

การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์
แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

HEAT TRANSFER BETWEEN WATER AND SUSPENSION WATER
IN HELICAL COIL HEAT EXCHANGER

สุรศักดิ์ คະเนเรียว

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2557

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์
แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด




วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2557
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์
แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด
Heat Transfer Between Water and Suspension Water in Helical Coil Heat
Exchanger


ชื่อ - นามสกุล นายสุรศักดิ์ คະเนเร็ว
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา อาจารย์สถาพร ทองวิก, Ph.D.
ปีการศึกษา 2557

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.)


..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์วิโรจน์ ฤทธิทอง, Ph.D.)


..... กรรมการ
(อาจารย์เทอดเกียรติ ลิ้มปิติปรการ, Ph.D.)


..... กรรมการ
(อาจารย์สถาพร ทองวิก, Ph.D.)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อนุมัติวิทยานิพนธ์ฉบับนี้
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ศิวกร อ่างทอง, Ph.D.)

วันที่ 7 เดือน มกราคม พ.ศ. 2558

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด
ชื่อ – นามสกุล	นายสุรศักดิ์ คะเนรีว
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	อาจารย์สถาพร ทองวิก, ปร.ด.
ปีการศึกษา	2557

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อการออกแบบสร้างชุดทดลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด เพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อ การถ่ายเทความร้อนที่สำคัญเช่น อัตราการไหล อุณหภูมิ พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งต้องการนำผลที่ได้จากการทดลอง ใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัด กลิ่นที่มีความร้อนเหลือทิ้งของบริษัทไทยเพอร์ซิเดนซ์ฟู๊ดส์

การสร้างชุดทดลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ประกอบด้วยการติดตั้งชุดวัด อุณหภูมิที่ทางเข้า, ทางออก และอุณหภูมิผิวท่อ โดยควบคุมอัตราการไหลภายในท่อ (\dot{m}_c) และ ภายนอกท่อ (\dot{m}_h) ให้คงที่ที่ค่า 0.066 kg/s และ 1.1 kg/s ตามลำดับ และทำการทดลองโดยเปลี่ยนแปลง อัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยสำหรับของไหลภายนอกท่อที่ 100:0.0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8 และ 93.3:6.7 ตามลำดับ จากนั้นนำผลการทดลองมา คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ผลการทดลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้นดังกล่าว ส่งผลทำให้อัตราการไหลของของไหลภายนอกท่อลดลงอย่างต่อเนื่อง สาเหตุเกิดจากความหนืดที่ เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลง $84 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ หรือ 5.3% เมื่อ เทียบกับน้ำบริสุทธิ์ ข้อเสนอแนะของชุดทดลอง ควรติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหล เพื่อความแม่นยำ ในการคำนวณ

คำสำคัญ: การถ่ายเทความร้อน สารแขวนลอย ท่อขด

Thesis Title	Heat Transfer between Water and Suspension Water in Helical Coil Heat Exchanger
Name - Surname	Mr. Surasak Kanerew
Program	Mechanical Engineering
Thesis Advisor	Mr. Sathaporn Thongwik, Ph.D.
Academic Year	2014

ABSTRACT

The objective of this research is to design and fabricate the testing set of the heat transfer system between water and suspended water in helical coil heat exchanger. This study investigates the relationship of the key variables such as flow rate, temperature and heat exchanger area. Then the results of an experiment is used in the design of the heat exchanger for the wet scrubber using the wasted heat in Thai president foods company.

The fabrication of the testing set consists of thermometers installed at the entrance pipe, exit pipe and surface temperature of the pipe, and valves are used for controlling the inside and outside flow rate of the tube at $\dot{m}_c = 0.066 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_h = 1.1 \text{ kg/s}$ respectively. The heat transfer system was tested by changing the mixing ratio of water with suspended solids for fluid outside the pipe at 100:00, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8 and 93.3:6.7, respectively. Then the results were used to calculate the overall heat transfer coefficient.

The test results showed that increases the ratio of the suspended, the flow rate of the fluid outside the tube reduced continuously because of the increased viscosity. Moreover, the overall heat transfer coefficient of the suspended decreases to $84 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ or 5.3% compared with pure water. For the recommendation of the testing set, the flow rate meter should be used for more accuracy in the calculated value.

Keywords: heat transfer suspension helical coil

กิตติกรรมประกาศ

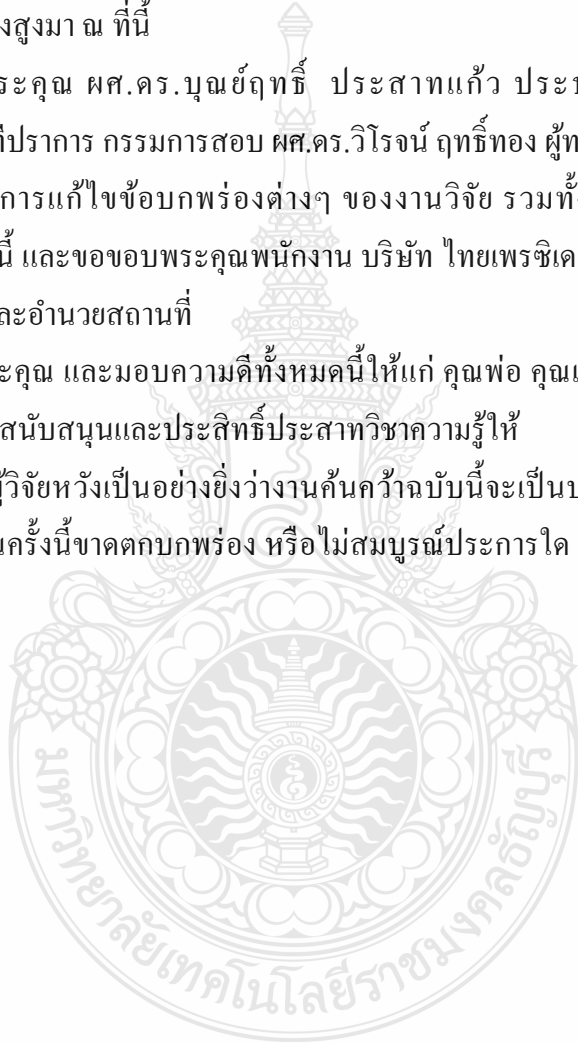
การศึกษาวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงอย่างสมบูรณ์ได้ด้วยความกรุณา และความอนุเคราะห์ของ ดร.สถาพร ทองวิก อาจารย์ที่ปรึกษา ได้เสียสละเวลาให้คำปรึกษา คำแนะนำ และให้ข้อเสนอแนะในการปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ จนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ผู้ทำการศึกษาวิจัยขอกราบขอบพระคุณอย่างสูงมา ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.บุญย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว ประธานกรรมการสอบ และ ดร.เทอดเกียรติ ลิ้มปีทีปการ กรรมการสอบ ผศ.ดร.วิโรจน์ ฤทธิ์ทอง ผู้ทรงคุณวุฒิ กรรมการสอบ ที่ได้ให้ความกรุณาในการแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ ของงานวิจัย รวมทั้งเสียสละเวลาในการเป็นกรรมการสอบในครั้งนี้ และขอขอบพระคุณพนักงาน บริษัท ไทยเพรซิเดนท์ฟูดส์ จำกัด (มหาชน) ที่ช่วยติดตั้งชุดทดลองและอำนวยความสะดวก

ขอขอบพระคุณ และมอบความดีทั้งหมดนี้ให้แก่ คุณพ่อ คุณแม่ เพื่อนที่แสนดีและคณะครู – อาจารย์ ที่ให้การสนับสนุนและประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ให้

สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยหวังเป็นอย่างยิ่งว่างานชิ้นนี้จะเป็นประโยชน์สำหรับผู้สนใจ หากการค้นคว้าวิจัยในครั้งนี้ขาดบกพร่อง หรือไม่สมบูรณ์ประการใด ผู้วิจัยขอกราบขออภัยมา ณ โอกาสนี้ด้วย

สุรศักดิ์ คะเนเรียว



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	(3)
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	(4)
กิตติกรรมประกาศ.....	(5)
สารบัญ.....	(6)
สารบัญตาราง.....	(8)
สารบัญภาพ.....	(9)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	(11)
บทที่ 1 บทนำ.....	12
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	12
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	13
1.3 สมมุติฐานการวิจัย.....	13
1.4 ขอบเขตของการวิจัย.....	14
1.5 ขั้นตอนการวิจัย.....	14
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	15
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	16
2.1 ความสัมพันธ์เอ็มไพริคัลและการไหลในท่อ.....	17
2.2 การไหลผ่านขั้วท่อและทรงกลม.....	28
2.3 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ.....	38
2.4 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ.....	38
2.5 การจัดเส้นทางกรไหล.....	39
2.6 หลักการออกแบบทางความร้อน.....	40
2.7 การกำหนดการไหล.....	42
2.8 การแจกแจงอุณหภูมิ.....	43
2.9 ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (MTD).....	48
2.10 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม.....	51
2.11 ประสิทธิภาพและ NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	54

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.12 ตัวอย่างการคำนวณ.....	59
2.13 ผลของความเสียหายในของไหลต่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	65
2.14 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	69
บทที่ 3 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	77
3.1 ศึกษาระบบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	78
3.2 ออกแบบระบบการทำงาน.....	78
3.3 กำหนดหาขนาดของอุปกรณ์.....	79
3.4 เลือกวัสดุอุปกรณ์และสร้างชุดทดลอง.....	82
3.5 ออกแบบขั้นตอนการทดลองและตารางบันทึกผล.....	84
3.6 ทำการทดลองและวิเคราะห์ผล.....	86
3.7 สรุปผลการวิจัย.....	87
3.8 จัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์.....	87
บทที่ 4 ผลการดำเนินงานและการวิเคราะห์.....	88
4.1 ผลการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย.....	88
4.2 การหาสมการจากผลการทดลอง.....	89
4.3 การเลือกความยาวท่อขดตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำ.....	92
บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	96
5.1 สรุปผลงานวิจัย.....	96
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	97
บรรณานุกรม.....	98
ภาคผนวก.....	100
ภาคผนวก ก การคำนวณเพื่อหาขนาดของชุดทดลอง.....	101
ภาคผนวก ข อุปกรณ์และเครื่องมือการวิจัย.....	106
ภาคผนวก ค ตารางคุณสมบัติ น้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย.....	111
ภาคผนวก ง ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่.....	114
ประวัติผู้เขียน.....	130

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 การถ่ายเทความร้อนและความเสียหายของของไหลสำหรับการไหลเต็มท่อ...	27
ตารางที่ 2.2 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลข้ามท่อทรงกระบอก.....	33
ตารางที่ 2.3 ค่าคงที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกระบอกที่ไม่กลม.....	37
ตารางที่ 3.1 รายการอุปกรณ์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด.....	78
ตารางที่ 3.2 ค่าคงที่ในชุดทดลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด.....	82
ตารางที่ 3.3 สูตรคำนวณหลักในชุดทดลอง.....	83
ตารางที่ 4.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย.....	86
ตารางที่ 4.2 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1/2 นิ้ว.....	90
ตารางที่ 4.3 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1 นิ้ว.....	91
ตารางที่ 4.4 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1 1/2 นิ้ว.....	92
ตารางที่ 4.5 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 2 นิ้ว.....	93
ตารางที่ ค.1 คุณสมบัติ น้ำ.....	107
ตารางที่ ค.2 คุณสมบัติ น้ำผสมสารแขวนลอย.....	108

