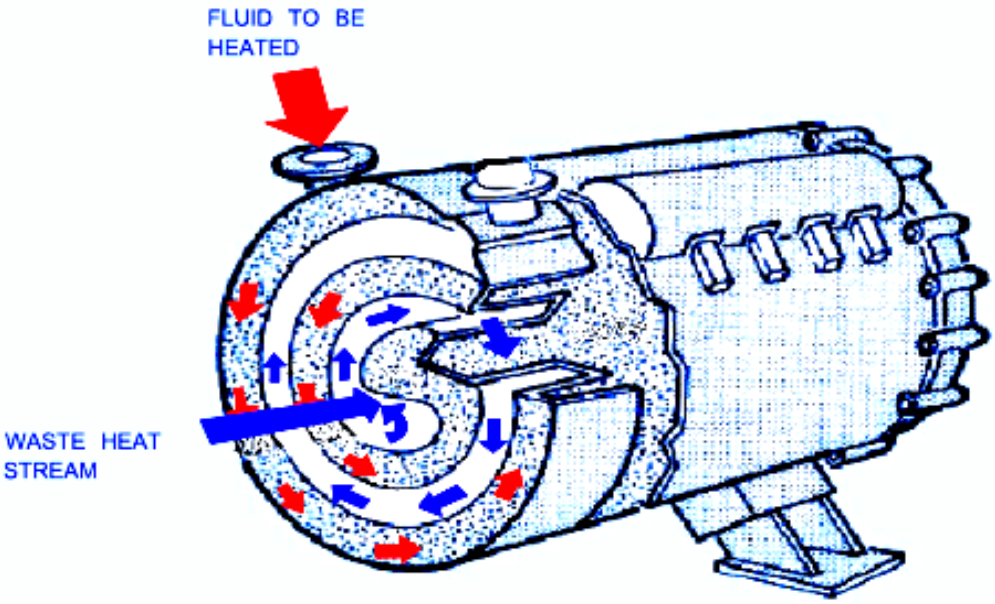
สนิมได้อย่างดี เอามามัดให้เกิดส่วนนูน และส่วนเว้าประกอบกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่าง ที่เกิดจากการประกอบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแกร่งป้องกันการรั่วและให้มีช่องว่างสำหรับการไหล ผิวของแผ่นถ่ายเทความร้อนมีทั้งส่วนนูนและส่วนเว้า (Gasket) ถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้ของไหลรั่ว และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นตามที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่ให้ค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีอย่างอื่นคือ สามารถถอดออกเป็นแผ่นๆออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง บำรุงรักษาง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้ โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้ทำ ปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะสมในการนำไปใช้งานที่สภาวะอุณหภูมิสูงและความดันสูง



ภาพประกอบ 17 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

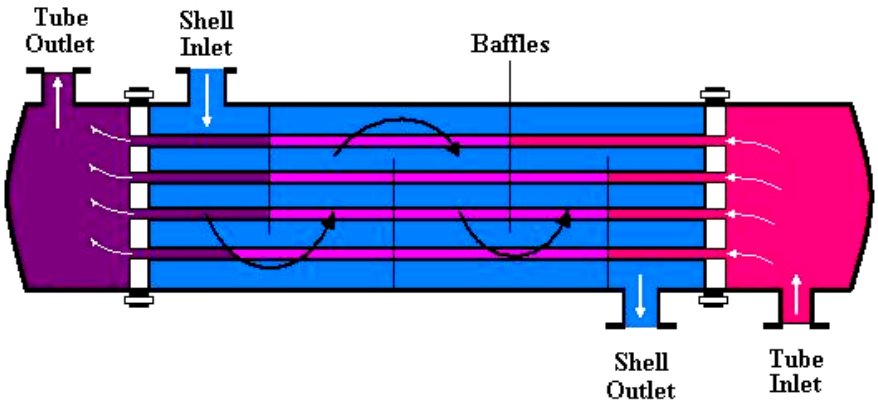
2.5 แบบหอยโข่ง (Volute type exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบสองแผ่นนำมาตัดขนานกัน ให้เหมือนลายก้นหอยโข่ง คุณลักษณะดีคือ โครงสร้างไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยืดหรือหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเปรียบเทียบค่าความดันสูญเสียที่น้อยและการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปรกติสร้างโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะสมที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกันหรือของไหลที่มี

ความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น



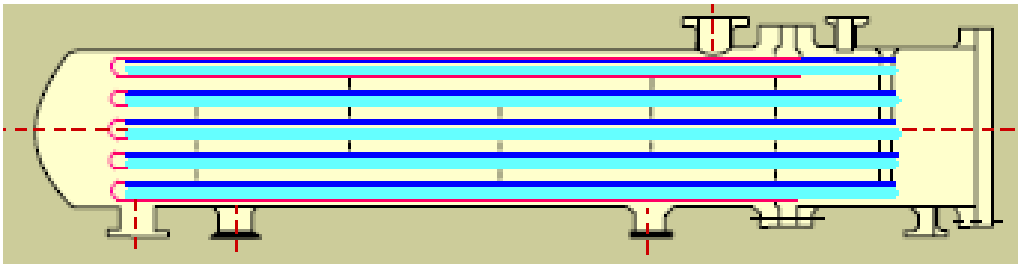
ภาพประกอบ 18 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

3. ชนิดเชลล์และท่อ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลอย่างเดียวอยู่ในเชลล์อีกอย่างหนึ่งอยู่ในท่อ ส่วนลักษณะการไหลจะไหลแบบส่วนทางหรือขนานกัน อาจทั้งสองอย่างรวมกันในเครื่องเดียวหรืออาจจะไหลตั้งฉากกับท่ออีกด้วย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่จะเป็นเครื่องประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้เครื่องประเภทนี้มีมากที่สุดและเป็นที่รู้จักกันดีในงานทางด้านอุตสาหกรรม



ภาพประกอบ 19 แสดงไดอะแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ

3.1 แบบดาบปลายปืน (Bayonet exchanger) เส้นทางการไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอกซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเซลล์ ในระหว่างที่ของไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องแบบนี้สามารถถอดออกได้ โดยไม่เกี่ยวข้องกับของไหลภายในเซลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าในภาชนะบรรจุ หรือระบบท่อได้โดยตรงเพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเซลล์ แสดงตัวอย่างการสอดเข้าไปในระบบท่อความเย็นให้กับไอที่มาจากยอดของหอกลั่น แสดงตัวอย่างการติดตั้งที่ผนังด้านข้างของถังเก็บน้ำมันเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำมันที่ปากทางออก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืนมีราคาสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้ได้เพียงพอต่อการใช้งาน



ภาพประกอบ 20 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน

ภาพประกอบ 21 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ

ตาราง 2 ลักษณะสมบัติของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละชนิด

ชนิด	**ความดันสูงสุด (MPa)**	**ช่วงอุณหภูมิ (°C)**	**ข้อจำกัดของของไหล**	**ขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อเครื่อง (m^2)**	**ข้อสังเกต**
ถังและท่อ	30.7	-200 ถึง 600	ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้	10 ถึง 1,000	มีความยืดหยุ่นมาก ใช้ได้กับงานแทบทุกประเภท
ท่อสองชั้น	> 30.7(ด้านถัง) > 140(ด้านท่อ)	-100 ถึง 600	ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้	0.25 ถึง 200	เหมาะสมเป็นพิเศษสำหรับขนาดความจุต่ำ มีการสร้างเป็นโมดูลมาตรฐาน
ก๊าซสู่ก๊าซ	ด้านเปลือกใกล้บรรยากาศ ด้านท่อสูงขึ้น	ทั่วไป 250 บางแบบสูงกว่านี้	เป็นก๊าซตามปกติเป็นก๊าซไอเสีย	ที่อุณหภูมิต่ำ 6 ถึง 100 แบบเหล็กหล่อ 1,200 ถึง 3,000	มีแบบให้เลือกอย่างกว้างขวาง การเลือกขึ้นอยู่กับสภาพการกัดกร่อนของก๊าซ
ระบายความร้อนด้วยอากาศ	สูงทางด้านท่อ	สูงทางด้านท่อ	ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้	5 ถึง 200	มีการกำหนดแบบเป็นมาตรฐาน
แผ่นเพลต	2.5	-25 ถึง 175 (-40 ถึง 200 สำหรับแบบพิเศษ)	ไม่เหมาะกับก๊าซหรือการไหลสองเฟส ข้อจำกัดอยู่ที่ปะเก็น	1 ถึง 1,200	มีโครงสร้างเป็นแบบโมดูล มักเป็นแบบที่ประหยัดที่สุดถ้าสามารถใช้ได้
โรตารีรีเจนเนอเรเตอร์	ใกล้ความดันบรรยากาศ	สูงสุด 980	ก๊าซความดันต่ำ	-	มีการรั่วปนกันของของไหล

หลักการในการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน

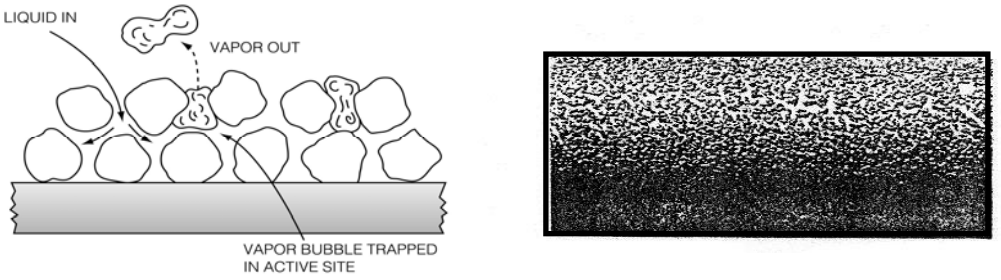
วิธีการที่จะทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นนั้น มีด้วยกันหลายวิธี ซึ่งสามารถ แบ่งออกเป็น 2 กลุ่มคือ 1. แบบ Active techniques และ Passive techniques ซึ่งทั้ง 2 วิธีจะแตกต่างกันตรงที่ แบบ Active techniques จะต้องการแรงภายนอกมากระทำต่อระบบ ในขณะที่วิธีแบบ Passive techniques จะเป็นการทำพื้นที่ผิวด้านในท่อให้มีลักษณะต่างๆ ทำให้ส่งผลกระทบต่อการไหลของสารทำงาน โดยที่ไม่จำเป็นต้องอาศัยแรงภายนอกมากระทำ ซึ่งจะแบ่งได้ดังนี้

แบบ Active techniques

- Ultrasonic vibration คือ ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนโดยใช้คลื่น Ultrasonic
- Surface vibration คือ ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ผิว
- Fluid vibration คือ ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ของไหล
- Electric field คือ ใช้หลักการสนามไฟฟ้า
- Jet impingement คือ ใช้หลักการฉีดกระทบผิวหนัง

แบบ Passive techniques

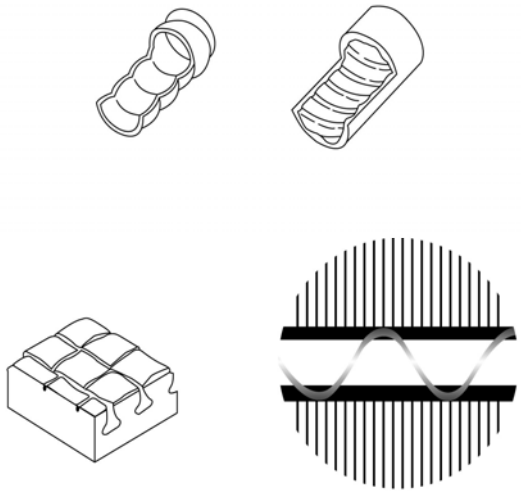
1. การเคลือบผิว (Surfaces coating) วิธีนี้จะเป็นการเคลือบผิวที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนด้วยวัสดุ ซึ่งอาจจะเป็นโลหะ (Metallic) หรือไม่ใช่โลหะ (Nonmetallic) เช่น การเคลือบผิวด้วย Teflon ซึ่งผิวของวัสดุชนิดนี้จะไม่เปียกน้ำ ดังนั้นเมื่อมีน้ำที่เกิดจากการควบแน่นมาเกาะที่ผิวท่อจะมีลักษณะเป็นแบบหยด (Drop wise) หรือถ้าเคลือบด้วยวัสดุที่มีขนาดเล็กๆ ซึ่งจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน และจะช่วยส่งเสริมให้เกิดการเดือดแบบ Nucleate boiling ดังแสดงในภาพประกอบ 4