สารบัญภาพ

	หน้า
ภาพที่ 2.1 การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดในเทอมของความแตกต่างของอุณหภูมิบัลค์.....	18
ภาพที่ 2.2 ความสัมพันธ์ของการไหลในท่อ โดยการพาแบบบังคับที่การไหลแบบปั่นป่วน...	21
ภาพที่ 2.3 อิทธิพลของภาพด้านข้างของความเร็วในการไหลภายในท่อแบบราบเรียบ.....	22
ภาพที่ 2.4 แฟกเตอร์ของความเสียดทาน.....	23
ภาพที่ 2.5 นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ยของท่อกลมที่บริเวณทางเข้าเป็นการไหลแบบราบเรียบ.....	27
ภาพที่ 2.6 การไหลผ่านข้ามทรงกระบอก.....	28
ภาพที่ 2.7 การกระจายของความเร็วที่แสดงจุดแยกไหลบนทรงกระบอกที่มีการไหลข้าม.....	29
ภาพที่ 2.8 สัมประสิทธิ์แรงต้านสำหรับทรงกระบอกกลมเป็นฟังก์ชันของเรย์โนลด์นัมเบอร์	30
ภาพที่ 2.9 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านสำหรับทรงกลมที่เป็นฟังก์ชันของเรย์โนลด์นัมเบอร์.....	31
ภาพที่ 2.10 ค่านัสเซิลนัมเบอร์สำหรับการถ่ายเทความร้อน.....	32
ภาพที่ 2.11 การให้ความร้อนและระบายความร้อนด้วยอากาศที่ไหลตั้งฉากกับท่อ.....	33
ภาพที่ 2.12 ภาพถ่ายด้วย Interferometer ที่แสดงอุณหภูมิคงที่รอบๆท่อทรงกลม.....	34
ภาพที่ 2.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของอากาศแบบผสมกัน.....	42
ภาพที่ 2.14 ลักษณะแจกแจงอุณหภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง...	43
ภาพที่ 2.15 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่.....	44
ภาพที่ 2.16 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลแบบท่อคู่ภายใต้สภาวะการไหลต่างๆ.....	45
ภาพที่ 2.17 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลที่ไม่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม.....	47
ภาพที่ 2.18 ตัวประกอบปรับค่า Y สำหรับปรับค่า ΔT_{ln} ในการคำนวณแบบท่อในท่อเซลล์	50
ภาพที่ 2.19 ตัวแปรที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลในท่อกับนอกท่อ.....	52
ภาพที่ 2.20 การเปลี่ยนแปลงของของไหลทั้งสองในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	56
ภาพที่ 2.21 ประสิทธิภาพ ϵ กับหน่วยการถ่ายเท NTU ที่อัตรากำลังความจุต่างๆชนิดท่อคู่.....	57
ภาพที่ 2.22 ประสิทธิภาพ ϵ กับหน่วยการถ่ายเท NTU ที่อัตรากำลังความจุชนิดท่อในเซลล์....	58
ภาพที่ 2.23 ลักษณะการจัดวางท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลขวาง.....	68
ภาพที่ 3.1 ระบบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด.....	77
ภาพที่ 3.2 ขั้นตอนการทดลอง.....	80

สารบัญญภาพ (ต่อ)

	หน้า
ภาพที่ 3.3 ขั้นตอนการวิจัย.....	85
ภาพที่ 4.1 อัตราการไหลภายนอกกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ.....	87
ภาพที่ 4.2 ความหนาแน่นของของไหลภายนอกกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ.....	88
ภาพที่ 4.3 ความหนืดของของไหลภายนอกกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ.....	88
ภาพที่ 4.4 อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอกกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ.....	89
ภาพที่ 4.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ.....	89
ภาพที่ 4.6 ความยาวท่อตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1/2 นิ้ว.....	91
ภาพที่ 4.7 ความยาวท่อตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1 นิ้ว.....	92
ภาพที่ 4.8 ความยาวท่อตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1 1/2 นิ้ว.....	93
ภาพที่ 4.9 ความยาวท่อตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 2 นิ้ว.....	94
ภาพที่ ข.1 ท่อขดแลกเปลี่ยนความร้อน.....	102
ภาพที่ ข.2 หน้าจอควบคุมและแสดงอุณหภูมิ.....	102
ภาพที่ ข.3 ถังทรงกระบอก.....	103
ภาพที่ ข.4 เกียร์ปั๊ม.....	103
ภาพที่ ข.5 ฮีตเตอร์แบบจุ่ม.....	104
ภาพที่ ข.6 ผงคาร์บอน.....	104
ภาพที่ ข.7 ระบบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด.....	105

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
C	ความร้อนจำเพาะ, $kJ/kg \cdot K$
C_h, C_c	อัตราความจุความร้อนของของไหลร้อนและเย็น, W/K
d, D	เส้นผ่านศูนย์กลาง, m
k	การนำความร้อน, $W/m \cdot k$
L	ความยาว, m
m	มวล, kg
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
NTU	หน่วยการถ่ายเทความร้อน
Nu	นัสเซลนัมเบอร์
Pr	พรันด์นัมเบอร์
\dot{q}	การไหลของความร้อน, W/m^2
\dot{Q}	อัตราการถ่ายเทความร้อน, kW
Re	เรย์โนลด์นัมเบอร์
T	อุณหภูมิ $^{\circ}C$ หรือ K
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/m^2 \cdot K$
V	ความเร็ว, m/s
ΔT_{in}	อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอก
ε	ประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อน
μ	ความหนืดแบบพลวัต, $kg/m \cdot s$
ν	ความหนืดแบบจลนศาสตร์, m^2/s
\dot{W}	กำลังงาน, kW
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
f	แฟกเตอร์ของความเสียหาย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

โรงงานอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ต้องใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนในรูปแบบต่างๆ ในกระบวนการผลิต ดังเช่นอุตสาหกรรมอาหารใช้ไอน้ำในการนึ่งฆ่าเชื้อ การอบไล่ความชื้น การล้างทำความสะอาดเครื่องมือและอุปกรณ์ในกระบวนการผลิต เป็นต้น จากราคาของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น ค่าใช้จ่ายในการผลิตไอน้ำก็มีต้นทุนสูงตามไปด้วย ส่งผลต่อต้นทุนในการผลิตสินค้า ตัวอย่างเช่น บริษัทไทยเพอร์ซิเดนท์ฟู๊ดส์ จำกัดซื้อไอน้ำจากบริษัท สหโครเจน ในราคา 1.34 baht/kg ไอน้ำส่วนหนึ่งประมาณ 164 kg/day ถูกนำไปใช้ในการผสมน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 55°C สำหรับใช้ในการล้างทำความสะอาดถังบรรจุน้ำมันที่ผ่านการใช้งานแล้วจากกระบวนการผลิต และทางบริษัทมีนโยบายลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ทางผู้วิจัยจึงพยายามหาแนวทางลดหรือทดแทนการใช้ไอน้ำดังกล่าวด้วยการหาแหล่งความร้อนที่ปล่อยทิ้งไปแล้วนำกลับมาใช้ใหม่ จากการสำรวจแหล่งความร้อนภายในโรงงานและพิจารณาสถานที่ที่เหมาะสม พบว่าในถังเก็บน้ำของระบบบำบัดกลิ่นที่ใช้ร่วมกับกระบวนการผลิตพริกป่นขนาด กว้าง 602 cm. ยาว 198 cm. สูง 153 cm. มีน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยเหลือทิ้งปริมาตร 15.4 m³ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำภายในถังเท่ากับ 70 °C ได้รับความร้อนเข้าสู่ระบบอย่างต่อเนื่อง ซึ่งมีความเป็นไปได้ในการนำความร้อนดังกล่าวไปแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับผลิตน้ำร้อน เพื่อทดแทนการใช้ไอน้ำในการผสมน้ำร้อนแบบเดิมได้ จากการพิจารณาสถานที่ติดตั้ง ขนาดอุปกรณ์ และการดำเนินงานสร้าง ทางผู้วิจัยสรุปว่า ต้องการสร้างระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด (Helical Coil Heat Exchanger)

จากการสืบค้นหนังสือและข้อมูลงานวิจัย จะเห็นได้ว่าระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด กรณีเชื่อมต่อในของเหลวจะใช้ทั้งท่อเปลือยและแบบติดครีป [1-11] แต่เนื่องจากของเหลวมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่สูง สามารถใช้ในการถ่ายเทความร้อนได้ดี จึงไม่จำเป็นต้องเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มครีป นอกจากนั้นการใช้ท่อเปลือยยังช่วยลดการอุดตันที่อาจจะมาติดครีประบายความร้อนได้อีกด้วย

จากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่พบผลการศึกษาระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่เชื่อมต่อในของเหลวที่มีสารแขวนลอย ดังนั้นผู้วิจัยจึงต้องการศึกษาหาตัวแปรที่ส่งผลต่อการแลกเปลี่ยนความ

ร้อน โดยการสร้างชุดทดลองขนาดเล็กจำลองสภาพการทำงานระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย ในขณะที่ไหลผ่านท่อขด ให้ใกล้เคียงกับสภาวะทำงานจริงกับระบบบำบัดกลิ่นที่ต้องการดึงความร้อน เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัดกลิ่นดังกล่าวต่อไป นอกจากนี้ความรู้ที่ได้จากการศึกษานี้ยังสามารถไปประยุกต์ใช้กับโรงงานอุตสาหกรรมที่มีแหล่งความร้อนทั้งในลักษณะดังกล่าวกลับมาใช้ประโยชน์ได้

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

เพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยใน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

1.3 สมมุติฐานการวิจัย

1.3.1 ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ติดตั้งในถังน้ำร้อนที่หุ้มฉนวนอย่างดี รวมถึง ระบบท่อทาง ข้อต่อ ข้องอ ทั้งหมดถูกหุ้มฉนวนอย่างดี ทำให้ไม่สูญเสียความร้อนออกนอกขอบเขต ของอุปกรณ์ดังกล่าว หรือกล่าวได้ว่าการสูญเสียความร้อนออกจากถังน้ำร้อนเป็นกระบวนการแบบ อะไดแบติก (Adiabatic Process) ดังนั้นค่าความร้อนสูญเสียออกนอกขอบเขตเท่ากับศูนย์

1.3.2 อุณหภูมิผิวท่อขด มีอุณหภูมิเฉลี่ยสม่ำเสมอและเท่ากันตลอดความยาวของท่อ

1.3.3 ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดถูกแช่อยู่ในถังน้ำร้อนที่ไหลเวียน ดังนั้น การคำนวณการถ่ายเทความร้อนผิวท่อด้านนอก เป็นการคำนวณการพาความร้อนแบบบังคับ (Force Convection)

1.3.4 คุณสมบัติของน้ำที่ใช้ในการคำนวณ และการทดลอง สำหรับของไหลภายในท่อ มี คุณสมบัติเท่ากับน้ำบริสุทธิ์และของไหลภายนอกท่อ มีคุณสมบัติเท่ากับน้ำผสมสารแขวนลอย

1.3.5 ในการคำนวณไม่คิดผลของการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ (Kinematic Energy) และ พลังงานศักย์ (Potential Energy)

1.3.6 ไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงความดันในระบบ เนื่องจากระบบที่ใช้เป็นระบบเปิด และความดันของไหลในระบบเท่ากับความดันบรรยากาศ

1.3.7 เมื่ออัตราการไหลที่มากขึ้น ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมดีขึ้น

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

1.4.1 ออกแบบและสร้างชุดทดลองแบบท่อขดที่ทำจากท่อทองแดง ติดตั้งอยู่ในถังน้ำร้อนที่หุ้มฉนวนอย่างดี สามารถควบคุมอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ (\dot{m}_c) และควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยภายนอกท่อ (\dot{m}_h) ได้

1.4.2 ตัวแปรที่ส่งผลต่อประสิทธิผลของระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ได้แก่ อัตราการไหลภายในและภายนอก ($\dot{m}_{c,h}$) และอุณหภูมิ (T) ของสารทำงาน อัตราส่วนผสมน้ำกับสารแขวนลอย (Sus) ค่าเรโนลด์สเบอร์ (Re) ค่าตัวเลขนัมเบอร์ (Nu) ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) เป็นต้น

1.4.3 สภาพที่ใช้ในการศึกษาในการวิจัย ดังนี้

1.4.3.1 อัตราการไหลภายในท่อ (\dot{m}_c) ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเท่ากับ 0.066 kg/s

1.4.3.2 อัตราการไหลภายนอกท่อ หรือ น้ำร้อนผสมสารแขวนลอย (\dot{m}_h) เท่ากับ 1.1 kg/s ที่สถานะของไหลบริสุทธิ์

1.4.3.3 อุณหภูมิของน้ำเย็นทางเข้าท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเท่ากับ $30 \pm 3^\circ\text{C}$

1.4.3.4 อุณหภูมิของน้ำร้อนในถังแลกเปลี่ยนคงที่เท่ากับ 65°C

1.4.4 การวิเคราะห์และเปรียบเทียบผลการทดลอง พิจารณาจากประสิทธิผลของระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.5 ชุดทดลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่ทำการศึกษาในโครงการวิจัยนี้ ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นภายในท่อกับน้ำร้อนภายนอกท่อที่ผสมสารแขวนลอย ที่อัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยสำหรับของไหลภายนอกท่อที่ปรับ 100:0.0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8 และ 93.3:6.7 ตามลำดับ

1.5 ขั้นตอนการวิจัย

1.5.1 ศึกษาระบบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1.5.2 ออกแบบระบบการทำงาน