ภาพประกอบ 22 แสดงหน้าตัดของผิวที่เคลือบด้วยวัสดุขนาดเล็กๆ

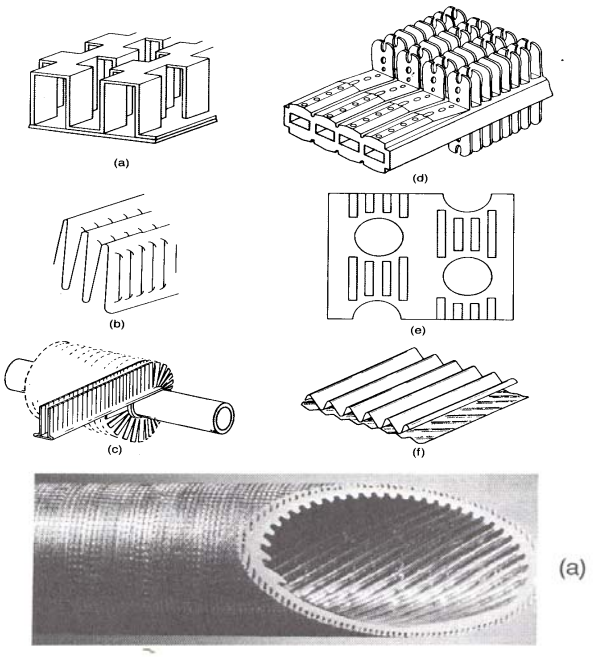
2. การทำให้ผิวขรุขระ (Surface roughening) วิธีนี้เป็นการทำให้พื้นผิวที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนมีความขรุขระ ซึ่งอาจจะทำได้โดยการ Machining หรือโดยการหลอมใหม่แล้วทำการขึ้นรูปผิวให้มีผิวขรุขระ ดังแสดงในภาพประกอบ 5 การที่ผิวไม่เรียบนี้ จะส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน เช่น ในกรณีที่เป็นการไหลสถานะเดียว (Single-phase flow) จะช่วยส่งเสริมทำให้เกิด

การคลุกเคล้า (Mixing) ในชั้นขอบเขต (Boundary layer) ที่บริเวณใกล้ๆ กับผิวสูงขึ้น นอกจากนั้นแล้วยังเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นด้วย



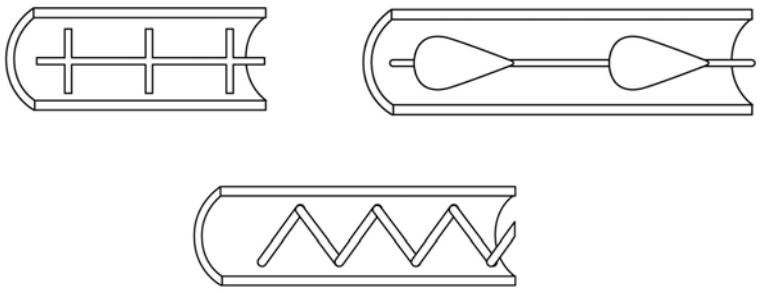
ภาพประกอบ 23 แสดงผิวที่มีความขรุขระ (Surface roughening)

3. การเพิ่มพื้นที่ผิว วิธีนี้เป็นวิธีที่นำไปใช้ในการปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขีดความสามารถในการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด จากที่กล่าวมาข้างต้น ในการลดความต้านทานทางความร้อนนั้น สามารถทำได้โดยการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน หรือพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน หรือ ทั้งสองวิธี การใช้ครีบที่มีผิวเรียบนั้นจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนเพียงอย่างเดียว แต่อย่างไรก็ตามการการที่ทำให้ครีบมีลักษณะรูปร่างต่างๆ กันนั้นอาจจะมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วยก็ได้ สำหรับการถ่ายเทความร้อนสำหรับสารทำงานเป็นอากาศ การทำให้ครีบมีลักษณะแปลกๆ จะทำให้พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในกรณีที่ใช้ครีบแผ่นเรียบ โดยทั่วๆ ไปครีบที่ใช้กับสารทำงานที่เป็นของเหลวจะมีความยาวน้อยกว่าในกรณีที่ใช้กับสารทำงานที่เป็นอากาศ ทั้งนี้ก็เนื่องจากว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของเหลวมีค่าสูงกว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศ นอกจากนั้นแล้วการใช้ครีบที่มีความยาวมากกับสารทำงานที่เป็นของเหลว จะทำให้ประสิทธิภาพของครีบลดลงและเป็นการใช้วัสดุไม่คุ้มค่า ครีบที่มีลักษณะต่างๆ

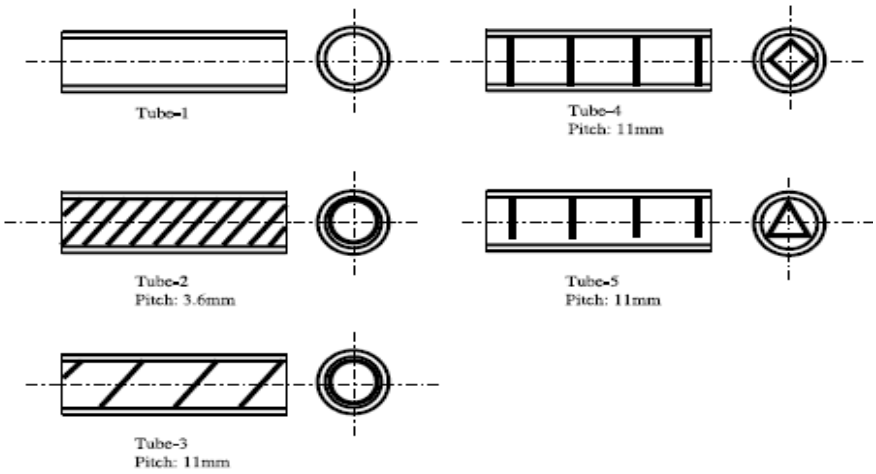


ภาพประกอบ 24 แสดงลักษณะต่างๆ ของครีบ

4. การใช้อุปกรณ์สอดเข้าไปภายใน (Using displaced insert devices) การใช้อุปกรณ์สอดใส่เข้าไปในช่องการการไหลของสารทำงานนี้สามารถใช้ได้กับทั้งการไหลสองสถานะและการไหลสถานะเดียว ซึ่งอุปกรณ์เหล่านี้เมื่อสอดใส่เข้าไปในช่องการไหลแล้ว จะไม่มีผลต่อการไหลหลัก (Main flow) แต่จะมีผลต่อการไหลที่ชั้นขอบเขต (Boundary layer) ซึ่งจะมีการคลุกเคล้ากันได้ดีขึ้น

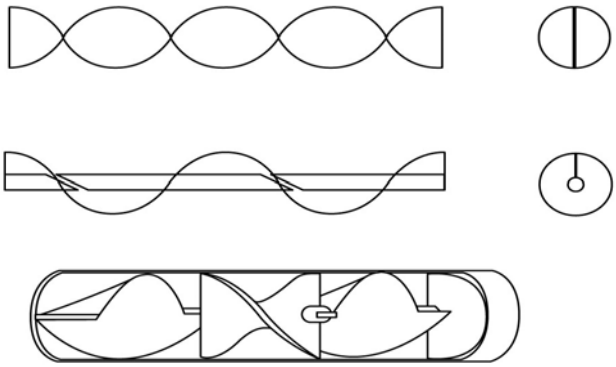


ภาพประกอบ 24a แสดงลักษณะต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอดเข้าภายใน



ภาพประกอบ 24b แสดงลักษณะต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอดเข้าภายใน

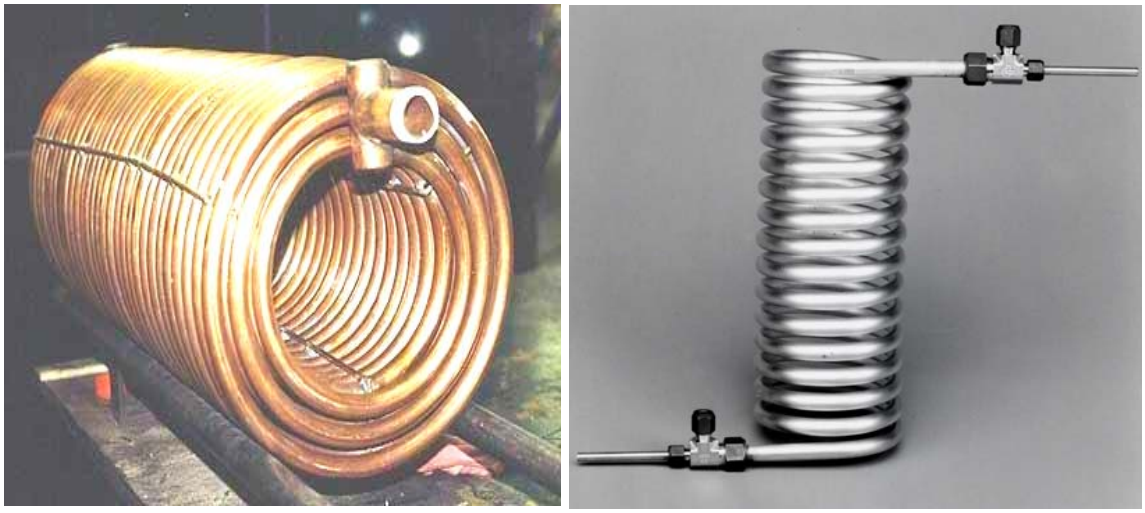
5. การใช้อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวน (Using swirl flow devices) การทำให้สารทำงานที่ไหลภายท่อมีการหมุนวนหรือเกิดการไหลแบบ Second flow ก็เป็นแนวทางหนึ่งที่จะทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีระสิทธิภาพสูงขึ้น เช่น Twisted-tap inserts, Screw-type winding, Axial core inserts



ภาพประกอบ 25 แสดงลักษณะต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวน

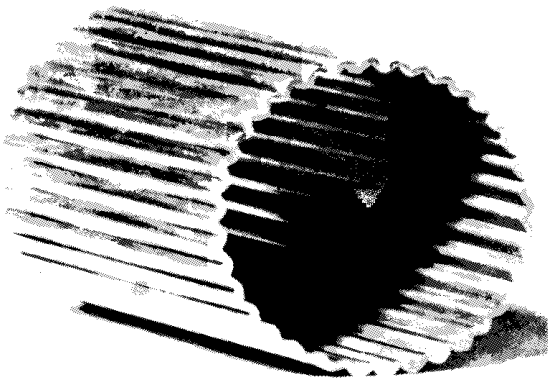
6. การใช้ท่อที่ขดเป็นคอยล์ (Using coiled tubes) การใช้ท่อที่ขดเป็นคอยล์ เป็นวิธีที่นิยมใช้ในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Compact heat exchanger การสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ท่อขดเป็นวง (Spirally coiled tube) หรือขดแบบสปริง (Helically coiled tube) ดังแสดงในรูปที่ 2.12 ก็เป็นแนวทางหนึ่งที่จะทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง โดยที่อัตราการถ่ายเทความร้อนเท่าเดิม ซึ่งเมื่อของไหลไหลในท่อที่ขดเป็นท่อโค้ง จะเกิด

ลักษณะการไหลที่เรียกว่า Secondary flow การไหลลักษณะนี้จะไม่เกิดในกรณีที่ของไหลไหลในท่อตรง การไหลลักษณะนี้จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น



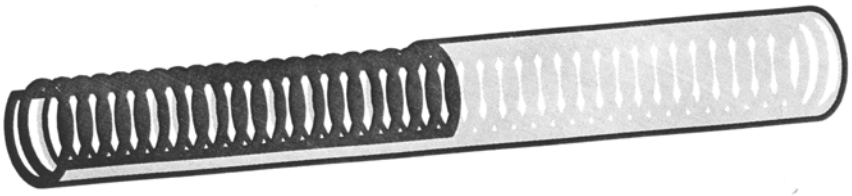
ภาพประกอบ 26 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริง

7. การใช้อุปกรณ์ตึงผิว (Using surface tension devices) อุปกรณ์นี้จะทำให้น้ำที่เกิดจากการควบแน่นของไอน้ำที่เกาะอยู่ที่ผิวท่อระบายหรือถ่ายเทออกจากผิวท่อได้ดีขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.13 ทั้งนี้ก็เพราะว่าการที่มีน้ำมาเกาะที่ผิวท่อนั้น ชั้นฟิล์มน้ำก็เปรียบเสมือนชั้นความคามต้านทานทางความร้อน ซึ่งจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง



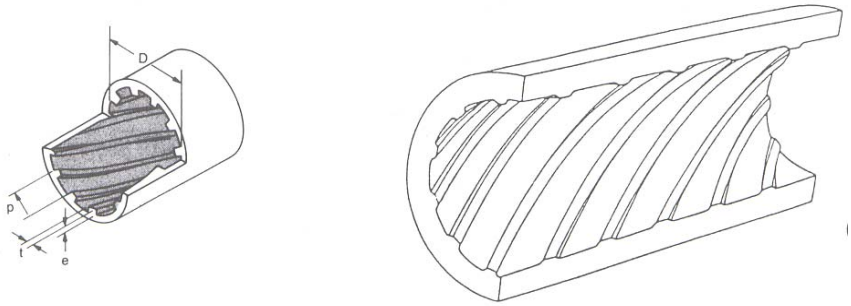
ภาพประกอบ 27 แสดงท่อที่ผ่านการใช้อุปกรณ์ตึงผิว

8. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้อุปกรณ์สอดเข้าไปภายใน (แบบ Passive techniques) โดยใช้สปริง การใส่สปริงเป็นหลักการเพิ่มขีดความสามารถในการถ่ายเทความร้อนแบบPassive techniques วิธีหนึ่งซึ่งเราจะนำสปริงใส่เข้าไปในท่อที่สารทำงานไหลผ่าน เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของสปริงจะสัมผัสกับผิวด้านในท่อของสปริง และสปริงจะมีระยะพิชต์แตกต่างกัน 2 ระยะ สปริงเมื่อใส่เข้าไปในท่อจะเข้าไปรบกวนการไหลที่บริเวณผิวท่อด้านในหรือที่ชั้นขอบเขตซึ่งจะมีการคลุกเคล้ากันได้ดีขึ้น



ภาพประกอบ 28 แสดงท่อทดสอบที่ใส่สปริงเข้าไปภายใน

9. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อมีครีบภายใน (แบบ Passive techniques) ท่อ Micro fin



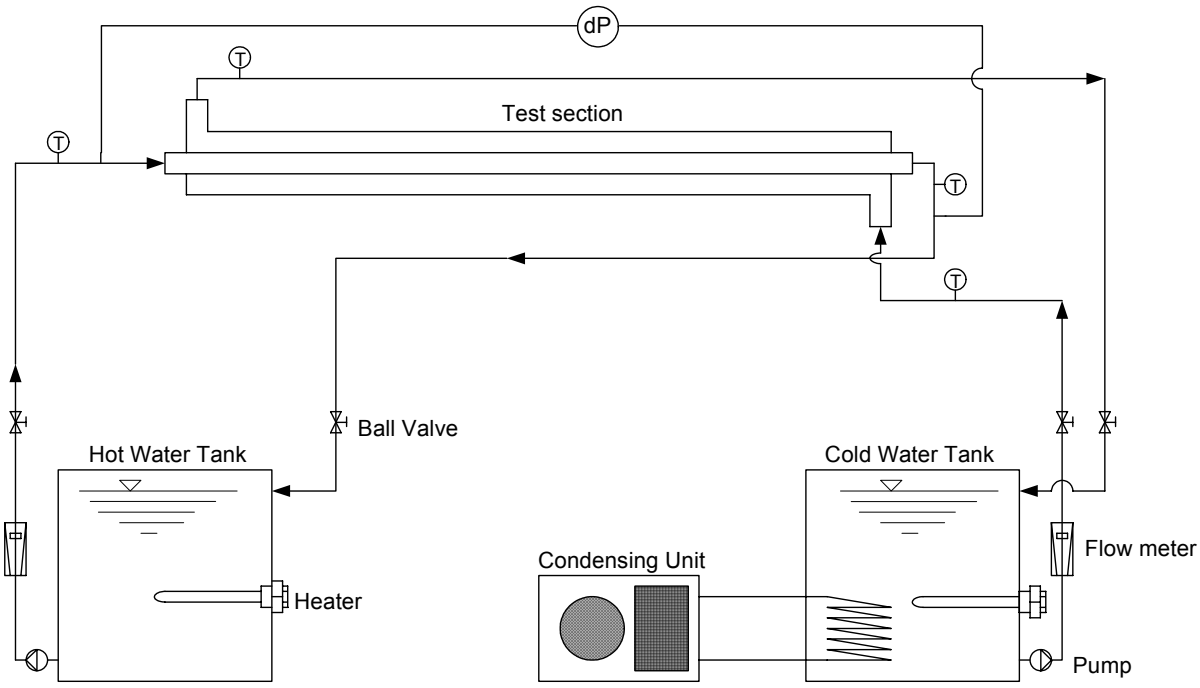
ภาพประกอบ 29 แสดงลักษณะท่อ Micro fin

บทที่ 3
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการทดลองใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ ท่อที่ใช้เป็นท่อทองแดงใช้น้ำเป็นสารตัวกลางในการทดลองโดยให้น้ำร้อนไหลในท่อชั้นในสวนทางกับน้ำเย็นที่ไหลสวนทางในท่อชั้นนอก ลวดที่ใช้ในการทดลองมีความหนาแน่น 3 ระดับทำการทดลองโดยเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ท่อที่มีลวดอยู่ภายในตลอดความยาวท่อ และท่อที่มีลวดภายในเว้นเป็นช่วงๆ ละ 25 เซนติเมตร และตัวแปรของของไหลในการทดลองคืออัตราการไหลของน้ำเย็น 2 อัตราไหล อัตราการไหลของน้ำร้อน 6 อัตราไหล อุณหภูมิน้ำเย็น 2 ระดับ และอุณหภูมิน้ำร้อน 3 ระดับ ในการทดลองเก็บข้อมูลและการคำนวณผลการทดลองสามารถแบ่งเป็นขั้นตอนได้ดังนี้

1. อุปกรณ์ในการทดลอง
2. ขั้นตอนการทดลอง
3. เงื่อนไขการทดลอง
4. การคำนวณผลการทดลอง
5. ภาพอุปกรณ์การทดลอง

อุปกรณ์ในการทดลอง



ภาพประกอบ 30 แสดงไดอะแกรมของชุดอุปกรณ์ทดลอง

จากภาพประกอบ 30 ชุดอุปกรณ์ทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. ชุดทดสอบ (Test Section) ทำหน้าที่เป็นที่ติดตั้งชุดทดลองซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ประกอบด้วยท่อทองแดงชั้นในขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 15.87 มิลลิเมตร ท่อชั้นนอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25.4 มิลลิเมตร มีความยาวช่วงทดลอง 2 เมตร

2. ชุดทำน้ำเย็น (Cold Water Unit) ทำหน้าที่เป็นแหล่งน้ำเย็นให้กับชุดทดลองทำความเย็นด้วยระบบทำความเย็น (Condensing Unit) ควบคุมอุณหภูมิด้วยฮีทเตอร์สามารถปรับอุณหภูมิให้คงที่ได้ตลอดเวลา

3. ชุดทำน้ำร้อน (Hot Water Unit) ทำหน้าที่เป็นแหล่งน้ำร้อนให้กับชุดทด ลองควบคุมอุณหภูมิด้วยการทำงานของฮีทเตอร์

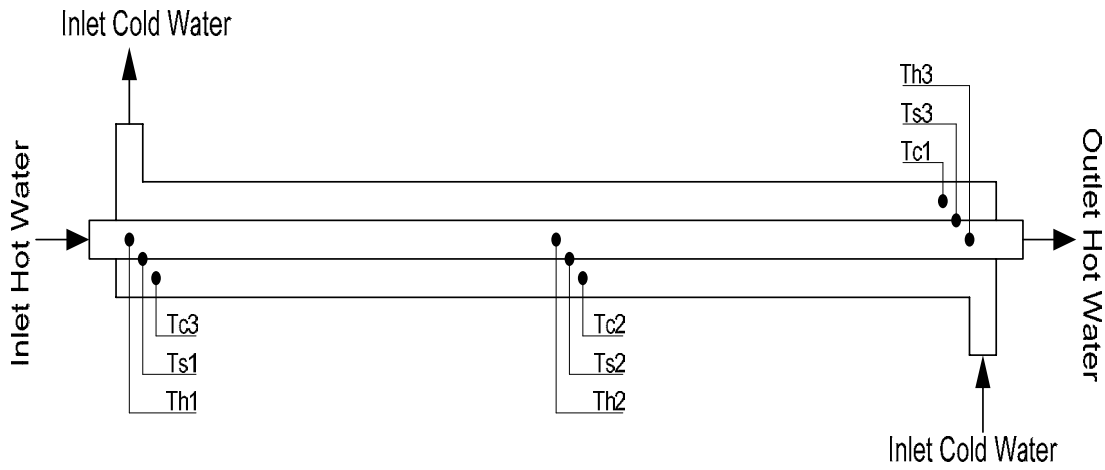
4. ปั๊มน้ำ (Pump) ทำหน้าที่จ่ายอัตราการไหลของน้ำร้อน และน้ำเย็นให้กับอุปกรณ์ทดลองในระบบ

5. วาล์ว (Valve) ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อน และน้ำเย็นให้คงที่ตามเงื่อนไขในการทดลอง

6. เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม (Different Pressure Transducer)

7. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ (Thermocouple)

8. เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)



ภาพประกอบ 31 แสดงไดอะแกรมของ Test section

ขั้นตอนการทดลอง

1. ประกอบ Test section เข้ากับชุดทดลอง
2. บรรจุน้ำสะอาดในถังน้ำเย็นและถังน้ำร้อน
3. เปิดสวิทช์ให้ปั๊มน้ำทำงานทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นโดยเปิดวาล์วให้น้ำวนอยู่ภายในถัง
4. เปิดสวิทช์ให้ Heater ถังน้ำทั้ง 2 ถัง ทำงาน

5. ตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 15 และ 20^{O}C ตามเงื่อนไขการทดลอง

6. ตั้งค่าอุณหภูมิน้ำร้อนที่ 40, 45 และ 50^{O}C ตามเงื่อนไขการทดลอง

7. ติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิเข้ากับชุดทดลอง รอจนอุณหภูมิได้ตามที่ต้องการแล้วเริ่มทดลองตามขั้นตอนการทดลอง

8. ทดลองโดยใช้ท่อเรียบ อุณหภูมิน้ำเย็นที่ 15^{O}C อุณหภูมิน้ำร้อนที่ 40^{O}C

9. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ 4 LPM

10. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน 3, 4, 5, 6, 7 และ 8 LPM

11. อ่านค่าอุณหภูมิ และความดันพร้อมบันทึกค่าในแต่ละอัตราการไหลของน้ำร้อน

12. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ 6 LPM

13. ทำการทดลองตามขั้นตอนที่ 10-11 จนได้ผลการทดลองครบ

14. เปลี่ยนจากท่อเรียบเป็นท่อที่มีลวดภายในตลอดความยาวช่วงทดลอง ที่มีความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อ 1 cm. แล้วทำการทดลองตามขั้นตอนที่ 9-13

15. เปลี่ยนจากท่อที่มีลวดตลอดความยาวช่วงทดลอง เป็นท่อที่มีลวดภายในเว้นช่วง 25 cm. แล้วทำการทดลองตามขั้นตอนที่ 9-13

16. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 45 และ 50^{O}C ทด ลองตามขั้นตอนที่ 9-12 โดยเริ่มจากท่อเรียบก่อน

17. ปรับอุณหภูมิน้ำเย็นเป็น 20^{O}C และอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 40^{O}C แล้วทดลองตามขั้นตอนที่ 2-9 โดยเริ่มจากท่อเรียบก่อน

เงื่อนไขการทดลอง

1. รูปร่างของแปรงลวดที่ใช้ในการศึกษาเปรียบ เทียบใช้ลวดฝอยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.2 มิลลิเมตร มีความหนาแน่น 3 ระดับ คือ 100, 200 และ 300 เส้นต่อความยาว 1 เซนติเมตร

2. ช่วงอุณหภูมิในการทดลอง

- น้ำเย็น 15 และ 20^{O}C
- น้ำร้อน 40, 45 และ 50^{O}C

3. ทำการทดลองที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนระหว่าง 6,000 – 24,000 การไหลของของไหลเป็นแบบสวนทางกัน

4. การทดลองมีการประกอบลวดเข้ากับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในสองลักษณะ คือ

- ประกอบลวดตลอดความยาวท่อ
- ประกอบลวดเว้นช่วงๆ ละ 25 เซนติเมตร

การคำนวณผลการทดลอง

การถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็น

$$Q_c = mc_{p,c}(T_{c,out} - T_{c,in})$$

การถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน

$$Q_h = mc_{p,h}(T_{h,in} - T_{h,out})$$

การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็น

$$Q_{ave} = \left(\frac{Q_h + Q_c}{2}\right)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวมของของไหล (h_i)

$$Q_{ave} = h_i A_i (T_{s,ave} - T_{h,ave})$$

$$T_{h,ave} = \left(\frac{T_{h1} + T_{h2} + T_{h3}}{3}\right)$$

$$T_{s,ave} = \left(\frac{T_{s1} + T_{s2} + T_{s3}}{3}\right)$$

$$h_i = \frac{Q_{ave}}{A_i (T_{s,ave} - T_{h,ave})}$$

โดยที่

A = พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน, m^2

Q = อัตราความร้อนที่ถ่ายเท, W

T = อุณหภูมิ, K

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนท่อใน, $W/m^2.K$

m = อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ, kJ/Kg.K

c = Cold fluid

h = Hot fluid

in = Inlet

out = Outlet

s = Surface

ave = Average

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, Nusselt number

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k}$$

โดยที่

Nu = ค่าตัวเลข Nusselt

k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, W/m.K

การไหลของของไหลและตัวประกอบความเสียดทาน

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

$$\Delta P = f\frac{\rho L v^2}{2D} \quad \text{หรือ} \quad f = \frac{2\Delta P D}{\rho L v^2}$$