1.5.3 กำหนดหาขนาดของอุปกรณ์

- 1.5.4 เลือกวัสดุอุปกรณ์และสร้างชุดทดลอง
- 1.5.5 ออกแบบขั้นตอนการทดลองและตารางบันทึกผล
- 1.5.6 ทำการทดลองและวิเคราะห์ผล
- 1.5.7 สรุปผลการวิจัย
- 1.5.8 จัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.6.1 สามารถนำข้อมูลที่ได้จากชุดทดลองไปออกแบบสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งความร้อนที่มีปริมาณสารแขวนลอยในน้ำ
- 1.6.2 สามารถนำความร้อนที่ปล่อยทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ลดต้นทุนด้านพลังงาน



บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ผู้วิจัยได้ลำดับหัวข้อการศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ใช้ในการออกแบบและสร้างชุดทดลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อดังนี้

- 2.1 ความสัมพันธ์เอ็มไพริคัลและการไหลในท่อ
- 2.2 การไหลผ่านขั้วท่อและทรงกลม
- 2.3 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ
- 2.4 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ
- 2.5 การจัดเส้นทางการไหล
- 2.6 หลักการออกแบบทางความร้อน
- 2.7 การกำหนดการไหล
- 2.8 การแจกแจงอุณหภูมิ
- 2.9 ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย
- 2.10 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
- 2.11 ประสิทธิภาพและ NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 2.12 ตัวอย่างการคำนวณ
- 2.13 ผลของความเสียหายในของไหลต่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 2.14 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ความสัมพันธ์เอ็มไพริคัลและการไหลในท่อ

การวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนที่มีลักษณะการไหลภายในท่อที่เป็นการไหลเต็มท่อแบบราบเรียบในหลายๆกรณี ซึ่งพิจารณาให้เป็นการไหลแบบราบเรียบ โดยคุณสมบัติต่างๆของของไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงมากขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ระบบการไหลแบบปั่นป่วนเป็นการพิจารณาถึงผลกระทบต่ออัตราการเปลี่ยนความร้อนและอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนที่เกี่ยวข้องได้ ปัญหาเหล่านี้มักเป็นปัญหาที่ยาก บางครั้งต้องใช้การแก้ปัญหาด้วยวิธีวิเคราะห์ สำหรับการออกแบบและเหตุผลทางวิศวกรรม ความสัมพันธ์เอ็มไพริคัลโดยปกติแล้วสามารถนำมาใช้ได้ดี ในหัวข้อนี้แสดงสิ่งที่สำคัญบางประการและความสัมพันธ์เอ็มไพริคัลที่นำมาใช้ประโยชน์และผลที่ได้ออกมาจากข้อกำหนดเหล่านั้น

อุณหภูมิบัลค์ (The Bulk Temperature)

สิ่งแรกเสนอให้พิจารณาถึงแนวคิดของอุณหภูมิบัลค์ ซึ่งเป็นสิ่งที่สำคัญสำหรับทุกๆปัญหาของการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งการไหลภายในช่องปิด สังเกตได้ว่าอุณหภูมิบัลค์แสดงด้วยเงื่อนไขที่เป็นค่าพลังงานที่เกิดจากค่าความหนืดเฉลี่ยที่ผสมกัน ดังนั้น สำหรับการไหลภายในท่อในภาพที่ 2.1 พลังงานทั้งหมดที่เพิ่มเข้าสู่ท่อนั้นนำมาแสดงในเทอมของค่าความแตกต่างอุณหภูมิบัลค์ ดังนี้

$$q = \dot{m}c_p(T_{b2} - T_{b1}) \quad (2.1)$$

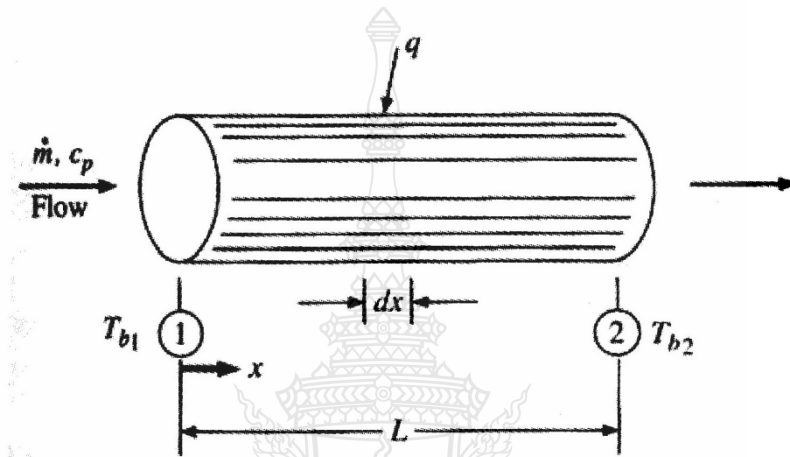
ให้ค่า c_p คือค่าคงที่ที่ได้รับบนช่วงของความยาวนี้ ค่าความยาวที่แตกต่างกัน dx ถูกให้ความร้อน dq นำมาแสดงได้ทั้งในเทอมของค่าความแตกต่างของอุณหภูมิบัลค์หรือในเทอมของค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน ดังนี้

$$dq = \dot{m}c_p dT_b = h(2\pi r)dx(T_w - T_b) \quad (2.2)$$

เมื่อ T_w และ T_b คืออุณหภูมิของผนังและบัลค์ที่ตำแหน่ง x และปริมาณการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดนำมาเขียนแสดงได้ดังนี้

$$q = hA(T_w - T_b)_{av} \quad (2.3)$$

เมื่อ A คือพื้นที่ผิวทั้งหมดที่เกิดการถ่ายเทความร้อน เพราะว่าทั้ง T_w และ T_b สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตลอดความยาวของท่อ ดังนั้น เพื่อความเหมาะสมกับกระบวนการ แนวโน้มของวิธีนี้ก็ คือต้องการคำนวณหาค่า h ซึ่งก็คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบการพา โดยจะเป็นการวิเคราะห์ด้วยวิธีการหาค่าแตกต่าง เพื่อคิดหาสัดส่วนของค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ 2.1 การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดในเทอมของความแตกต่างของอุณหภูมิบัลค์ [12]

ภาพแบบนี้สำหรับการคำนวณการถ่ายเทความร้อนเมื่อมีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อภายในท่อราบเรียบโดย

$$Nu_d = 0.023Re_d^{0.8}Pr^n \quad (2.4)$$

คุณสมบัติต่างๆในสมการนี้ประเมินด้วยอุณหภูมิบัลค์ของของไหลโดยเฉลี่ยและตัวเลขยกกำลัง n กำหนดให้มีค่าดังต่อไปนี้

$$n = 0.4 \text{ สำหรับการให้ความร้อนแก่ของไหล}$$

$$n = 0.3 \text{ สำหรับการระบายความร้อนแก่ของไหล}$$

สมการ (2.4) เป็นการกำหนดการไหลแบบปั่นป่วนที่ไหลเต็มท่อภายในท่อราบเรียบ ซึ่งของไหลนี้ประกอบด้วยเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ในช่วงประมาณ 0.6 ถึง 100 และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ได้นำนามวลเฉลยที่คิดไว้สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อราบเรียบอาจคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4}$$

$$\text{สำหรับ } 0.5 < Pr < 1.5; 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \quad (2.5)$$

หรือ

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4}$$

$$\text{สำหรับ } 1.5 < Pr < 500; 3000 < Re < 10^6 \quad (2.6)$$

สิ่งหนึ่งอาจมีคำถามสำหรับภาพของฟังก์ชันของสมการ (2.4) ผลทางกายภาพคิดจากค่าของผลที่ได้จากการทดลองด้วยการวิเคราะห์จะแสดงให้เห็นว่าจะขึ้นอยู่กับกระบวนการถ่ายเทความร้อนในสนามของการไหล กล่าวคือจะขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ ความสัมพันธ์ของอัตราการแพร่กระจายของความร้อนและ โมเมนต์ที่สัมพันธ์กันโดยเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ ดังนั้น พรินด์นัมเบอร์จึงเป็นตัวแปรอีกตัวหนึ่งที่เป็นนัยสำคัญของผลเฉลยสุดท้าย เรามั่นใจว่าปริมาณการถ่ายเทความร้อนจะขึ้นอยู่กับค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และพรินด์นัมเบอร์ แต่มีคำถามอีกว่า ภาพแบบของฟังก์ชันที่ขึ้นด้วยตัวเลขกำลังสองของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และพรินด์นัมเบอร์หรือไม่

คำตอบ คือ สิ่งหนึ่งที่เราจะคาดหวังว่าภาพแบบของฟังก์ชัน ซึ่งปรากฏกับแผ่นเรียบที่ได้ผลเฉลย โดยใช้การวิเคราะห์ เช่นเดียวกับค่าเรโนลด์ในกรณีที่เป็นการไหลแบบปั่นป่วน ในขณะที่เป็นการไหลแบบปั่นป่วนในขณะที่ประเภทของฟังก์ชันที่สัมพันธ์กันนี้เหมาะสมกับการนำไปใช้ด้วยค่าความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลอง ดังจะได้อธิบายต่อไป

สมมุติว่าจำนวนของผลการทดลองที่นำมาได้จากการวัดอัตราการถ่ายเทความร้อนของไหลชนิดต่างๆภายในท่อเรียบที่เป็นการไหลแบบปั่นป่วนภายใต้เงื่อนไขของอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่แตกต่างกันอาจนำมาใช้กับการเปลี่ยนแปลงช่วงของเรย์โนลด์นัมเบอร์แทนการเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของมวลเราต้องการผลเฉลยจากการทดลองเหล่านี้โดยทั่วไปได้มาจากสมการจากการทดลองสมการหนึ่ง ซึ่งแสดงด้วยตารางทั้งหมด ดังได้อธิบายแล้วข้างต้น เราอาจจะคาดหวังตารางการถ่ายเทความร้อนจะขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์นัมเบอร์และพรินด์นัมเบอร์ฟังก์ชันของตัวกำลังสำหรับแต่ละตัวแปรเหล่านั้นมุ่งหวังจะเป็นชนิดที่ง่ายที่สุด ความสัมพันธ์นำมาแสดงกำหนดให้ดังนี้

$$Nu_d = CRe_d^m Pr^n$$

เมื่อ C , m และ n คือค่าคงที่ที่ได้จากตารางผลการทดลอง นำเอาค่า Nu_d มาพล็อตกราฟเทียบกับ Re_d โดยใช้สเกลล็อก สิ่งแรกที่ต้องทำสำหรับของไหลใดๆ ก็คือการนำมาประเมินค่านั้นให้ขึ้นอยู่กับปริมาณการถ่ายเทความร้อนด้วยค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ ตัวอย่างเช่น การหาค่าโดยประมาณของตัวเลขยกกำลัง m จากการพล็อตกราฟนี้ให้ใช้กับของไหลที่มีอุณหภูมิคงที่ ดังนั้น ผลกระทบจากพรีนัมเบอร์จะมีค่าน้อย ซึ่งพรีนัมเบอร์จะประมาณการให้มีค่าคงที่ โดยใช้เพื่อการประเมินครั้งแรกด้วยค่าตัวเลขยกกำลัง m ตารางของของไหลทั้งหมดนำมาพล็อตกราฟในภาพแบบของสเกล $\log(Nu_d / Re_d^m)$ เทียบกับ $\log Pr$ และค่าของตัวเลขยกกำลัง n นี้สามารถหาค่าได้ โดยการใช้ค่าของ n นี้ ค่าจากตารางทั้งหมดถูกนำมาพล็อตอีกครั้งหนึ่งระหว่าง $\log(Nu_d / Pr^n)$ เทียบกับ $\log Re_d$ และค่าสุดท้ายของตัวเลขยกกำลัง m หาได้เช่นเดียวกับค่าของ C ตัวอย่างสุดท้ายชนิดหลังนี้เป็นตารางที่พล็อตกราฟดังแสดงในภาพ 2.2 สมการแสดงความสัมพันธ์สุดท้าย โดยปกติเมื่อเทียบกับค่าที่ได้แสดงไว้ในตารางนั้นมีค่า $\pm 25\%$