โดยที่

Re = ค่า Reynolds number

f = ตัวประกอบความเสียดทาน

ΔP = ความดันตกคร่อมของของไหล, Pa

ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, m

v = ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s

μ = ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล, kg/m.s

ภาพอุปกรณ์การทดลอง

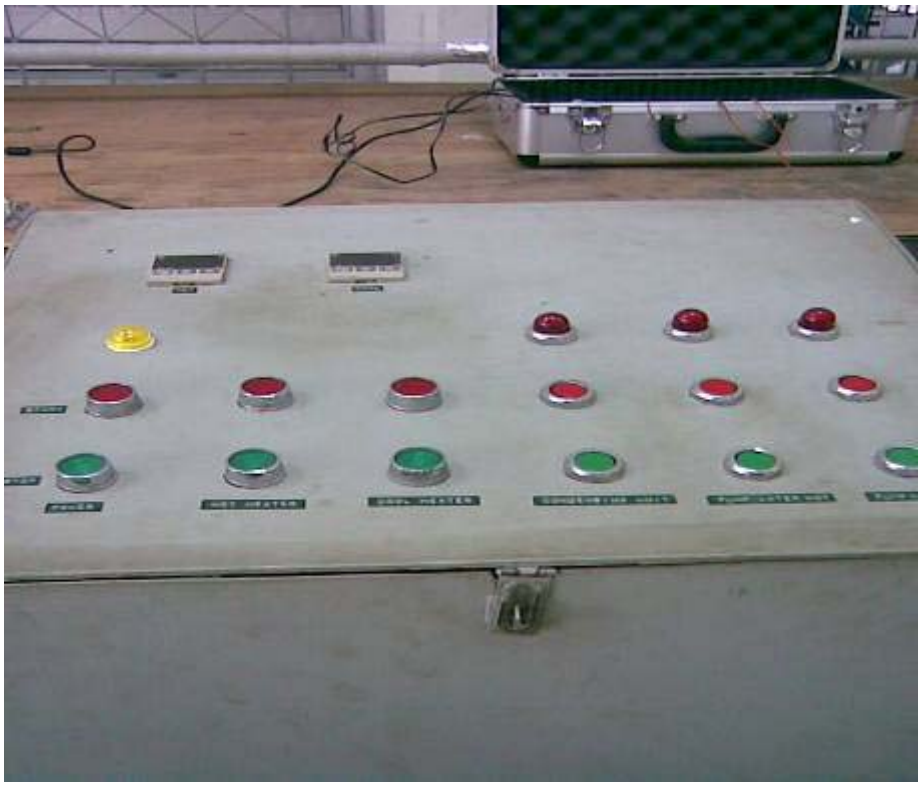
ภาพประกอบ 32 อุปกรณ์ทำน้ำร้อนและน้ำเย็น

ภาพประกอบ 33 อุปกรณ์สำหรับสร้างอัตราการไหล

ภาพประกอบ 34 อุปกรณ์สำหรับวัดอัตราการไหล

ภาพประกอบ 35 เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม (Different Pressure Transducer)

ภาพประกอบ 36 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)



ภาพประกอบ 37 ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้า

ภาพประกอบ 38 อุปกรณ์ทำความร้อน

ภาพประกอบ 39 แสดงTest section

ภาพประกอบ 40 การประกอบท่อ Test section

ภาพประกอบ 41 ตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลกลางท่อทดสอบ

ภาพประกอบ 42 การประกอบท่อทดสอบท่อทดสอบ

ภาพประกอบ 43 ลวดที่ใช้ในการทดลอง

ภาพประกอบ 44 การประกอบลวดที่ใช้ในการทดลองเข้ากับท่อน้ำร้อน

บทที่ 4
ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

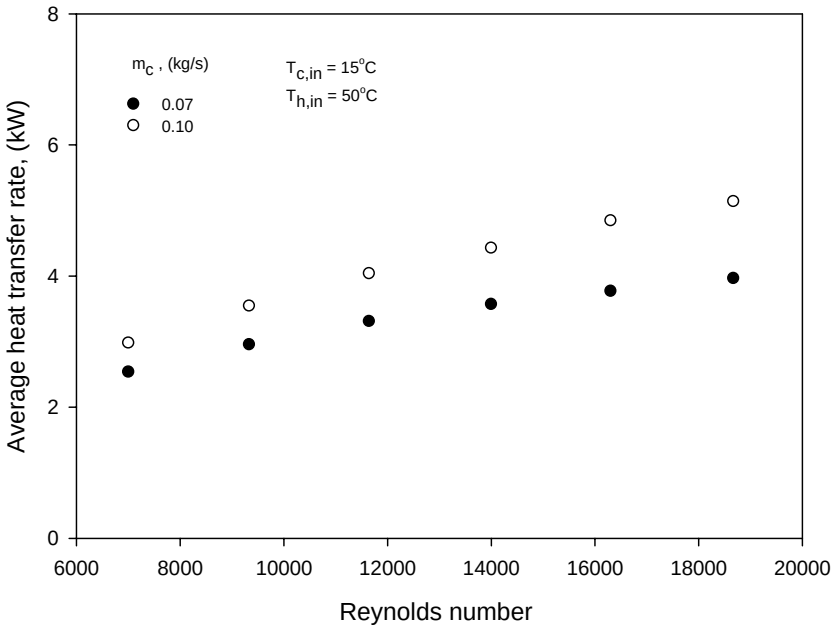
ในการศึกษาวิจัยครั้งนี้ได้แบ่งการทดลองออกเป็น 2 ลักษณะ คือ ทดลองแบบมีลวดภายในยาวตลอดช่วงทดสอบ และแบบมีลวดภายในเว้นเป็นช่วงๆ ละ 25 เซนติเมตรสำหรับใช้ในการทดลองเก็บข้อมูล แล้วนำข้อมูลที่ได้มาคำนวณหาตัวแปรที่ต้องการต่าง ๆ ในการคำนวณ สำหรับผลที่ได้จากทั้งสองส่วนจะถูกบันทึกในรูปแบบของตาราง และนำผลมาแสดงในลักษณะของกราฟแสดงการเปรียบเทียบของตัวแปรต่างๆ ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองและการคำนวณสามารถแสดงอยู่ในรูปความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ได้ดังนี้

1. กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Average heat transfer rate) กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์

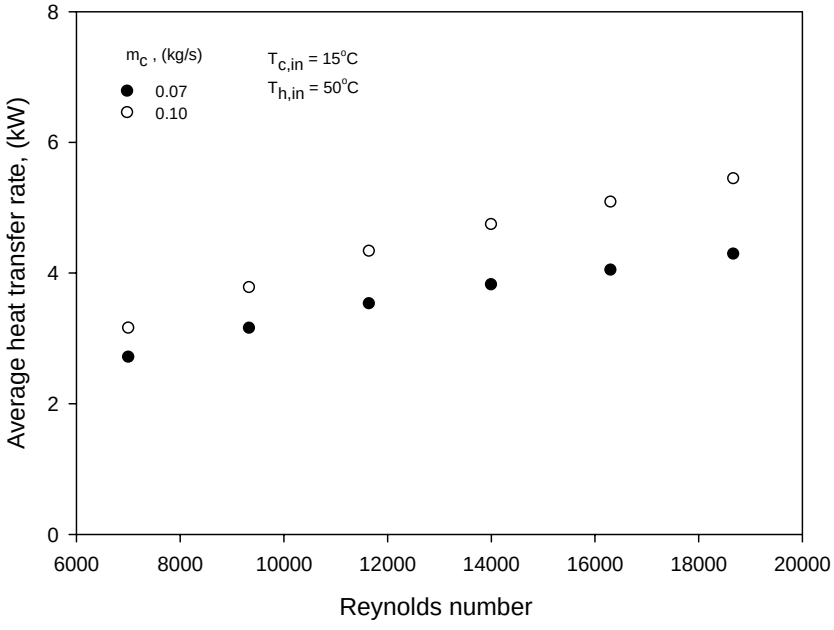
2. กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat transfer coefficient) กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์

3. กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซิลล์ (Nusselt number) กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์

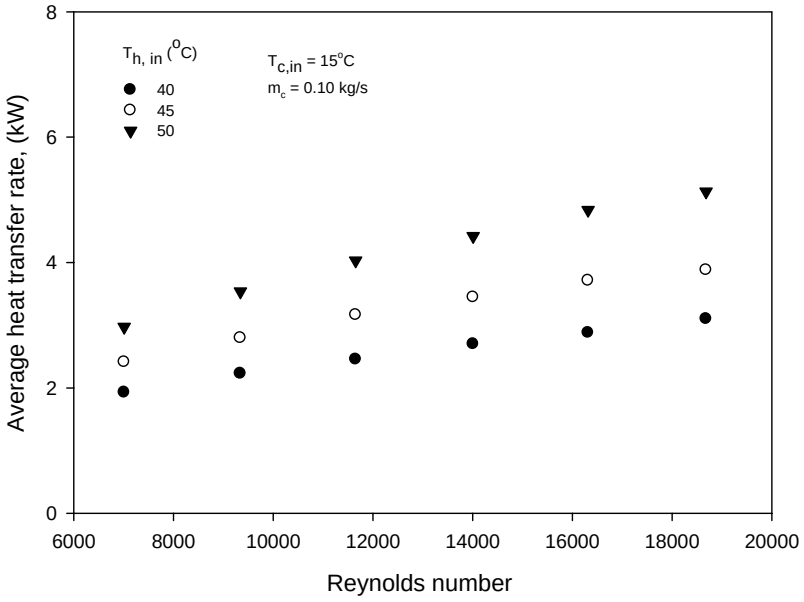
4. กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor) กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์



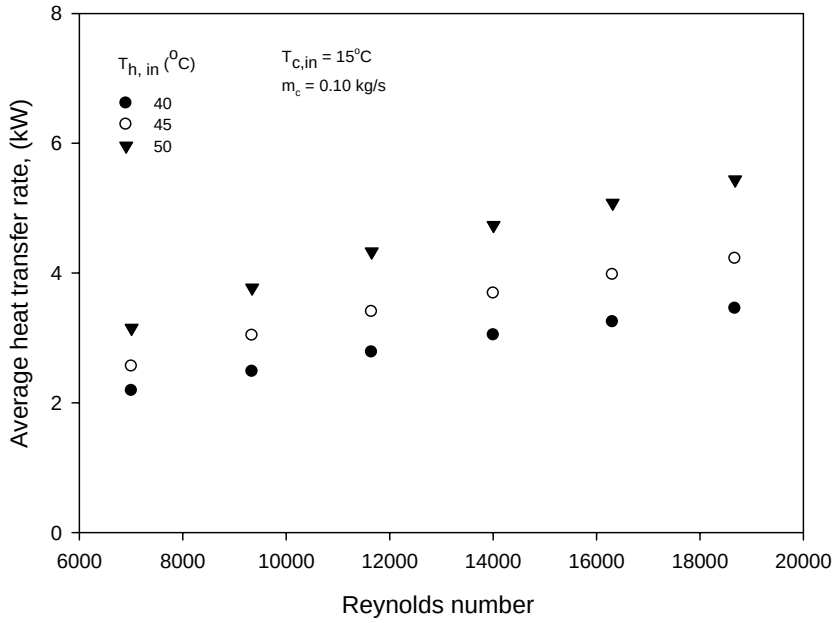
ภาพประกอบ 45 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 100 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน



ภาพประกอบ 46 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน



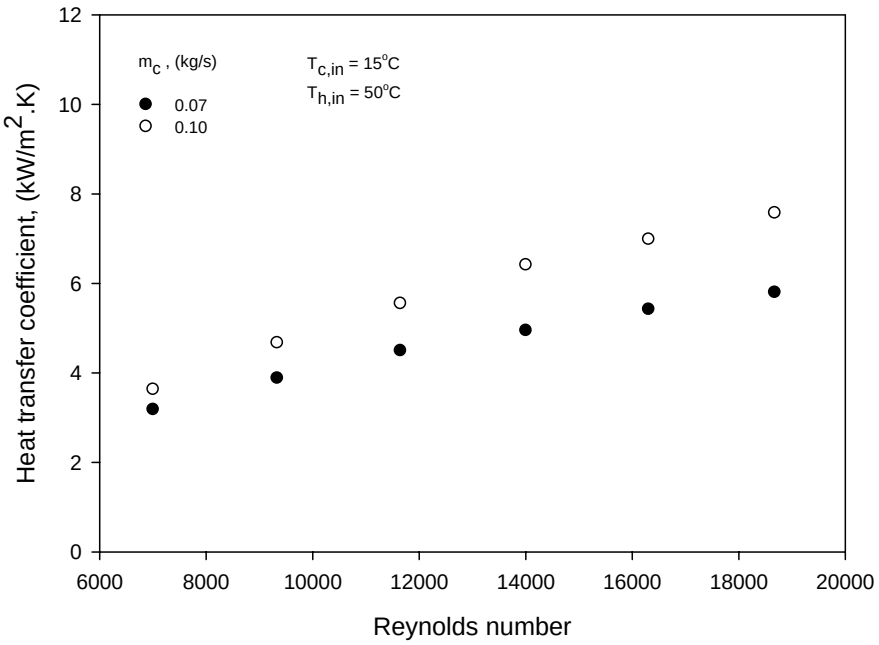
ภาพประกอบ 47 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 100 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน



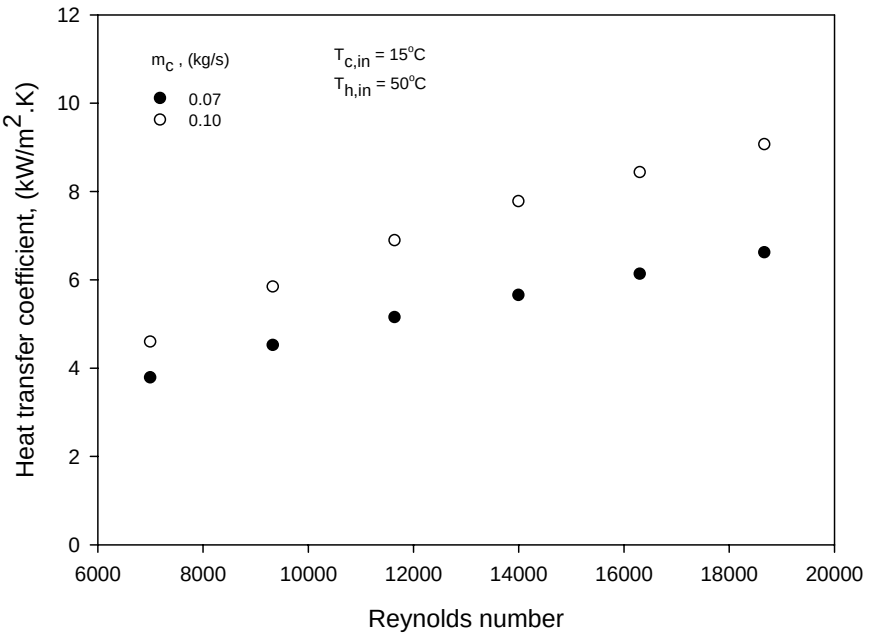
ภาพประกอบ 48 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน

จากภาพประกอบที่ 45-46 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าตัวเลขเรโนลด์ ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า 15^{O}C และอุณหภูมิน้ำร้อนเข้า 50^{O}C เปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลของน้ำเย็น 0.07 และ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที จากกราฟพบว่ามวลของน้ำเย็นมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยโดยที่มวลของน้ำเย็น 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที สามารถทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่ามวลของน้ำเย็นที่ 0.07 กิโลกรัมต่อวินาที ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะสูงขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำร้อน ที่ความหนาแน่นของเส้นลวด 200 เส้นต่อเซนติเมตร มีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าความหนาแน่นของเส้นลวด 100 เส้นต่อเซนติเมตร

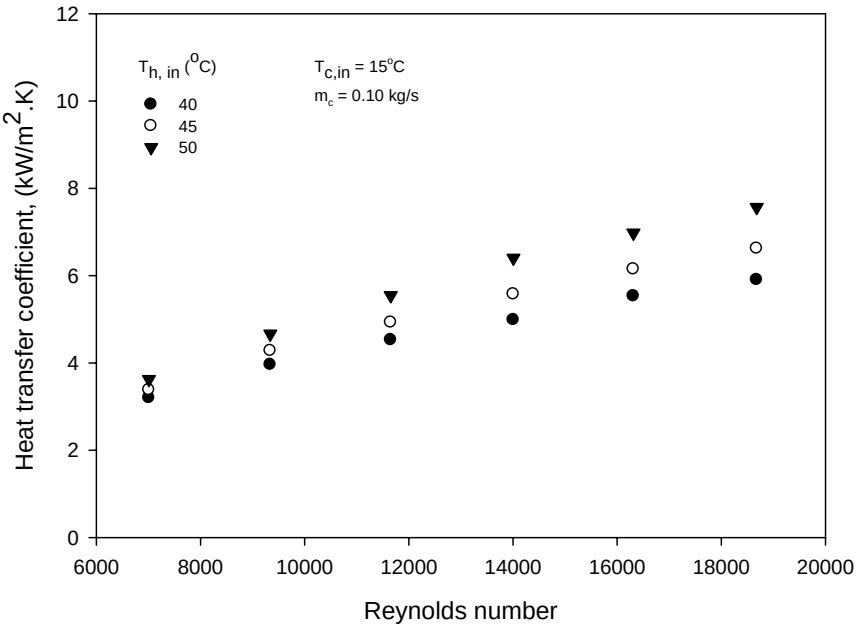
จากภาพประกอบ 47-48 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าตัวเลขเรโนลด์ โดยมีเงื่อนไขเหมือนกันกับภาพประกอบที่ 45-46 แตกต่างกันที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเป็น 40, 45 และ 50^{O}C จากกราฟพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะสูงขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำร้อน ที่ความหนาแน่นของเส้นลวด 200 เส้นต่อเซนติเมตร มีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าความหนาแน่นของเส้นลวด 100 เส้นต่อเซนติเมตร เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้าอุปกรณ์พบว่าที่อุณหภูมิทางเข้าสูง ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าอุณหภูมิน้ำร้อนทางเข้าที่ต่ำกว่า



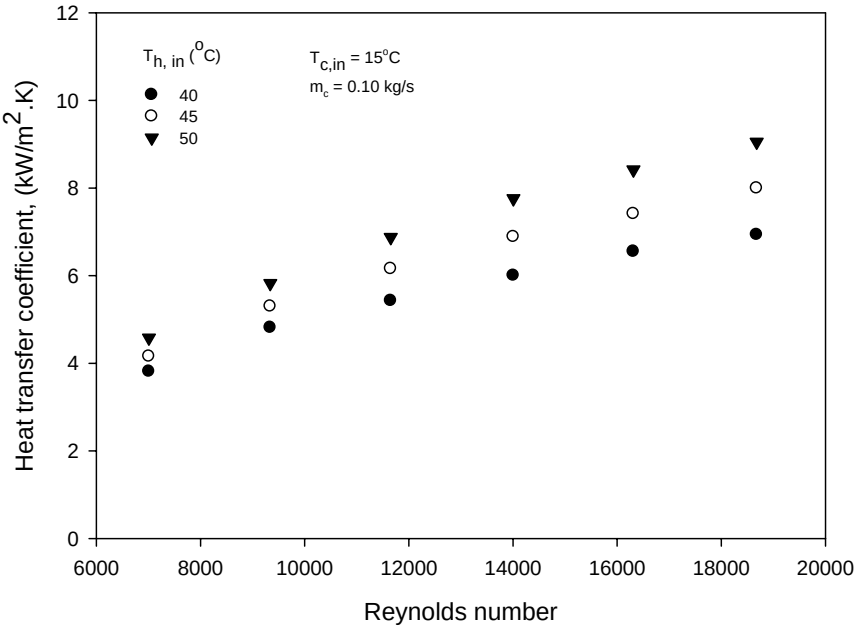
ภาพประกอบ 49 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน



ภาพประกอบ 50 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน



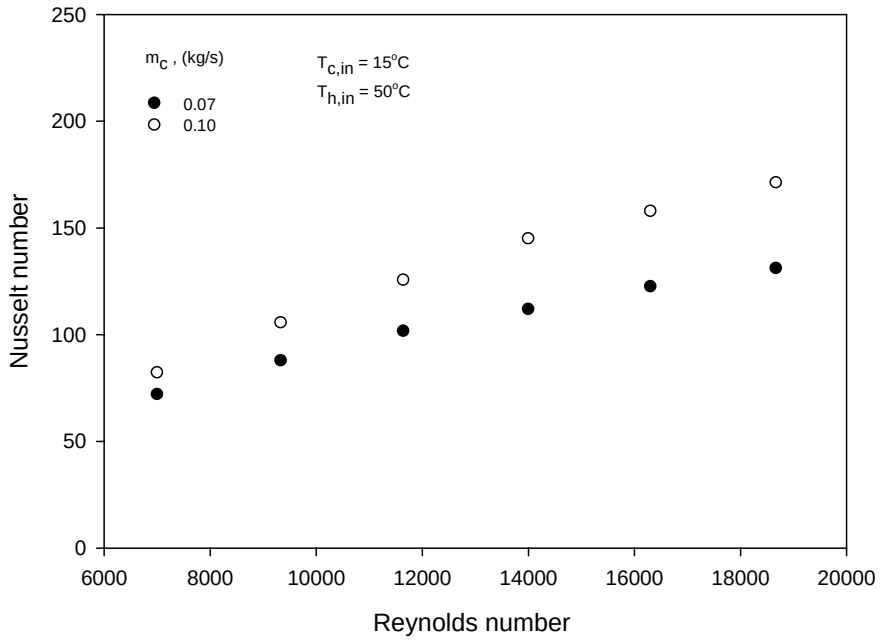
ภาพประกอบ 51 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน



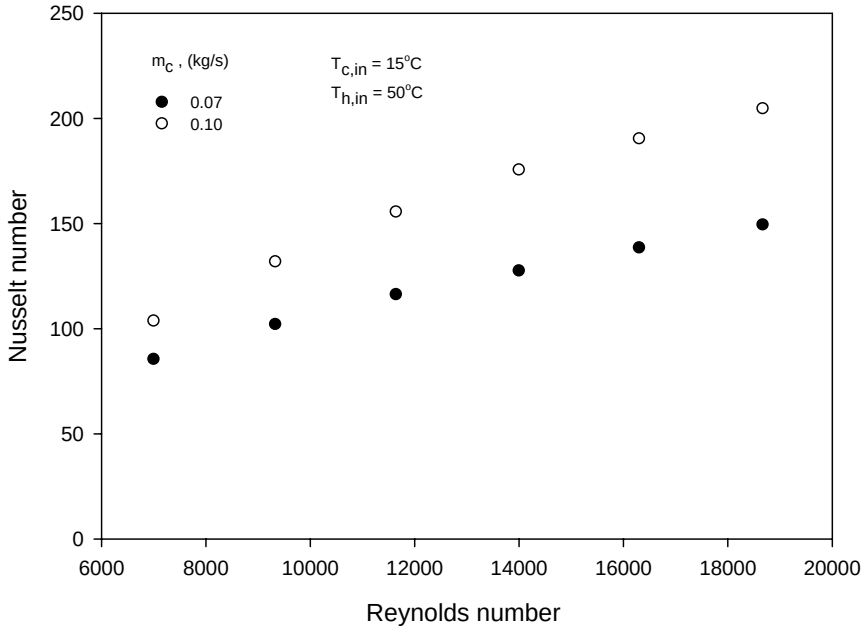
ภาพประกอบ 52 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน

จากภาพประกอบที่ 49-50 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าตัวเลขเรโนลด์ ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า 15^{O}C และอุณหภูมิน้ำร้อนเข้า 50^{O}C เปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลของน้ำเย็น 0.07 และ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที จากกราฟพบว่ามวลของน้ำเย็นมีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน โดยที่มวลของน้ำเย็น 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที สามารถทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สูงกว่ามวลของน้ำเย็นที่ 0.07 กิโลกรัมต่อวินาที ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จะสูงขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำร้อน ที่ความหนาแน่นของเส้นลวด 300 เส้นต่อเซนติเมตร มีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สูงกว่าความหนาแน่นของเส้นลวด 200 เส้นต่อเซนติเมตร