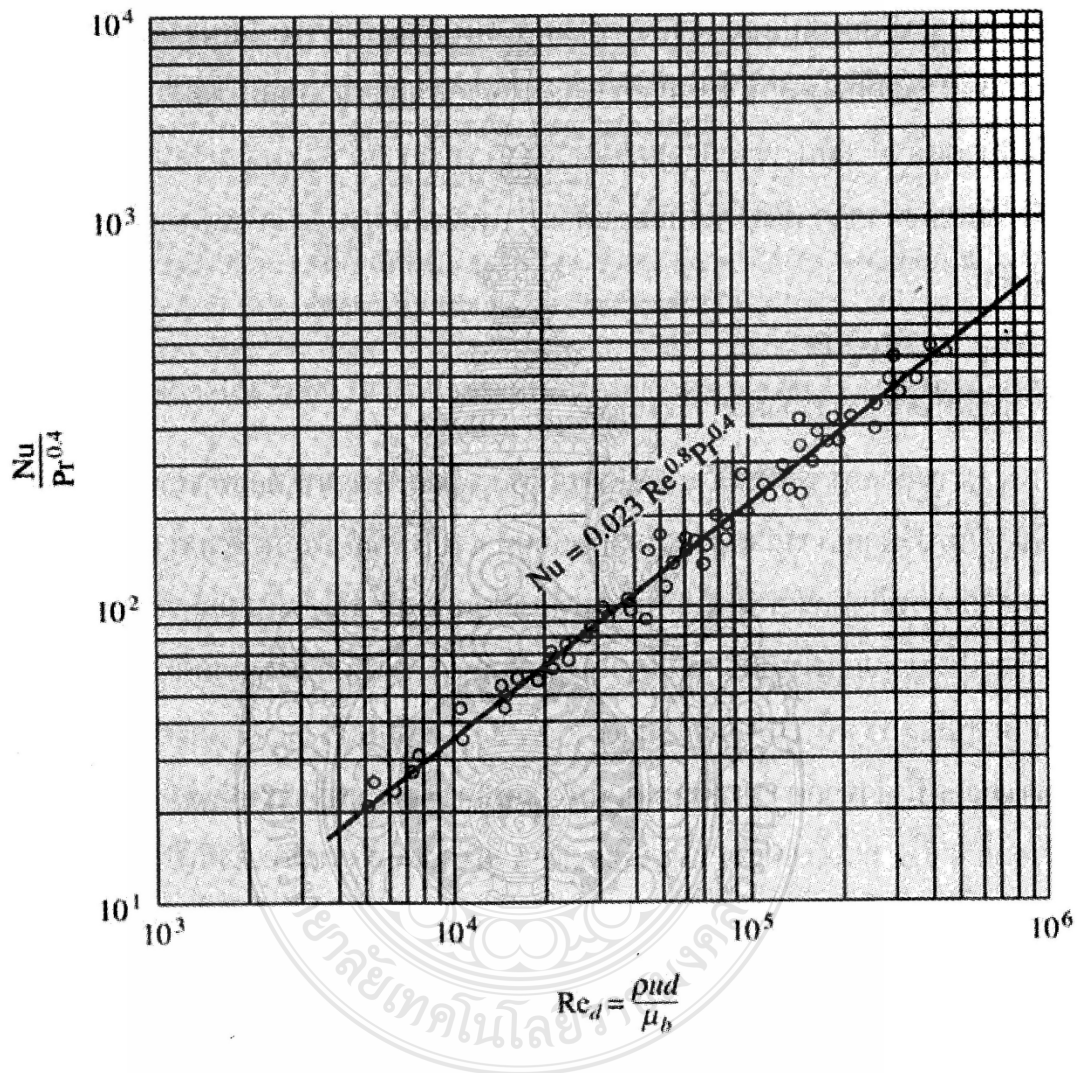
ถ้าหากความแตกต่างอุณหภูมิกว้างมากก็จะแสดงถึงภาพแบบของการไหล กล่าวคือ อาจต้องมีการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของของไหลที่ยอมรับได้ระหว่างผนังของท่อกับการไหลที่จุดกึ่งกลาง คุณสมบัติที่เปลี่ยนแปลงนี้อาจจะต้องแสดงให้เห็นชัดเจนถึงการเปลี่ยนแปลงค่าของภาพด้านข้างของความเร็ว ดังแสดงในภาพที่ 2.3 จากการเปลี่ยนแปลงภาพด้านข้างของอุณหภูมิสำหรับการไหลแบบมีอุณหภูมิคงที่ (ไอโซเทอร์มอล) ดังแสดงในภาพคือ ผลเฉลยของความจริงที่ว่าความเร็วของก๊าซเพิ่มขึ้นด้วยการเพิ่มอุณหภูมิ ขณะที่ความเร็วของของเหลวลดลงด้วยการลดอุณหภูมิ โดยให้คิดผลของการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติความสัมพันธ์ควรเป็นดังนี้

$$Nu_d = 0.027 Re_d^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.7)$$

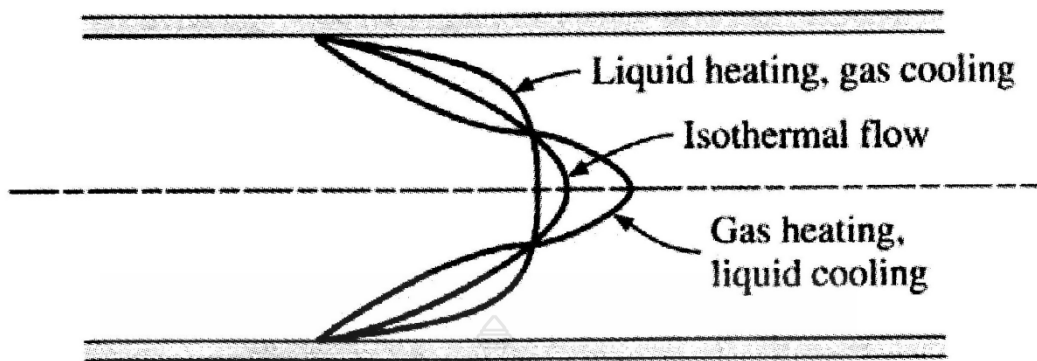
คุณสมบัติต่างๆ ทั้งหมดทำการประเมินที่เงื่อนไขอุณหภูมิมวลค่า ยกเว้น μ_w ซึ่งเป็นการประเมินที่อุณหภูมิผนัง สมการ (2.4) และ (2.5) ใช้กับการไหลในท่อที่เป็นแบบปั่นป่วนเต็มท่อ การพัฒนาการไหลในขอบเขตที่ไหลเข้าไม่เกิดขึ้นและแนะนำว่าสมการที่ใช้เป็นดังนี้

$$Nu_d = 0.036 Re_d^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{d}{L} \right)^{0.055} \quad \text{สำหรับ } 10 < \frac{L}{d} < 400 \quad (2.8)$$

เมื่อ L คือความยาวของท่อและ d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ คุณสมบัติต่างๆในสมการ (2.8) ประเมินด้วยอุณหภูมิจุดเฉลี่ย แสดงตารางผลการทดลองในขอบเขตทางเข้าด้วยค่าความร้อนที่ได้จากน้ำและน้ำมันส่วนการศึกษาจำกัดความของการถ่ายโอนแบบปั่นป่วนด้วยน้ำไหลอยู่ในท่อเรียบ ซึ่งมีค่าฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอแสดงโดย



ภาพที่ 2.2 ความสัมพันธ์ของการไหลในท่อโดยการพาแบบบังคับที่การไหลแบบปั่นป่วน [12]



ภาพที่ 2.3 อิทธิพลของภาพด้านข้างของความเร็วในการไหลภายในท่อแบบราบเรียบ [12]

สมการข้างบนที่เสนอไว้เป็นสมการที่ใช้กับการคำนวณ แต่มีค่าความไม่แน่นอนประมาณ $\pm 25\%$ ได้พัฒนาให้มีความถูกต้องมากขึ้น ถึงแม้ว่าจะมีความยุ่งยากมากขึ้นก็ตาม และได้แสดงสมการการไหลภายในท่อเรียบแบบปั่นป่วนดังนี้

$$\text{Nu}_d = \frac{(f/8) \text{Re}_d \text{Pr}}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n \quad (2.9)$$

เมื่อ $n = 0.11$ สำหรับ $T_w > T_b$, $n = 0.25$ สำหรับ $T_w < T_b$ และ $n = 0$ สำหรับค่าฟลักซ์ความร้อนคงที่ หรือสำหรับก๊าซหลายๆชนิด คุณสมบัติต่างๆทั้งหมดประเมินที่ $T_f = (T_w + T_b)/2$ ใช้สำหรับ μ_b และ μ_w แฟกเตอร์ของความเสียดทาน

$$f = (1.82 \log_{10} \text{Re}_d - 1.64)^{-2} \quad (2.10)$$

สมการ (2.9) ใช้สำหรับช่วงต่างๆดังต่อไปนี้

$0.5 < \text{Pr} < 200$ สำหรับความถูกต้อง 6%

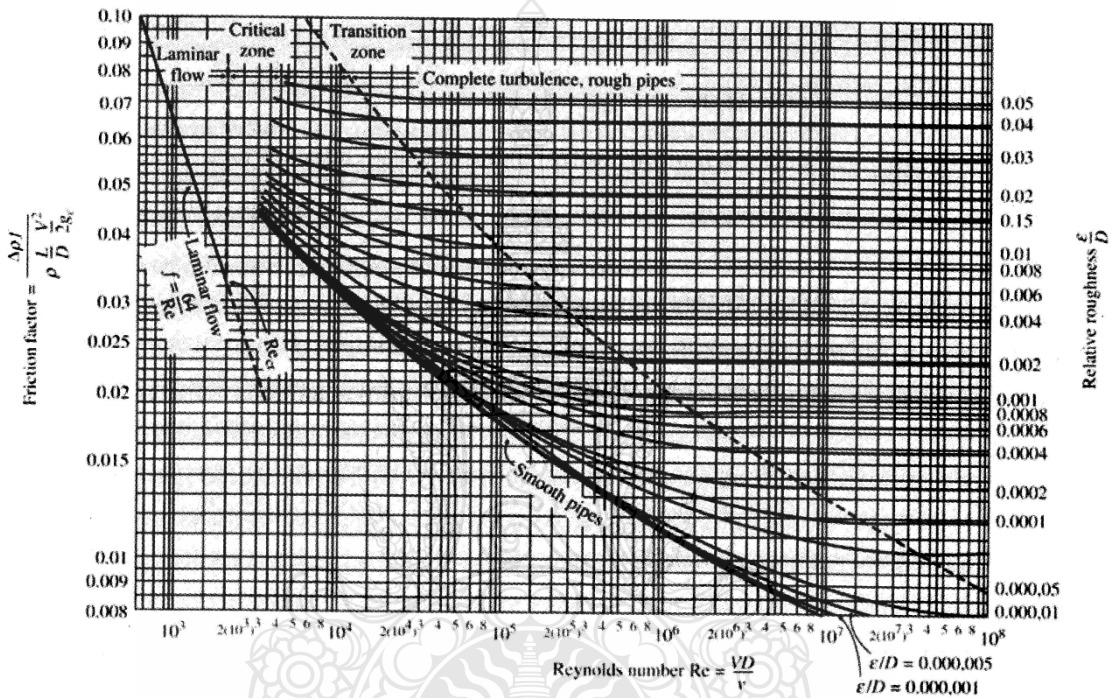
$0.5 < \text{Pr} < 2000$ สำหรับความถูกต้อง 10%

$10^4 < \text{Re}_d < 5 \times 10^6$

$0.8 < \mu_b / \mu_w < 40$

แสดงความสัมพันธ์ที่เป็นวิธีเอ็มไพริคัลต่อไปนี้ สำหรับการไหลภายในท่อแบบปั่นป่วน และการไหลเต็มท่อที่มีอุณหภูมิผนังคงที่

$$Nu_d = 3.66 + \frac{0.0668(d/L) Re_d Pr}{1 + 0.04[(d/L) Re_d Pr]^{2/3}} \quad (2.11)$$



ภาพที่ 2.4 แฟกเตอร์ของความเสียดทาน [12]

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จากความสัมพันธ์นี้ คือ ค่าเฉลี่ยที่อยู่บนช่วงความยาวของท่อนี้ สังเกตว่าการใช้ตัวเลขนัมเบอร์จะกำหนดให้ค่าคงที่ที่ 3.66 เมื่อท่อที่มีความยาวพอเพียง สถานะนี้คล้ายกับปัญหาที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ได้วิเคราะห์ ยกเว้นกรณีที่มีอุณหภูมิที่ผนังคงที่แทนการเปลี่ยนแปลงที่เป็นเชิงเส้นเมื่อเปรียบเทียบกับความยาวภาพด้านข้างของอุณหภูมิที่เป็นการไหลแบบเต็มท่อและเมื่อใช้ค่าตัวเลขนัมเบอร์คงที่

ความสัมพันธ์เอ็มไพริคัลที่อยู่ในภาพร่างที่ง่ายกว่า เป็นการถ่ายเทความร้อนแบบราบเรียบภายในท่อ

$$\text{Nu}_d = 1.86(\text{Re}_d \text{Pr})^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2.12)$$

สมการนี้ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยคิดจากค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิแตกต่างที่จุดเข้ากับจุดออก และคุณสมบัติของไหลทั้งหมดถูกประเมินที่อุณหภูมิเฉลี่ยบัลค์โดยเฉลี่ย ยกเว้น μ_w ซึ่งเป็นการประเมินที่อุณหภูมิของผนัง สมการ (2.11) ที่กล่าวแล้ว ไม่สามารถนำไปใช้กับท่อที่ยาวมากๆ ซึ่งจะให้ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนเป็นศูนย์ การเปรียบเทียบกับสมการ (2.11) กับความสัมพันธ์อื่นที่แสดงด้วยข้อจำกัด ดังนี้

$$\text{Re}_d \text{Pr} \frac{d}{L} > 10$$

ผลที่ได้ของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และพรันด์นัมเบอร์ซึ่งเกิดขึ้นกับการไหลแบบราบเรียบ ความสัมพันธ์เช่นนี้เรียกว่า Peclet number

$$Pe = \frac{d u \rho C_p}{k} = \text{Re}_d \text{Pr} \quad (2.13)$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบราบเรียบมักค่อนข้างยุ่งยาก แสดงผลกระทบโดยธรรมชาติแทนด้วยผลของการพาแบบบังคับ การกำหนดปัญหาที่ผสมกันของการพาแบบบังคับกับการพาแบบอิสระได้มีการวิเคราะห์ไว้แล้ว

ความสัมพันธ์ต่างๆ ที่เป็นเอ็มไพริคัลได้แสดงไว้ข้างบนยกเว้นสมการ (2.9) ที่ใช้กับท่อเรียบ ความสัมพันธ์โดยทั่วไปเล็กๆน้อยๆ ซึ่งเกี่ยวข้องกับท่อที่มีผิวหยาบ และบางครั้งเหมาะสมกับค่าเรย์โนลด์ระหว่างความเสียดทานของของไหลกับการถ่ายเทความร้อน โดยใช้ผลเฉลยภายใต้กรณีเหล่านี้ สามารถนำมาแสดงในเทอมของสแตนต์นัมเบอร์ได้

$$\text{St}_b \text{Pr}_f^{2/3} = \frac{f}{8} \quad (2.14)$$

สัมประสิทธิ์ของความเสียดทาน f กำหนดได้ดังนี้

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \rho \frac{u_m^2}{2g_c} \quad (2.15)$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วของการไหลเฉลี่ย ค่าต่างๆ ของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เงื่อนไขของความหยาบแตกต่างกันดังแสดงในภาพที่ 2.4

สังเกตว่าความสัมพันธ์ในภาพที่ (2.10) ยกเว้นการเอาสแตนต์นัมเบอร์ไปคูณด้วย $Pr^{2/3}$ แล้วจึงคิดถึงผลของการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติทางความร้อนของของไหลที่แตกต่างกัน ดังนั้นการแก้ไขต่อไปนี้ พิจารณาจากเหตุผลที่ว่าค่าความเสียดทานของของไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ไหลภายในท่อนี้สัมพันธ์กับพรีนคัมเบอร์และใช้วิธีเดียวกันกับความสัมพันธ์ของการไหลบนแผ่นเรียบ ในสมการ (2.14) สแตนต์นัมเบอร์คิดจากอุณหภูมิบัลค์ ขณะที่พรีนคัมเบอร์และแฟกเตอร์ความเสียดทานคิดจากคุณสมบัติต่างๆ ที่ประเมินด้วยอุณหภูมิฟิล์ม ข้อมูลต่อไปนี้เป็นารแสดงผลของความหยาบของท่อที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนถ้าในกรณีที่ช่องทางไหลผ่านของการไหลมีพื้นที่ภาคตัดไม่กลม ได้มีข้อเสนอแนะว่าความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนนี้จะขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของของไหล D_H กำหนดโดย

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (2.16)$$

เมื่อ A คือพื้นที่ภาคตัดขวางของการไหลและ P คือเส้นรอบภาพของผิวเปียก การใช้ทอมนีเพราะว่าเป็นค่าของเส้นผ่านศูนย์กลางทางกายภาพ เมื่อนำมาใช้กับภาคตัดขวางวงกลมเส้นผ่านศูนย์กลางของไหลแล้ว อาจจะต้องนำมาใช้กับการคำนวณนัสเซิลและเรย์โนลด์นัมเบอร์ และการคิดค่าสัมประสิทธิ์ของความเสียดทานเพื่อใช้กับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ถึงแม้ว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของเหลวเป็นแนวคิดหนึ่งที่ยอมรับกัน ซึ่งแสดงด้วยความสัมพันธ์ของความเสียดทานของของไหลกับการถ่ายเทความร้อนและใช้แก้ปัญหาต่างๆ โดยทั่วไป มีข้อสังเกตที่ยกเว้นบางประการซึ่งเป็นวิธีการที่ไม่ได้นำมาใช้งานกับบางปัญหาขรวมอยู่ในปัญหาของการถ่ายเทความร้อนภายในก็คือ การพิจารณาช่องทางที่ไม่กลม ผู้ที่สนใจสามารถอ่านได้ตามคำแนะนำการวิเคราะห์เหล่านี้

ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของของไหล สำหรับการไหลแบบราบเรียบเต็มท่อในส่วนที่มีภาคตัดขวางของการไหลที่แตกต่างกันและผลลัพธ์จากความสัมพันธ์บางประการ

ดังแสดงในตารางที่ 2.1 ในตารางต่อไปนี้เป็นค่าสัมประสิทธิ์ นัสเซลและเรโนลด์นัมเบอร์ที่คิดจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของของไหลที่พื้นที่ภาคตัดขวางของการไหลนี้

\overline{Nu}_H = นัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับพลัสความร้อนสม่ำเสมอในทิศทางการไหลและอุณหภูมิผนังสม่ำเสมอที่ภาคตัดขวางของการไหล

\overline{Nu}_T = นัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับอุณหภูมิผนังสม่ำเสมอ

$\frac{fRe_{DH}}{4}$ = ผลที่ได้ของแฟกเตอร์ความเสียดทานและเรโนลด์นัมเบอร์ที่คิดจากเส้นผ่านศูนย์กลางของของไหล

ค่านัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสำหรับขอบเขตที่ทางเข้าแบบราบเรียบของท่อกลม และเป็นกรณีที่ไหลแบบเต็มท่อ, ผลลัพธ์จากการวิเคราะห์เหล่านี้แสดงในภาพที่ 2.5 ในเทอมที่เป็นสัดส่วนกลับของ Graetz Number (Gz) ดังนี้

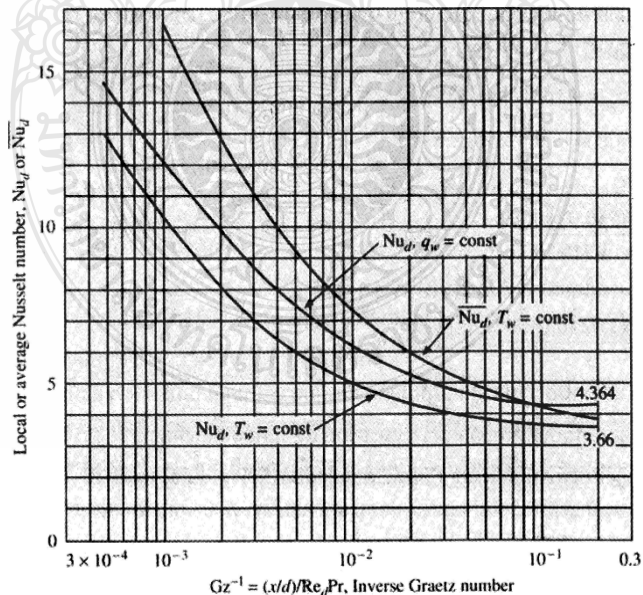
$$Gz = Re Pr \frac{d}{x} \quad (2.17)$$

ผลกระทบที่บริเวณทางเข้าสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อที่มีความยุ่งยากมากกว่าการไหลแบบราบเรียบและไม่สามารถแสดงในเทอมของฟังก์ชันง่ายๆด้วย Graetz Number ได้ Kays ได้คำนวณผลกระทบของค่าต่างๆของ Re และ Pr ดังผลสรุปไว้ การแสดงจำนวนด้วยอัตราส่วนของนัสเซลนัมเบอร์ที่ตำแหน่งใดๆกับระยะความยาวจากจุดที่เข้าหรือเงื่อนไขความร้อนที่มีการไหลเต็มท่อ โดยทั่วไป นัสเซลนัมเบอร์มีค่าสูงกว่าที่ระยะของความยาวที่สุดทางเข้าที่สั้นกว่า เราจะเห็นว่าความยาวที่ทางเข้าพิจารณาด้วยค่าความร้อน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมีค่าสั้นกว่าการไหลในส่วนที่เป็นแบบราบเรียบ

การสำรวจที่สมบูรณ์ขึ้นในความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนจำนวนมาก สามารถนำมาใช้กับการไหลในท่อและช่องทาง ดังแสดงโดย

ตารางที่ 2.1 การถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของของไหล สำหรับกรไหลเต็มท่อ [12]

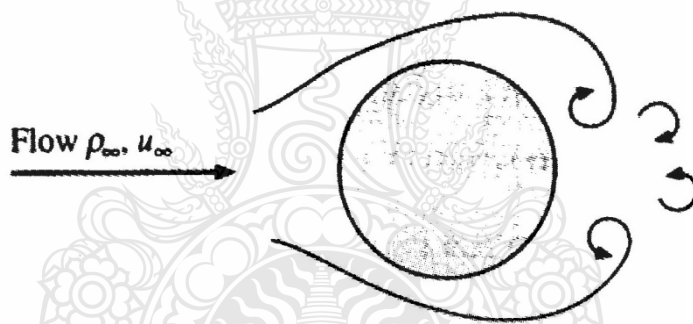
รูปร่าง ($L/D_h > 100$)	Nu_H ฟลักซ์ความร้อนของผนังใน แนวแกนมีค่าคงที่	Nu_T ฟลักซ์ความร้อนของผนังใน แนวแกนมีค่าคงที่	$f Re_{D_h} / 4$
	3.11	2.47	13.333
	3.608	2.976	14.277
	4.002	3.34	15.054
	4.123	3.391	15.548
	4.364	3.657	16.000
	5.331	4.44	18.23
	4.79	3.96	17.25
	6.490	5.597	20.585
	8.235	7.541	24.000
	5.385	4.861	24.000



ภาพที่ 2.5 นัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยของท่อกลมที่บริเวณทางเข้าเป็นการไหลแบบราบเรียบ [12]

2.2 การไหลผ่านข้ามท่อและทรงกลม

วิศวกรส่วนใหญ่อาจสนใจในคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนในระบบที่มีการไหลอยู่ภายในท่อ หรือการไหลอยู่บนแผ่นเรียบ ซึ่งมีความสำคัญเท่าๆกับการถ่ายเทความร้อนที่อาจจะได้รับจากการไหลผ่านข้ามท่อทรงกลมเช่นกัน ดังแสดงในภาพที่ 2.6 ขณะเดียวกันจะต้องมีการกำหนดการสร้างชั้นขอบเขตบนทรงกระบอกเพื่อหาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนที่มีความยาวเท่าๆกับชั้นขอบเขตที่เป็นแบบราบเรียบและพฤติกรรมที่ดี จึงเป็นไปได้ที่จะคำนวณปริมาณการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการที่คล้ายกันกับการวิเคราะห์ชั้นขอบเขต ซึ่งเป็นสิ่งที่จำเป็นมาก อย่างไรก็ตาม ต้องรวมค่าความดันกับการวิเคราะห์นี้ด้วย ซึ่งเป็นสิ่งที่จำเป็นมากเพราะว่าผลกระทบของชั้นขอบเขตของภาพด้านข้างของลักษณะความเร็วที่สามารถขยายผลออกมาได้ ในความเป็นจริงค่าความดันนี้เป็นสาเหตุทำให้เกิดขอบเขตที่มีการแยกการไหลไปสู่ด้านหลังของทรงกระบอก เมื่อความเร็วของกระแสไหลอิสระมีปริมาณมากพอ