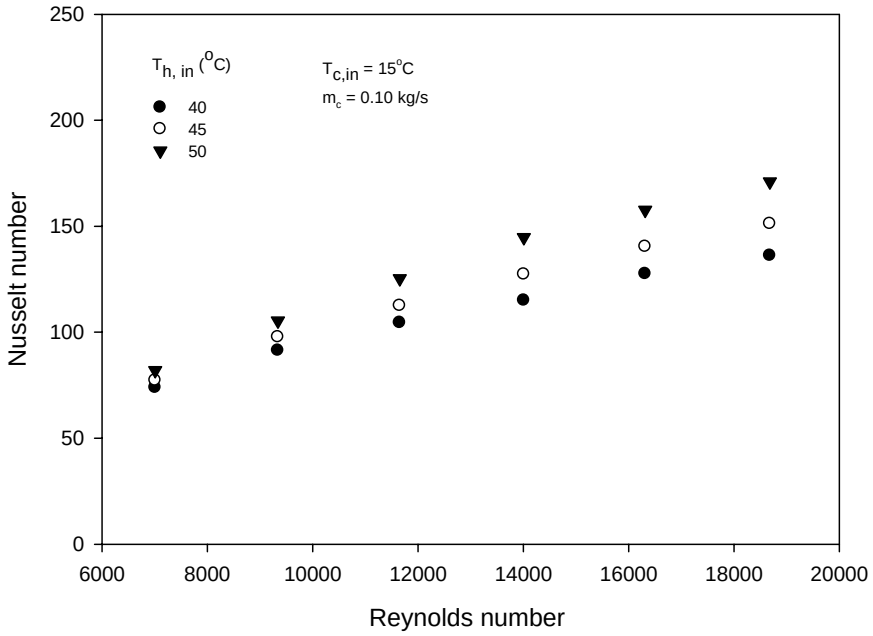
จากภาพประกอบ 51-52 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าตัวเลขเรโนลด์ โดยมีเงื่อนไขเหมือนกันกับภาพประกอบที่ 49-50 แตกต่างกันที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเป็น 40, 45 และ 50^{O}C จากกราฟพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จะสูงขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำร้อน ที่ความหนาแน่นของเส้นลวด 300 เส้นต่อเซนติเมตร มีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าความหนาแน่นของเส้นลวด 200 เส้นต่อเซนติเมตร เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้าอุปกรณ์พบว่าที่อุณหภูมิทางเข้าสูง ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สูงกว่าอุณหภูมิน้ำร้อนทางเข้าที่ต่ำกว่า



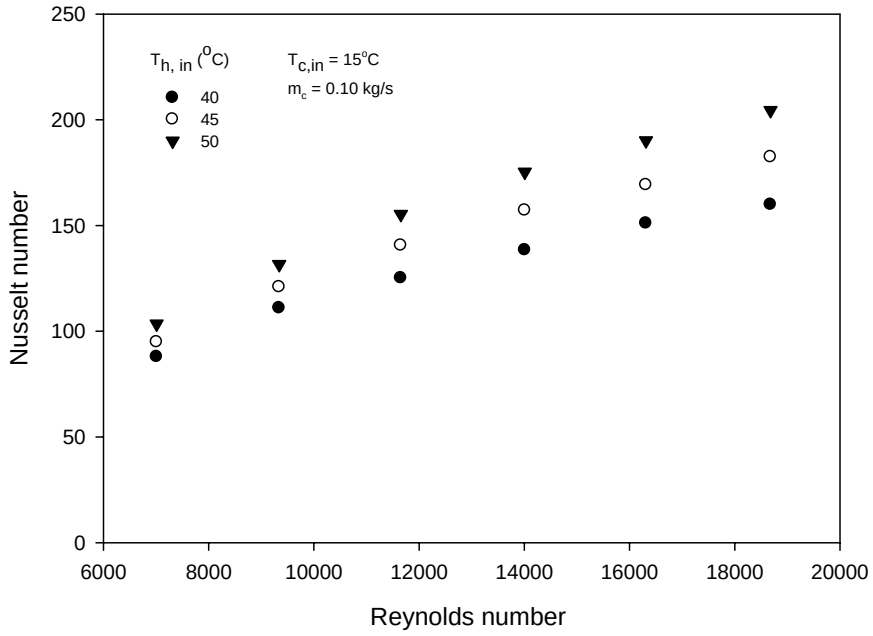
ภาพประกอบ 53 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์กับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน



ภาพประกอบ 54 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์กับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอัตราการไหลของน้ำเย็นต่างกัน



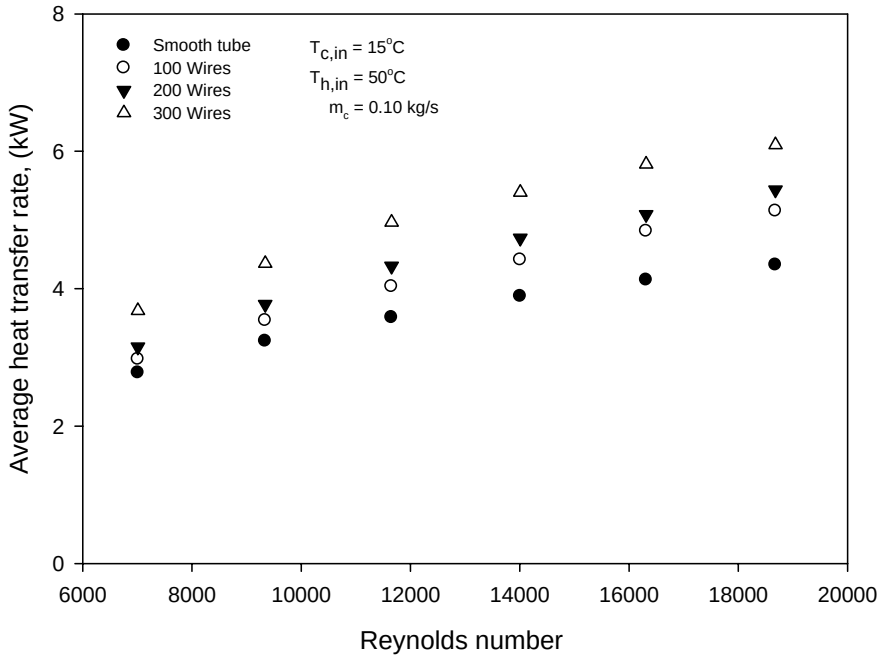
ภาพประกอบ 55 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์กับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน



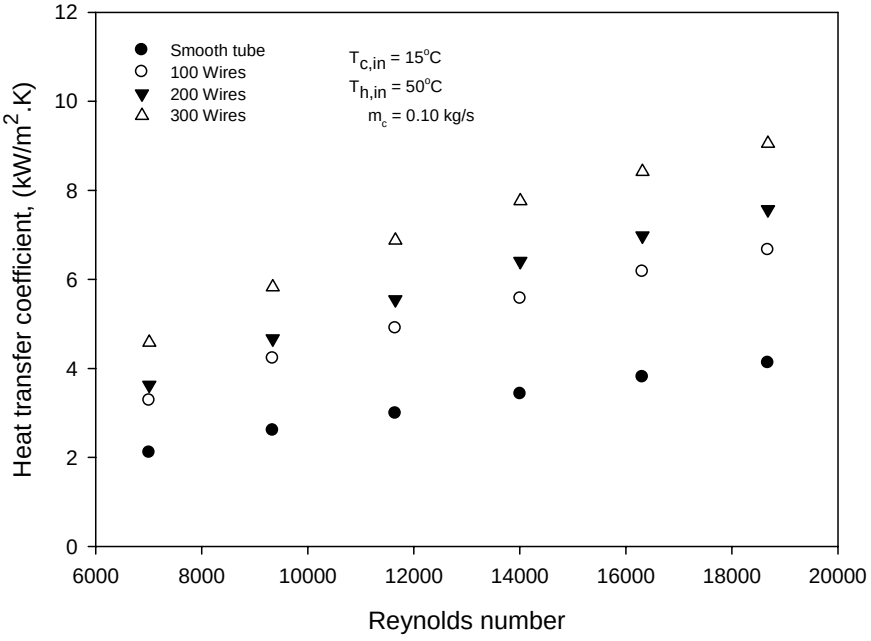
ภาพประกอบ 56 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์กับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในและอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าต่างกัน

จากภาพประกอบที่ 53-54 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าตัวเลขนัสเซิลล์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าตัวเลขเรโนลด์ ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า 15^{O}C และอุณหภูมิน้ำร้อนเข้า 50^{O}C เปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลของน้ำเย็น 0.07 และ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที จากกราฟพบว่ามวลของน้ำเย็นมีผลต่อค่าตัวเลขนัสเซิลล์ โดยที่มวลของน้ำเย็น 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที สามารถทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลล์ สูงกว่ามวลของน้ำเย็นที่ 0.07 กิโลกรัมต่อวินาที ค่าตัวเลขนัสเซิลล์จะสูงขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำร้อน ที่ความหนาแน่นของเส้นลวด 300 เส้นต่อเซนติเมตร มีผลทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลล์ สูงกว่าความหนาแน่นของเส้นลวด 200 เส้นต่อเซนติเมตร

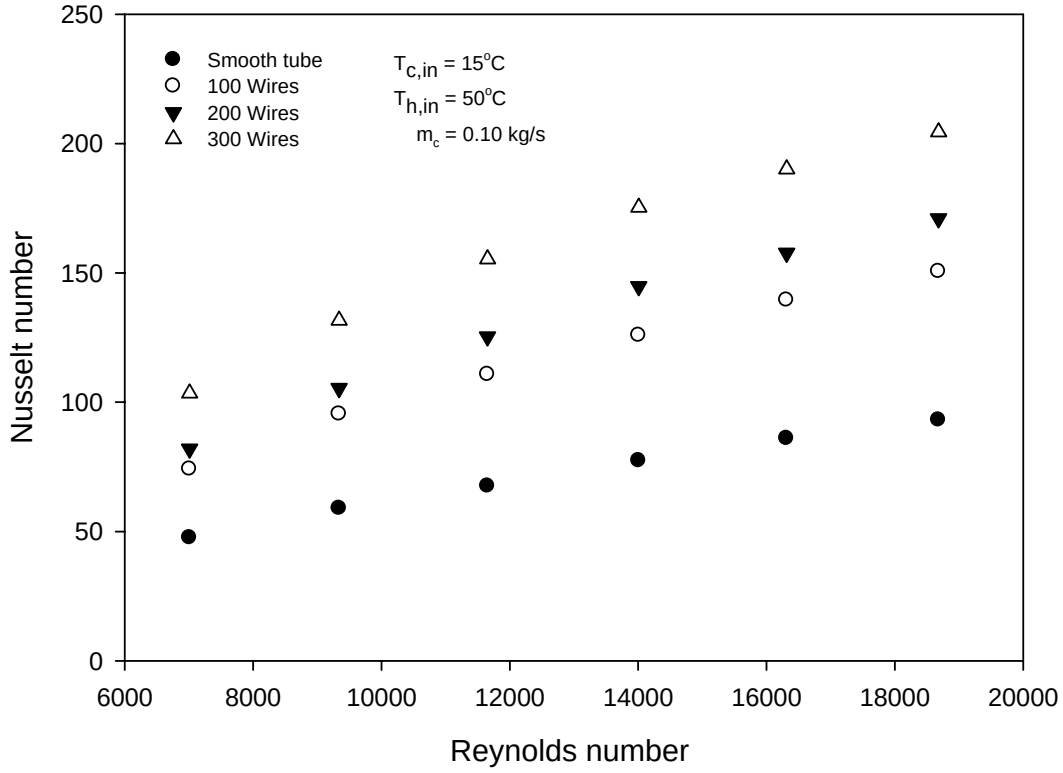
จากภาพประกอบ 55-56 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าตัวเลขนัสเซิลล์ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าตัวเลขเรโนลด์ โดยมีเงื่อนไขเหมือนกันกับภาพประกอบที่ 53-54 แตกต่างกันที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเป็น 40, 45 และ 50^{O}C จากกราฟพบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลล์จะสูงขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำร้อน ที่ความหนาแน่นของเส้นลวด 300 เส้นต่อเซนติเมตร มีผลทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลล์ สูงกว่าความหนาแน่นของเส้นลวด 200 เส้นต่อเซนติเมตร เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้าอุปกรณ์พบว่าที่อุณหภูมิทางเข้าสูง ทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลล์ สูงกว่าอุณหภูมิน้ำร้อนทางเข้าที่ต่ำกว่า