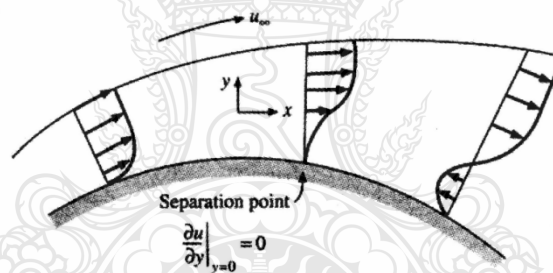
ภาพที่ 2.6 การไหลผ่านข้ามทรงกระบอก [12]

หลักการพื้นฐานเพื่อแยกชั้นขอบเขตดังแสดงในภาพที่ 2.7 ผลทางกายภาพซึ่งอธิบายพื้นฐานด้วยวิธีเชิงปริมาณคือ ประกอบด้วยทฤษฎีของชั้นขอบเขต ค่าความดันที่ผ่านชั้นขอบเขตที่มีค่าคงที่ ρ ทุกๆตำแหน่ง x ที่กระทำบนวัตถุ ในกรณีทรงกระบอก สิ่งหนึ่งที่ต้องทำคือให้วัดระยะ x จากจุดรวม (จุดนิ่ง) ด้านหน้าของทรงกระบอก ดังนั้น ค่าความดันในชั้นขอบเขตจะเป็นไปตามกระแสไหลอิสระที่ไหลรอบๆ ทรงกระบอก พฤติกรรมที่เกิดขึ้นนี้จะแย้งกับหลักการพื้นฐานบางประการ ซึ่งต้องใช้ชั้นขอบเขตขณะที่ไหลผ่านด้านหน้าของทรงกระบอก ต่อไปค่าความดันจะลดลงและเพิ่มขึ้นที่บริเวณด้านหลังของทรงกระบอก ผลจากการเพิ่มความเร็วกระแสไหลอิสระที่บริเวณด้านหน้าของทรงกระบอก และจะมีค่าลดลงที่บริเวณด้านหลัง ความเร็วที่ไหลกลับ (นั่นคือ ความเร็วที่ขนานกับผิว)

จะมีค่าลดลงจาก u_∞ ที่ขอบด้านนอกของชั้นขอบเขตไปมีค่าเป็นศูนย์ที่ผิว ขณะที่ไหลไปสู่ด้านหลังของทรงกระบอก ค่าความดันจะเพิ่มขึ้น อันสืบเนื่องจากความเร็วของกระแสไหลอิสระลดลง และไหลออกจากชั้นขอบเขต ความดันที่เพิ่มขึ้นจะลดลง ค่าความเร็วนี้สัมพันธ์กัน แล้วจึงให้ผลออกมา ซึ่งนำมาเขียนด้วยสมการเบอร์นูลีเป็นไปตามเส้นกระแสไหล ดังนี้

$$\frac{dp}{\rho} = -d\left(\frac{u^2}{2g_c}\right)$$

ซึ่งค่าความดันที่กำหนด โดยเฉพาะในส่วนที่ไหลผ่านนอกจากชั้นขอบเขตนั้นจะกำหนดให้มีค่าคงที่ เราสังเกตได้ว่าการไหลย้อนกลับนั้นอาจจะเริ่มต้นที่บริเวณชั้นขอบเขตที่จุดใกล้ๆ ผิว ตัวอย่างเช่น โมเมนต์ัมของชั้นของของไหลที่บริเวณใกล้ๆ ผิวไม่สูงพอที่จะกลับมาเพิ่มค่าความดันได้อีกเมื่อค่าความเร็วที่ผิวลดลงเป็นศูนย์ การไหลนี้เรียกว่าจุดแยกไหลที่เกิดขึ้นจริง



ภาพที่ 2.7 การกระจายของความเร็วที่แสดงจุดแยกไหลบนทรงกระบอกที่มีการไหลข้าม [12]

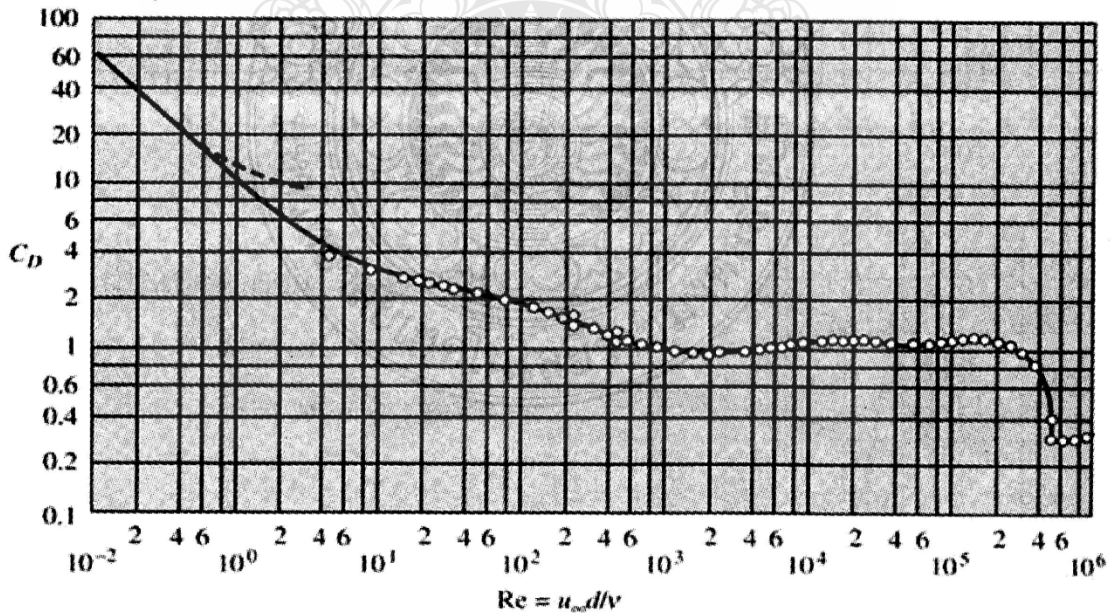
จุดแยกไหลที่ $\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$

ที่จุดแยกไหลดังแสดงในภาพ 2.7 ขณะที่ไหลผ่านจุดแยกไหลจะเกิดการไหลกลับ ดังแสดงในภาพ 2.7 ลักษณะที่เกิดขึ้นจริงขอบเขตการแยกการไหลที่ด้านหลังทรงกระบอกจะกลายเป็นการไหลแบบปั่นป่วน และมีการปรับเปลี่ยนการเคลื่อนที่ที่เกิดขึ้น

ค่าสัมประสิทธิ์ของแรงต้านสำหรับส่วนที่ประกบกับวัตถุกำหนดดังนี้

$$\text{แรงต้าน} = F_D = C_D A \frac{\rho u_\infty^2}{2g_c} \quad (2.18)$$

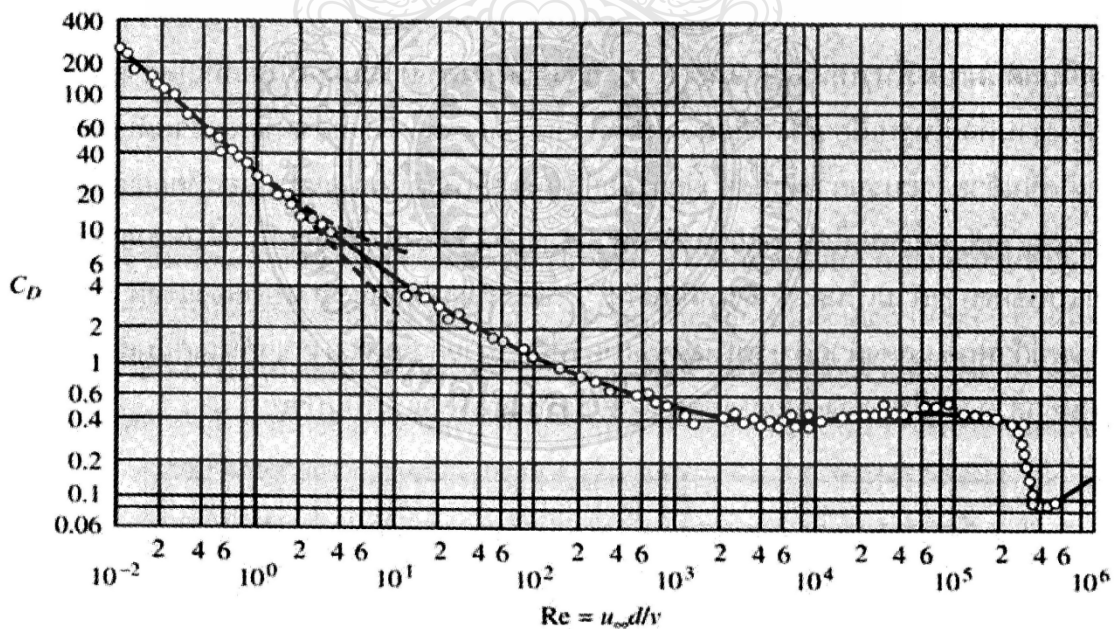
เมื่อ C_D คือสัมประสิทธิ์แรงต้านและ A คือพื้นที่ด้านหน้าของวัตถุที่สัมผัสหรือประกบกับการไหล สำหรับภาพทรงกลมก็คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวนั่นเอง ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านสำหรับทรงกระบอกและทรงกลมต่างๆ แสดงไว้เป็นฟังก์ชันกับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ในภาพที่ 2.7 และ 2.8 แรงต้านบนทรงกระบอกเป็นผลที่เกิดจากการรวมค่าความต้านทานของความเสียดทานที่อยู่ในภาพเดียวกัน หรือความดันที่ด้าน ผลเฉลยจากขอบเขตของความดันต่ำบริเวณส่วนปลายของทรงกระบอกเกิดขึ้นด้วยกระบวนการที่เกิดจากการแยกไหลที่เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ต่ำ และที่ยกกำลังหนึ่ง จะไม่มีการแยกไหล และผลเฉลยของแรงต้านทั้งหมดได้จากความเสียดทานของค่าความหนืดที่เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ยกกำลัง 10 ค่าความเสียดทานและภาพแบบของการต้านเป็นค่ากำลังเหมือนกัน ขณะที่ผลลัพธ์ของภาพแบบแรงต้านจากการไหลแบบปั่นป่วนภายในขอบเขตที่กำหนด แสดงด้วยค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่มีค่ามากกว่า 1000 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ประมาณ 10^5 คัดที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง การไหลของชั้นขอบเขตอาจกลายเป็นการไหลแบบปั่นป่วน



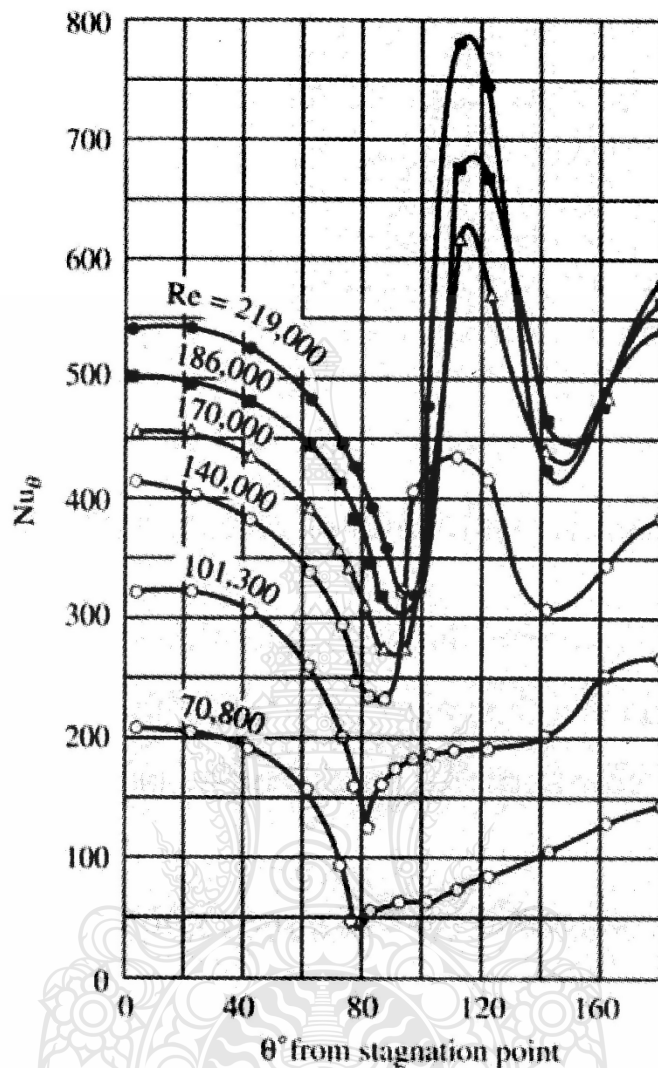
ภาพที่ 2.8 สัมประสิทธิ์แรงต้านสำหรับทรงกระบอกกลมเป็นฟังก์ชันของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ [12]

ผลที่ได้จะเห็นว่าลักษณะของเส้นความเร็วจะชันขึ้นและชันมากที่สุดภายหลังจากที่เกิดการแยกไหลไปแล้ว จากนั้นลักษณะของแรงต้านจะลดลงและแสดงด้วยเส้นกราฟของสัมประสิทธิ์แรงต้านที่แยกออกด้วยค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 3 \times 10^5$ ผลเฉลยที่เหมือนกันนี้นำมาใช้กับทรงกลม ซึ่งมีลักษณะเดียวกับทรงกระบอก พดติกรรที่คล้ายกันสังเกตที่จุดประทะกับวัตถุ ซึ่งอาจมีลัที่ถูทำให้ความร้อนไปสู่อากาศลักษณะอื่นๆ เช่น ทรงกระบอกกริและแอร์ฟอยล์ (Air Foil)

กระบวนการของการไหลดังได้วิเคราะห์ข้างต้น ผลกระทบที่สังเกตได้จากการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกระบอกที่ถูทำให้ความร้อนกับกระแสไหลของของไหล ผลกระทบพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกระบอกที่ถูทำให้ความร้อนไปสู่อากาศซึ่งมีผู้ทำการศึกษาไว้แล้ว โดยผลเฉลยนำมาสรุปไว้ในภาพที่ 2.10 ที่ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ต่ำกว่า (70800 และ 101300) ในจุดต่ำสุดของค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นที่ประมาณในตำแหน่งจุดแยกจากกัน นั่นคือ ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนที่ค่อยๆเพิ่มขึ้นที่บริเวณท้ายๆของทรงกระบอก ผลลัพธ์จากการเคลื่อนที่ที่เหนี่ยวนำแบบปั่นป่วนจึงทำให้เกิดการแยกไหลเกิดขึ้น ด้วยค่าเรย์โนลด์์ที่สูงกว่าจุดต่ำสุด 2 จุด ดังสังเกตเห็นได้จากสิ่งแรกที่เกิดขึ้น คือบริเวณจุดเปลี่ยนจากชั้นขอบเขตแบบราบเรียบไปเป็นแบบปั่นป่วน และส่วนที่สองค่าต่ำสุดเกิดขึ้นเมื่อเกิดการแยกชั้นขอบเขตเป็นแบบปั่นป่วน นั่นคือ การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น ณ บริเวณจุดที่เกิดการแยกไหลที่เกี่ยวข้องกัน



ภาพที่ 2.9 แสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านสำหรับทรงกลมที่เป็นฟังก์ชันของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ [12]



ภาพที่ 2.10 ค่านัสเซลน์มเบอร์สำหรับการถ่ายเทความร้อน [12]

เราจากความเป็นจริงแล้ว กระบวนการแยกไหลเป็นเรื่องที่ยู่ยาก ซึ่งเป็นไปไม่ได้เลยที่จะคำนวณได้จากทฤษฎีเพื่อหาค่าเฉลี่ยค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านข้ามออกไปอย่างไรก็ตาม ความสัมพันธ์จากตารางที่ได้จากผลการทดลอง ที่ใช้กับก๊าซต่างๆ สำหรับของเหลวที่บ่งบอกว่าเป็นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลผ่านข้ามท่อทรงกระบอก อาจคำนวณได้ดังนี้

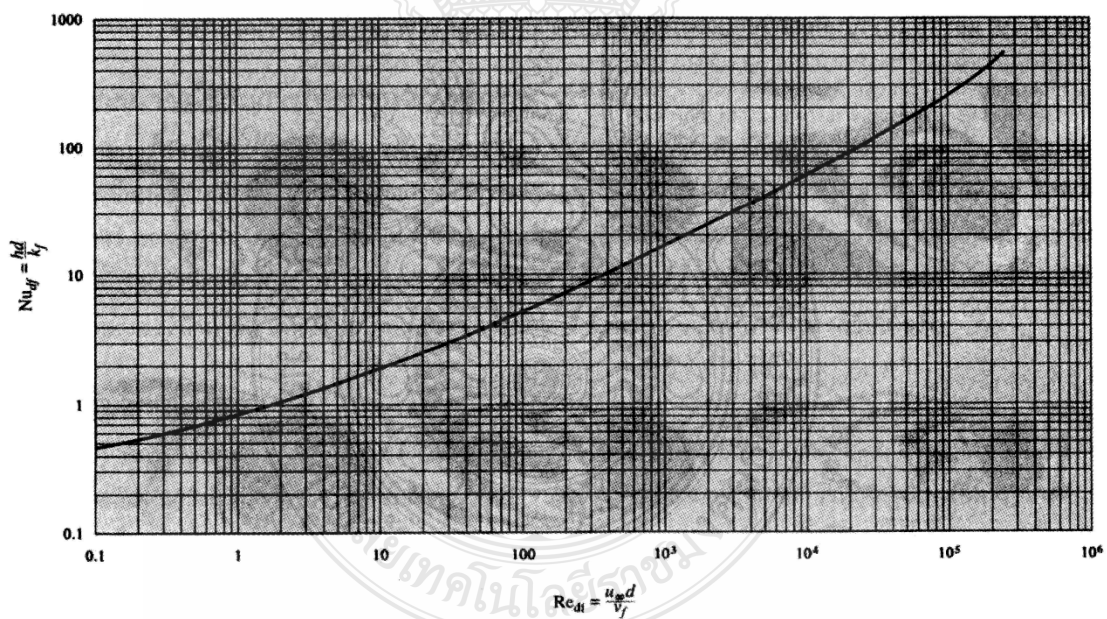
$$\frac{hd}{k_f} = C \left(\frac{u_\infty d}{v_f} \right) Pr_f^{1/3} \quad (2.19)$$

ซึ่ง C เป็นค่าคงที่และ n ได้จากตารางที่ 2.2 ตารางการถ่ายเทความร้อนสำหรับอากาศได้พล็อตไว้ในภาพ 2.11 คุณสมบัติต่างๆ ที่ให้ไว้กับสมการ (2.19) ให้ประเมินที่อุณหภูมิฟิล์มแสดงด้วยตัวกำกับ f

ค่าคงที่สัมพันธ์กันดังแสดงในตารางที่ 2.2 เป็นการคำนวณจากค่าเดิมที่คิดจากตารางของอากาศเท่านั้น ด้วยการต่อเป็นเส้นตรงโดยการพล็อตในลักษณะเส้นกราฟที่เป็นสเกลล็อก ดังแสดงในภาพ 2.11 ซึ่งตารางค่าพรีนคัมเบอร์มีค่าที่ใกล้ๆ กับค่าคงที่มาก ประมาณ 0.72 นั้นจะมีความสัมพันธ์เหมือนกัน ซึ่งอาจใช้กับของเหลวโดยใช้แฟกเตอร์ $Pr^{1/3}$ และหารออกด้วย $(0.72)^{1/3}$ หรือการคูณด้วย 1.11 ผลที่ได้นี้ได้จากการปฏิบัติ (ทดลอง)

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่สำหรับใช้ในสมการ (2.19) [12]

Re_{df}	C	n
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40,000	0.193	0.618
40,000-400,000	0.0266	0.805



ภาพที่ 2.11 การให้ความร้อนและระบายความร้อนด้วยอากาศที่ไหลตั้งฉากกับท่อทรงกระบอก [12]

ภาพที่ 2.12 แสดงสนามของอุณหภูมิโดยรอบของทรงกระบอกที่ถูกให้ความร้อนโดยติดตั้งในกระแสอากาศที่ไหลเข้าไป เส้นดำทึบเป็นเส้นอุณหภูมิคงที่ที่เห็นได้จากการวัดโดยใช้

Interferometer ให้สังเกตว่าขอบเขตการไหลที่ถูกแยกที่บริเวณด้านหลังของทรงกระบอกที่มีค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สูงกว่าและสนามการไหลแบบปั่นป่วนดังที่แสดงในขอบเขตดังกล่าว

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนออกจากของเหลวไปยังทรงกระบอกโดยการไหลผ่านข้ามทรงกระบอก ซึ่งจะแสดงได้ดีด้วยความสัมพันธ์ดังนี้

$$Nu_f = (0.35 + 0.56Re_f^{0.52})Pr_f^{0.3} \quad (2.20)$$

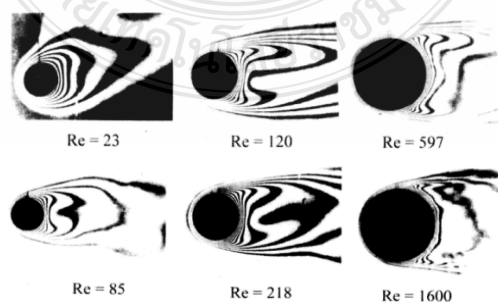
ความสัมพันธ์นี้กำหนด $10^{-1} < Re < 10^5$ ทำให้เกิดการไหลของกระแสวิ่งที่ปั่นป่วน

ในบางกรณี โดยเฉพาะการนำสิ่งเหล่านี้ไปคำนวณรวมกันโดยใช้คอมพิวเตอร์ก็จะเหมาะสมมากกว่าการใช้ภาพแบบที่ยู่ยากกว่าสมการ (2.19) ถ้าหากกระทำได้ในช่วงเรย์โนลด์์นัมเบอร์ ได้แนะนำความสัมพันธ์ต่อไปนี้ เพื่อคำนวณปริมาณการถ่ายเทความร้อนออกจากท่อต่างๆ เมื่อเป็นการไหลผ่านข้ามท่อเหล่านี้ เอกสารที่มักนำมาศึกษากันมากคือ

$$Nu = (0.43 + 0.50Re^{0.5})Pr^{0.387} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad \text{สำหรับ } 1 < Re < 10^3 \quad (2.21)$$

$$Nu = 0.25Re^{0.6}Pr^{0.38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad \text{สำหรับ } 10^3 < Re < 10^5 \quad (2.22)$$

สำหรับก๊าซชนิดต่างๆอัตราส่วนของพรันด์นัมเบอร์อาจจะมีค่าลดลง และคุณสมบัติของของไหลต้องประเมินที่อุณหภูมิฟิล์ม สำหรับอัตราส่วนของของเหลวที่กำหนดและคุณสมบัติต่างๆของของไหลให้ประเมินที่อุณหภูมิของกระแสวิ่งสมการ (2.21) และ (2.22) เป็นที่ยอมรับกันและผลเฉลยที่ได้จากสมการ (2.19) ประมาณ 5-10%



ภาพที่ 2.12 ภายถ่ายด้วย Interferometer ที่แสดงอุณหภูมิคงที่รอบๆ ท่อทรงกลม [12]

ความสัมพันธ์ที่มากขึ้นไปอีก ซึ่งนำไปใช้กับค่าจากตารางที่ครอบคลุมช่วงดังกล่าว

$$Nu_d = 0.3 + \frac{0.62Re_d^{1/2}Pr^{1/4}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_d}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad Re < 2 \times 10^5$$

$$\text{สำหรับ } 10^2 < Re_d < 10^7; Pe_d < 0.2 \quad (2.23)$$

ความสัมพันธ์ภายใต้ตารางที่กำหนดนี้ บางส่วนอยู่ในช่วงกลางๆ กล่าวคือ มีค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์อยู่ระหว่าง 20,000 กับ 400,000 และแนะนำว่าสมการต่อไปนี้จะนำมาใช้กับช่วงนี้

$$Nu_d = 0.3 + \frac{0.62Re_d^{1/2}Pr^{1/4}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_d}{282,000}\right)^{1/2}\right]$$

$$\text{สำหรับ } 20,000 < Re_d < 400,000; Pe_d > 0.2 \quad (2.24)$$

ตารางการถ่ายเทความร้อน ซึ่งนำมาใช้ได้จากสมการ (2.23) และ (2.24) ที่รวมทั้งของไหลที่เป็นอากาศ น้ำ และ โซเดียมเหลว ความสัมพันธ์ของสมการในส่วนอื่นๆ คือ

$$Nu = \frac{\bar{h}d}{k} = (0.4Re^{0.5} + 0.06Re^{2/3})Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_w}\right)^{0.25} \quad (2.25)$$