ภาพประกอบ 57 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน

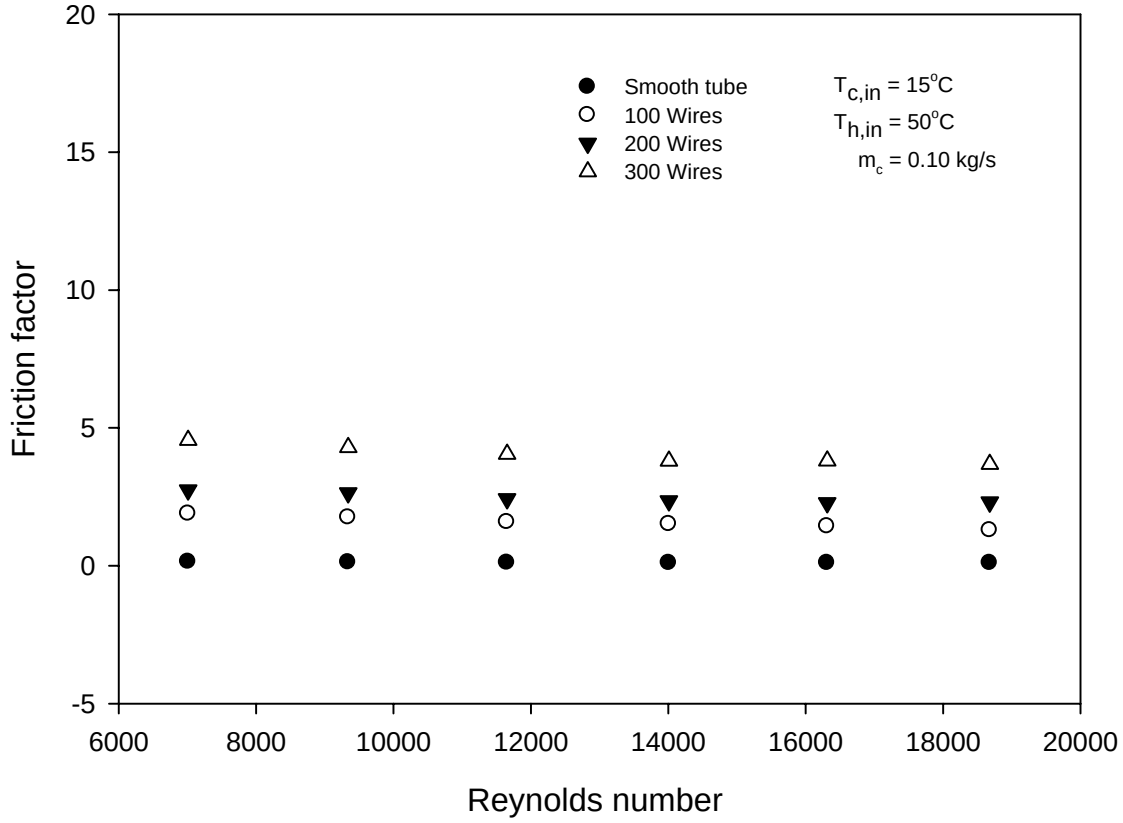


ภาพประกอบ 58 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน



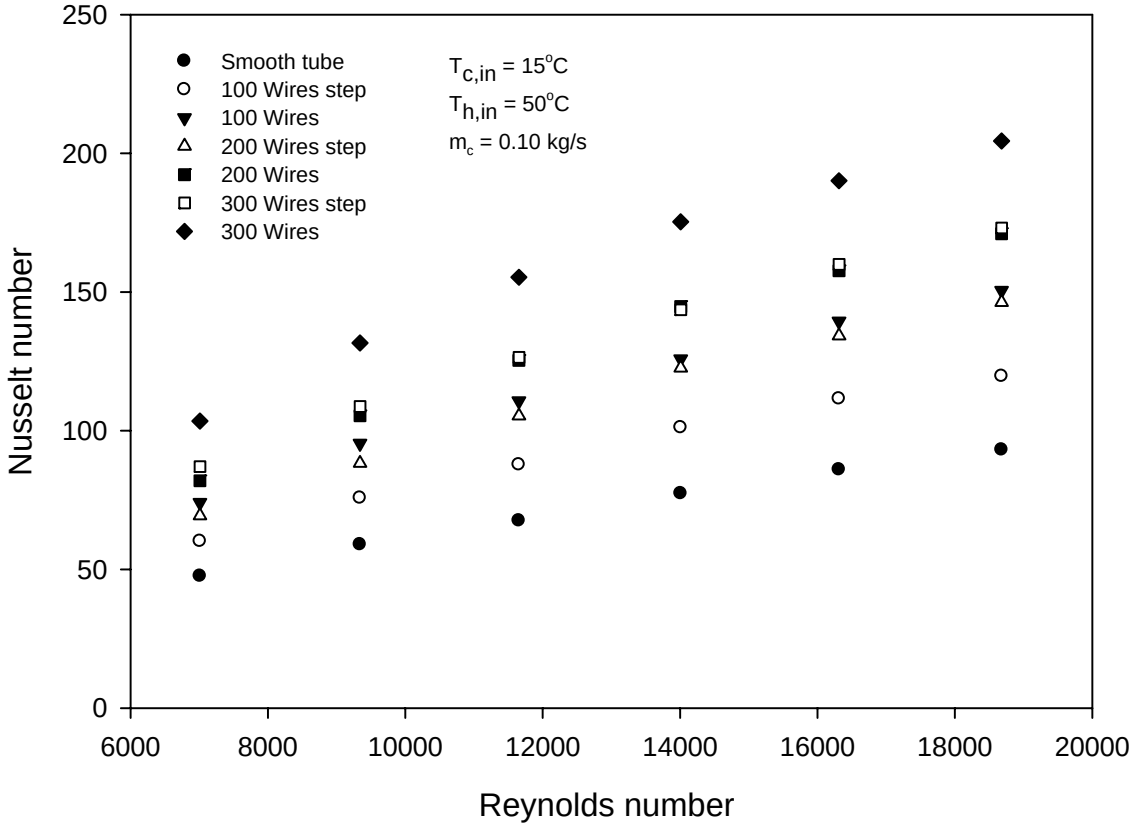
ภาพประกอบ 59 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน

จากภาพประกอบที่ 57-59 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย, ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และ ค่าตัวเลขนัสเซิลล์ กับค่าตัวเลขเรย์โนลด์โดยทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นเท่ากับ 15^{O}C อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเท่ากับ 50^{O}C มวลของน้ำเย็นเท่ากับ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เปรียบเทียบกันระหว่างท่อเรียบ และท่อที่มีลวดภายในที่มีความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อ 1 เซนติเมตร จากกราฟผลการทดลองที่ได้พบว่าลวดที่สอดภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำให้ความสามารถในด้านต่างๆ ของการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์สูงขึ้นตามความหนาแน่นของเส้นลวด และอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น โดยที่ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนแปรผันตามความหนาแน่นของเส้นลวด และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของของไหล



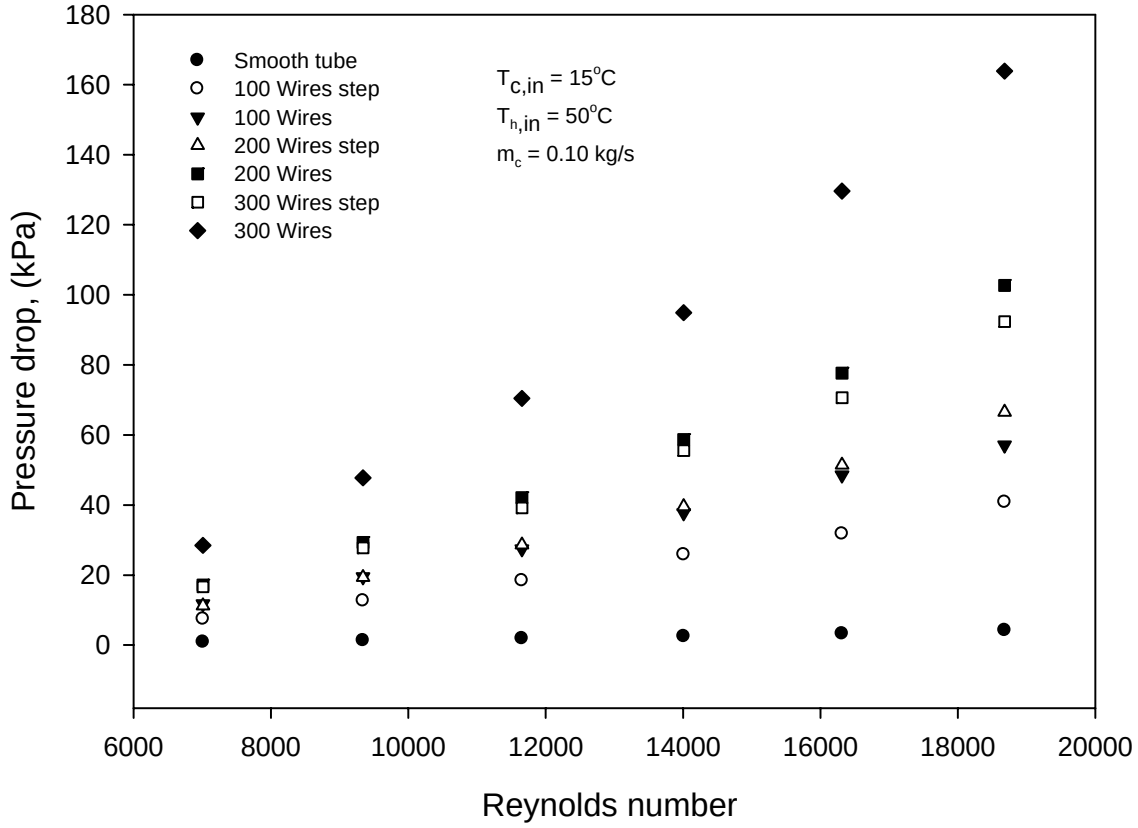
ภาพประกอบ 60 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายใน

จากภาพประกอบที่ 60 ทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นเท่ากับ 15^{O}C อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเท่ากับ 50^{O}C มวลของน้ำเย็นเท่ากับ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เปรียบเทียบกันระหว่างท่อเรียบ และท่อที่มีลวดภายในที่มีความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อ 1 เซนติเมตร จะเห็นได้ว่าท่อที่มีลวดสอดภายในที่มีความหนาแน่นสูงสุดจะมีค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงมากกว่าแบบอื่นๆ สำหรับท่อเรียบเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นจะมีค่าตัวประกอบความเสียดทานแตกต่างกันน้อยลง จากกราฟผลการทดลองพบว่าค่าตัวประกอบความเสียดทาน จะลดลงเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์ สูงขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากค่าของความเร็วของของไหลที่สูงขึ้นจะทำให้เกิดความเสียดทานในการไหลน้อยลง ในทางกลับกันเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์ สูงขึ้นจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมในอุปกรณ์แลก เปลี่ยนความร้อนมากขึ้นด้วย



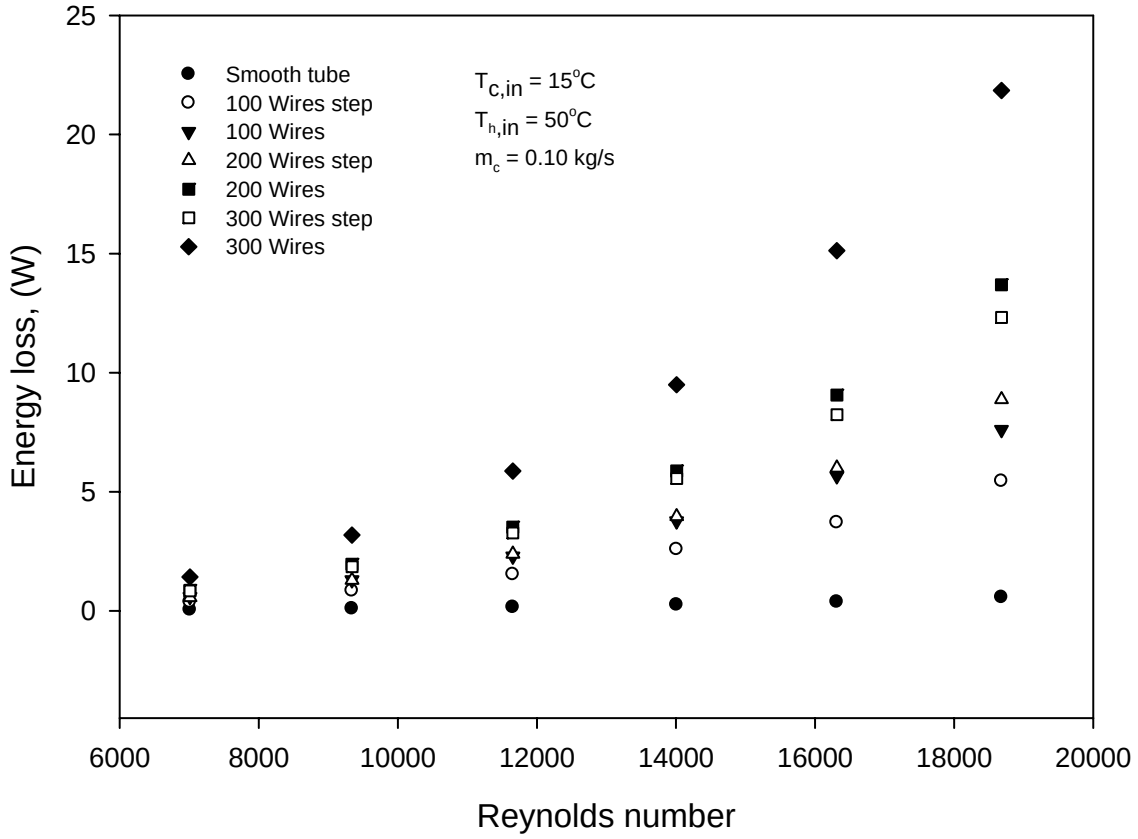
ภาพประกอบ 61 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลล์กับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในทั้งแบบยาวตลอดท่อและแบบเว้นเป็นช่วง

จากภาพประกอบที่ 61 เป็นผลการทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นเท่ากับ 15^{O}C อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเท่ากับ 50^{O}C มวลของน้ำเย็นเท่ากับ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เปรียบเทียบกันระหว่างท่อเรียบ และท่อที่มีลวดภายในที่มีความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อ 1 เซนติเมตร และแบบเว้นช่วง จากกราฟจะเห็นว่าค่าตัวเลขนัสเซิลล์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ลวดความหนาแน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตร จะมีค่าใกล้เคียงกันกับที่มีลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตร ยาวตลอดท่อ และค่าตัวเลขนัสเซิลล์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ลวดความหนาแน่น 200 เส้นต่อเซนติเมตร แบบเว้นช่วง จะมีค่าใกล้เคียงกันกับที่มีลวดความหนาแน่น 100 เส้นต่อเซนติเมตร ยาวตลอดท่อ ซึ่งค่าตัวเลขนัสเซิลล์ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นและน้ำร้อน ความหนาแน่นของเส้นลวด



ภาพประกอบ 62 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกคร่อมกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในทั้งแบบยาวตลอดท่อ และแบบเว้นเป็นช่วง

จากภาพประกอบที่ 62 เป็นการทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นเท่ากับ 15^{O}C อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเท่ากับ 50^{O}C มวลของน้ำเย็นเท่ากับ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เปรียบเทียบกันระหว่างท่อเรียบ และท่อที่มีลวดภายในที่มีความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อ 1 เซนติเมตร และแบบเว้นช่วง จากกราฟจะเห็นว่าค่าความดันตกคร่อมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไหลของน้ำร้อน และความหนาแน่นของเส้นลวด



ภาพประกอบ 63 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากความดันตกคร่อมกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ของท่อเรียบ ท่อที่มีมีลวดความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตรอยู่ภายในทั้งแบบยาวตลอดท่อ และแบบเว้นเป็นช่วง

จากภาพประกอบที่ 63 เป็นการทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นเท่ากับ 15°C อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนเท่ากับ 50°C มวลของน้ำเย็นเท่ากับ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เปรียบเทียบกันระหว่างท่อเรียบ และท่อที่มีลวดภายในที่มีความหนาแน่น 100, 200 และ 300 เส้นต่อ 1 เซนติเมตร และแบบเว้นช่วง จากกราฟจะเห็นว่าค่าพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากความดันตกคร่อมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะแปรผันตามอัตราการไหลของน้ำร้อน และความหนาแน่นของเส้นลวด

บทที่ 5
สรุปผลและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

ในการวิจัยครั้งนี้ได้ศึกษาทั้งการทดลองแล้วนำผลมาคำนวณหาด้วยสมการต่างๆ เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ และนำค่าต่างๆ ที่ได้มาวิเคราะห์เพื่อหาข้อสรุปตามวัตถุประสงค์ ดังแสดงเป็นกราฟความสัมพันธ์ต่างๆ ในบทที่ 4 สามารถสรุปผลการวิจัยได้ดังนี้

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า อุปกรณ์แลก เปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่ใช้ในการทดลองมีความ สามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น ตามความ หนาแน่นของเส้นลวดที่ใช้ โดยท่อที่มีลวดความหนา แน่น 300 เส้นต่อเซนติเมตร สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้สูงสุด รองลงมาเป็นความหนาแน่น 200 และ 100 เส้นต่อเซนติเมตร ตามลำดับโดยมีค่าตัวเลขนัสเซลท์สูงขึ้นมากกว่าท่อเปล่า 61.34, 81.75 และ 122.98 เปอร์เซ็นต์ ตามความหนาแน่นของเส้นลวด 100, 200 และ 300 เส้นต่อเซนติเมตร สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการทดลองแบบมีลวดภายในท่อตลอดทั้งความยาวมีค่าแตกต่างกันค่อนข้างมาก และแปรผันตามอัตราการไหลเชิงมวลของทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็น

แสดงให้เห็นว่าเมื่อนำลวดฝอยใส่ในท่อน้ำร้อนจะมีผลทำให้เกิดการหมุนวนของน้ำร้อนสูงขึ้น จึงทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์สูงขึ้น จากผลการทดลองที่ได้นี้สามารถนำหลักการนี้ไปช่วยเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้หรือสามารถลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

- อุณหภูมิทางออกเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็น อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ย ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และค่าตัวเลขนัสเซิลล์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่าอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อน หรือค่าตัวเลขเรโนลด์สูงขึ้น
- อุณหภูมิทางออกเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็น อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ย ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และค่าตัวเลขนัสเซิลล์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อนสูงขึ้น
- อุณหภูมิทางออกเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็น อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ย ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และค่าตัวเลขนัสเซิลล์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความหนาแน่นของเล่นลวดที่ใช้ในการทดลองเพิ่มขึ้น
- อุณหภูมิทางออกเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็น และอุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยมีค่าลดลง ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และค่าตัวเลขนัสเซิลล์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น

- อุณหภูมิทางออกเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็น และอุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยมีค่าลดลง ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และค่าตัวเลขนัสเซิลล์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็นลดลง

- ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่ออัตราการไหลของของไหล หรือค่าตัวเลขเรโนลด์สูงขึ้น

- ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงขึ้น เมื่อความหนาแน่นของเส้นลวดที่ใช้ในการทดลองเพิ่มขึ้น

- ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่อของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น

- ความดันตกคร่อมภายในท่อทดลองมีค่าสูงขึ้น เมื่ออัตราการไหล หรือค่าตัวเลขเรโนลด์สูงขึ้น

- ความดันตกคร่อมภายในท่อทดลองมีค่าสูงขึ้น เมื่อความหนาแน่นของเส้นลวดที่ใช้ในการทดลองเพิ่มขึ้น

ข้อเสนอแนะ

การศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ เป็นการวิจัยที่มีขอบเขตที่กว้างและมีรายละเอียดมาก ในงานวิจัยครั้งนี้ได้ทำการศึกษาในเงื่อนไขบางส่วนเท่านั้น ซึ่งสามารถทำการวิจัยเพิ่มเติมในเงื่อนไขหรืออุปกรณ์อื่นๆ อย่างเช่น

1. ออกแบบท่อที่ทำให้เกิดการหมุนวนของของไหลโดยที่มีความดันตกคร่อมไม่สูง
2. ออกแบบท่อให้สามารถเพิ่มและลดความดันเพื่อชดเชยความดันตกคร่อมภายในท่อ
3. ทดลองโดยการทำให้ของไหลไหลเป็นจังหวะ
4. ใช้อุปกรณ์อื่นๆ สอดในท่อเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
5. เปรียบเทียบความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระหว่างการเพิ่มอุปกรณ์ในท่อน้ำเย็นและเพิ่มอุปกรณ์ในท่อน้ำร้อน เพื่อประเมินค่าพลังงานที่สูญเสียกับการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

ดุสิต บูรณโชคไพศาล; พงษ์เจต พรหมวงศ์; และ ทวี เทศเจริญ. (2549). การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันผ่านช่องขนานที่มีการเซอะร่อง. *วารสารการประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย.* 20.

นิติเวศ ทองนุช; และคณะ. (2546). การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดสอดในท่อ. *วารสารการประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย.* 17.

สมิทธ์ เอี่ยมสะอาด; และคณะ. (2546). *คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อที่มีการติดตั้งชุดสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นบิดเกลียว*. กรุงเทพ: ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร. ถ่ายเอกสาร.

สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล; อาทิตย์ ฤทธิ์เลื่อน; และ วราคม เนิดน้อย. (2549). การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สลักทรงกระบอกขนาดเล็กในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น. *วารสารการประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย.* 2.

ศรัณย์ พิพัฒน์ศาสตร์; พงษ์เจต พรหมวงศ์; และ เมธี ลิ่มสกุล. (2549). การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานที่มีครีบ. *วารสารการประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย.* 20.

Abdullah Shahryari; & Mahmood Pakshir. (2008). Influence of modulated electromagnetic field on fouling in a double-pipe heat exchanger. *International Journal of Materials Processing Technology*. 203: 389-395.

Akhavan-Behabadi; Salimpour; & Pazouki. (2008). Press drop increase of forced convective condensation inside horizontal coiled wire inserted tubes. *International Journal of Heat and Mass Tranfer*. 35: 1220-1226.

Chein, R.; & J. Chuang (2006). Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*. 46: 57-66.

Colorado D.; et al. (2008). Heat transfer of a helical double-pipe vertical evaporator: Theoretical analysis and experimental validation. *International Journal of Applied Energy*.

Ebru Kavak Akpinar. (2006). Evaluation of heat transfer and energy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires. *International Journal of Energy Conversion and Management*. 47: 3473-3486.

Jang S. P.; & S. U. S. Choi (2006). Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids. *Applied Thermal Engineering*. 26: 2457-2463.

Paisarn Naphon. (2006). Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert. *International Journal of heat and Mass Transfer*. 33: 166-175.

Paisarn Naphon. (2006). Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes. *International Journal of heat and Mass Transfer*. 33: 753-763.

Paisarn Naphon; Manachi Nuchjapo; & Jutarat Kurujareon. (2006) Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics tube with helical rib. *International Journal of Energy Conversion and Management*. 47: 3031-3044.

Paisarn Naphon; & Parkpoom Sriromruln. (2006). Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert. *International Journal of heat and Mass Transfer*. 33: 176-183.

Smiht Eiamsa-ard; & Pongjet Promvonge. (2004). *Enhancement of heat transfer in a tube with reglarly-spaced helical tape swirl generators*. Bangkok: Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's of Institute of Technology Ladkrabang. Copy.

Smiht Eiamsa-ard; et al. (2008). Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts. *International Journal of Heat and Mass Tranfer*. 35: 120-129.

Sahiti; et al. (2008). Entropy generation minimization of a double pipe pin fin heat exchanger. *International Journal of Applied Thermal Engineering*. 28: 2337-2344.

Targui; & Kahalerras. (2008). Analysis of fluid fow and heat transfer in double pipe heat exchanger with porous structures, *International Journal of Energy Conversion and Management*. 49: 3217-3229.

Timothy J.Rennie & Vijaya G.S. Raghavan. (2006). Numerical studies of a double-pipe helical heat exchanger. *International Journal of Applied Thermal Engineering*. 26: 1266-1273.

Vasiliev, L. L. (2005). Heat pipes in modern heat exchangers. *International Journal of Applied Thermal Engineering*. 25: 1-19.

Vasiliev, L. L. (2006). Micro and miniature heat pipes – Electronic component coolers. *International Journal of Applied Thermal Engineering*.

Zhou, D. W. (2004). Heat transfer enhancement of copper nanofluid with acoustic cavitation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 47: 3109-3117.

A. D. Kraus; A. Aziz; & J. Welty. (1999). *Extended Surface Heat Transfwer*. International Edition. A Wiley-Interscience Publication John Wiley & Sons,INc.

Incropera F.P.; & Dewitt, D.P. (1985). *Introduction to Heat Transfer*. International Edition. London. John wiley & Sons, Inc.

J. P. Holman. (1997). *Heat Transfer. Eighth Edition*. Singapore. McGraw-Hill,INC.

J.R. Welty, (1978). *Engineering Heat Transfer*. International Edition. London. John Wiley & Sons, Inc.

Jackop M.; & Hawkins,G.A. (1957) *Elements of Heat Transfer*. International Edition.

S.Kakac; et al. (1999). *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*. International Edition. London. Kluwer Academic Publishers.

K. Shah Ramesh; & P. Sekulic Dusan. (2001). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. London. John Wiley & Sons, Inc.

M.N. Ozisik, (1977). *Basic Heat Transfer*. Kogakusha. International Edition. Turkey. McGraw-Hill, Ltd.

Y. A. Cengel. (1998). *Heat Transfer*. International Edition. North America. McGraw-Hill.

Yunus A. Cengel. (1997). *Thermodynamics And Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company.

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ - ชื่อสกุล	นายธนาพล สุขชนะ
วันเดือนปีเกิด	17 พฤษภาคม 2517
สถานที่เกิด	ประจวบคีรีขันธ์
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	139/16 หมู่ 1 ต.บ้านกลาง อ.เมืองปทุมธานี จ.ปทุมธานี 12000
ตำแหน่งหน้าที่การงานปัจุบัน	อาจารย์ประจำคณะวิศวกรรมศาสตร์
สถานที่ทำงานปัจุบัน	มหาวิทยาลัยปทุมธานี จ.ปทุมธานี

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2533	มัธยมศึกษาตอนปลาย (ม.4) จากโรงเรียนบางสะพานวิทยา จ.ประจวบคีรีขันธ์
พ.ศ. 2536	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ (ปวช.) จากวิทยาลัยเทคนิคนครปฐม จ.นครปฐม
พ.ศ. 2538	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง (ปวส.) จากวิทยาลัยเทคนิคนครปฐม จ.นครปฐม
พ.ศ. 2541	อุดมศึกษา ครุศาสตร์อุตสาหกรรมบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ กทม.
พ.ศ. 2545	บัณฑิตศึกษา ครุศาสตร์อุตสาหกรรมมหาบัณฑิต (เครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ กทม.
พ.ศ. 2552	บัณฑิตศึกษา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ กทม.