สำหรับ $40 < Re < 10^5$, $0.65 < Pr < 300$, $0.25 < \frac{\mu_\infty}{\mu_w} < 5.2$ คุณสมบัติต่างๆ ประเมินที่อุณหภูมิกระแสน้ำไหลอิสระ ยกเว้น μ_w ให้ใช้อุณหภูมิของผนัง

ส่วนที่ต่ำกว่า $Pe_d = 0.2$, ได้แสดงความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_d = \left[0.82387 - \ln\left(Pe_d^{1/2}\right)\right]^{-1}, Pe_d < 0.2 \quad (2.26)$$

การเลือกสมการใช้กับการไหลผ่านขั้วท่อทรงกระบอก

การเลือกสมการเพื่อใช้สำหรับกรณีที่มีการไหลผ่านขั้วท่อทรงกระบอกที่สัมพันธ์กัน ดังที่เห็นได้ชัดเจนว่า สมการ (2.19) จำงายมากขึ้นเมื่อใช้คอมพิวเตอร์คำนวณและสมการ (2.23) เป็น

สมการที่ค่อนข้างยุ่งยาก น่าจะใช้วิธีการแก้ปัญหาด้วยคอมพิวเตอร์ เพราะว่าจะได้ครอบคลุมถึงช่วงของการไหลและเรย์โนลด์์นัมเบอร์ สำหรับตัวอย่าง สมการ (2.19) นี้ไม่สามารถนำไปใช้กับโลหะเหลว และถ้าหากนำไปใช้กับการคำนวณในกรณีของอากาศความสัมพัทธ์นี้ยอมรับได้

ทรงกระบอกที่ไม่กลม

สรุปผลที่ได้จากการทดลองกับการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกระบอกที่ไม่กลมโดยนำสมการ (2.19) มาใช้กับความสัมพัทธ์ที่เป็นเอมไพริคัลสำหรับก๊าซต่างๆ และค่าคงที่ที่นำมาใช้กับสมการนี้ได้สรุปเอาไว้ในตารางที่ 2.3 ตารางนี้จะขึ้นอยู่กับก๊าซ ถ้าหากก๊าซประกอบด้วยค่า $Pr \sim 0.7$ และทำการปรับค่าใหม่โดยค่าที่เหมือนกันคือแฟกเตอร์ $1.11Pr^{1/3}$ ดังแสดงไว้แล้วด้วยข้อมูลในตารางที่ 2.2

ทรงกลม

ความสัมพัทธ์ต่อไปนี้กับการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกลมไปยังก๊าซดังนี้

$$\frac{hd}{k_f} = 0.37 \left(\frac{u_{\infty d}}{v_f} \right)^{0.6} \quad \text{สำหรับ } 17 < Re_d < 70,000 \quad (2.27)$$

ความสัมพัทธ์ที่นำไปใช้กับช่วงของเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่กว้างมากขึ้น เพื่อใช้กับอากาศที่มีค่า $Pr = 0.71$

$$Nu = 2 + (0.25 + 3 \times 10^{-4} Re^{1/6})^{1/2} \quad \text{สำหรับ } 100 < Re < 3 \times 10^5 \quad (2.28)$$




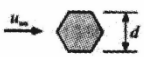

$$Nu = 430 + aRe + bRe^2 + cRe^3 \quad \text{สำหรับ } 3 \times 10^5 < Re < 5 \times 10^6 \quad (2.29)$$

ประกอบด้วย $a = 5 \times 10^{-3}$ $b = 0.25 \times 10^{-9}$ $c = -3.1 \times 10^{-17}$

สำหรับการไหลของของเหลวผ่านทรงกลม ตารางนำมาใช้ด้วยความสัมพัทธ์ดังนี้

$$\frac{hd}{k_1} Pr_f^{-0.3} = 0.97 + 0.68 \left(\frac{u_{\infty d}}{v_1} \right)^{0.5}, \quad 1 < Re_d < 2000 \quad (2.30)$$

ตารางที่ 2.3 ค่าคงที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกระบอกที่ไม่กลมเพื่อใช้กับสมการ (2.19) [12]

รูปร่าง	Re_{df}	C	n
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.102	0.675
	$5 \times 10^3 - 1.95 \times 10^4$ $1.95 \times 10^4 - 10^5$	0.160 0.0385	0.638 0.782
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.153	0.638
	$4 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	0.228	0.731

ภาพสมการต่อไปนี ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนออกจากทรงกลมให้แก่ น้ำมันและน้ำในช่วงที่มีการขยายค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์จาก 1 ไปจนถึง 200000

$$NuPr^{-0.3} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.25} = 1.2 + 0.53Re_d^{0.54} \quad (2.31)$$

เมื่อคุณสมบัติทั้งหมดที่ประเมินเงื่อนไขของกระแสวิกฤต μ_w ซึ่งเป็นการประเมินที่อุณหภูมิผิวของทรงกลม สมการ (2.28) แสดงในตาราง

ตารางข้างบนทั้งหมดนำมาใช้ร่วมกัน ได้มีการพัฒนาเป็นสมการเดียวสำหรับใช้กับก๊าซและของเหลวที่ไหลผ่านทรงกลมดังต่อไปนี้

$$Nu = 2 + (0.4Re_d^{\frac{1}{2}} + 0.06Re_d^{\frac{2}{3}})Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_w} \right)^{1/4} \quad (2.32)$$

ซึ่งจำกัดช่วง $3.5 < Re_d < 8 \times 10^4, 0.7 < Pr < 380$ คุณสมบัติต่างๆ ในสมการ (2.32) ประเมินอุณหภูมิที่กระแสวิกฤต

2.3 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่ออาจจำแนกอย่างกว้างๆ โดยพิจารณาที่ของไหลที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

ของเหลว/ของเหลว นับว่าเป็นที่พบมากที่สุดใบบรรดาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อ โดยทั่วไปน้ำระบายความร้อนจะไหลอยู่ในช่องทางการไหลด้านหนึ่ง เพื่อระบายความร้อนออกจากกระแสน้ำที่ร้อนเช่น น้ำมันเครื่อง เป็นต้น ของเหลวทั้งสองจะถูกบีบให้ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การถ่ายเทความร้อนหลักที่เกิดขึ้นจึงเป็นการพาความร้อนโดยบังคับ ความหนาแน่นที่ค่อนข้างสูงของของเหลวนำไปสู่การถ่ายเทความร้อนในอัตราที่สูงมาก ดังนั้นในสถานการณ์โดยทั่วไปจึงไม่มีความจำเป็นจะต้องใช้ครีป หรืออุปกรณ์อื่นเพื่อช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่ออาจจำแนกตามลักษณะ โครงสร้างได้ดังต่อไปนี้

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเดี่ยว นับว่าเป็นแบบที่มีโครงสร้างง่ายที่สุดกล่าวคือประกอบด้วยท่อเปลือยเพียงท่อเดียวเพื่อให้ของไหลไหลผ่าน และเกิดการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อมรอบท่อ ระบบทำความร้อนอาคารเป็นจำนวนมากเป็นแบบนี้ ท่อให้ความร้อนจะถูกติดตั้งในแนวนอนที่ระดับพื้นและมีน้ำร้อนหรือไอน้ำไหลเวียนไปในท่อ ความร้อนจะถูกถ่ายเทให้แก่อากาศในห้องด้วยการพาโดยธรรมชาติ

2.4 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ

ในการกำหนดว่า ของไหลตัวใดควรจะอยู่ด้านท่อ ตัวใดควรจะอยู่ด้านเซลล์มีปัจจัยที่จะต้องพิจารณาหลายอย่าง ปัจจัยบางอย่างจะสวนทางกันหรือขัดแย้งกัน การเลือกจึงมักจะต้องการชั่งน้ำหนัก หรือประเมินประนีประนอมระหว่างปัจจัยเหล่านี้ ข้อควรพิจารณาหลักได้แก่

2.4.1 ความดัน ความหนาของผนัง (ซึ่งหมายถึงน้ำหนัก และค่าใช้จ่ายของวัสดุ) ที่จำเป็นในการเก็บกักความดันที่กำหนดให้ จะแปรผันโดยตรงกับเส้นผ่านศูนย์กลาง ดังนั้นของไหลที่มีความดันสูงจึงควรให้อยู่ในท่อ

2.4.2 อุณหภูมิ ที่อุณหภูมิสูงความแข็งแรงของวัสดุจะลดลง ทำให้ต้องใช้ผนังหนาขึ้น ดังนั้นผลกระทบในกรณีนี้จึงคล้ายคลึงกับความดัน และของไหลอุณหภูมิสูงควรอยู่ในท่อนอกจากนี้ถ้าให้ของไหลอุณหภูมิสูงอยู่ในเซลล์ อาจจะต้องเสริมฉนวนหุ้มเซลล์เพื่อลดการสูญเสียความร้อน หรือเพิ่มความปลอดภัย

2.4.3 ความกักความร้อนของไหล ของไหลที่กักความร้อนจำเป็นจะต้องใช้วัสดุพิเศษ (ซึ่งแน่นอนว่าจะต้องมีราคาแพง) ถ้าของไหลเพียงตัวเดียวเท่านั้นที่กักความร้อน การจัดให้ของไหลนั้นอยู่ภายในท่อเราก็สามารถหลีกเลี่ยงความจำเป็นในการทำเซลล์ด้วยโลหะพิเศษที่มีราคาแพงได้ แต่ถ้าให้ของไหลกักความร้อนอยู่ด้านเซลล์ ทั้งเซลล์และท่อจะต้องทำด้วยวัสดุที่ทนต่อการกักความร้อนได้

2.4.4 ความสะอาดของของไหล กระบวนการผลิตที่ความสะอาดของของไหลเป็นเรื่องที่สำคัญมาก ก็อาจจำเป็นต้องใช้วัสดุพิเศษในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในทำนองเดียวกันกับข้อ 2.4.3 การใช้วัสดุพิเศษในการทำท่ออย่างเดียวย่อมจะประหยัดกว่า การใช้วัสดุพิเศษทำทั้งท่อและเซลล์

2.4.5 อันตรายนหรือราคาของของไหล ของไหลที่อาจเป็นพิษหรืออันตราย หรือที่มีราคาแพงควรอยู่ด้านนอกท่อ เนื่องจากโอกาสที่ของไหลจะรั่วออกจากท่อจะน้อยกว่ารั่วออกจากเซลล์

2.4.6 ความดันตก ความดันตกหรือการสูญเสียความดันภายในท่อสามารถคำนวณได้เที่ยงตรงกว่าในเซลล์ ซึ่งค่าความดันตกที่คำนวณได้อาจจะมีความคลาดเคลื่อนสูง อันเป็นผลจากความไม่แน่นอนของช่องว่างของการรั่วไหลทางด้านเซลล์ที่เกิดขึ้นในการสร้าง ดังนั้นของไหลที่ความดันตกมีความสำคัญมาก และจำเป็นต้องหาทำให้ได้ถูกต้องที่สุด ควรให้ของไหลนั้นอยู่ในท่อ

2.4.7 ความหนืดของของไหล เพื่อให้การพาความร้อนระหว่างของไหลกับพื้นผิวของแข็ง เช่น ผิวท่อหรือผิวเซลล์ เป็นไปอย่างดีที่สุด ของไหลควรจะไหลอย่างปั่นป่วน (turbulent) ของไหลที่มีความหนืดสูง อาจจะมีไหลแบบราบเรียบ (laminar) ถ้าให้ไหลอยู่ในท่อ แต่อาจจะไหลปั่นป่วนก็ได้ ถ้าให้ไหลทางด้านเซลล์ ก็ควรจะให้ของไหลที่หนืดอยู่ในท่อ ซึ่งการทำนายการถ่ายเทความร้อน และการกระจายการไหลสามารถทำได้ด้วยความมั่นใจมากกว่า

2.4.8 อัตราการไหล โดยทั่วไปเรามักจะให้ของไหลที่มีอัตราการไหลต่ำกว่าอยู่ทางด้านเซลล์ ทางด้านเซลล์จะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเรย์โนลด์ต่ำกว่าในท่อ นอกจากนี้เราอาจจะหลีกเลี่ยงความซับซ้อนของโครงสร้างแบบหลายกลับได้ ซึ่งนำไปสู่การปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น

2.4.9 การทำความสะอาด พื้นผิวภายในของเซลล์และพื้นผิวภายนอกของท่อจะทำความสะอาดได้ยากกว่าพื้นผิวภายในท่อ ดังนั้น ของไหลที่สะอาดกว่าควรจะอยู่ทางด้านเซลล์

2.5 การจัดเส้นทางไหล

การจัดเส้นทางไหลทั้งทางด้านท่อ และทางด้านเซลล์มีให้เลือกหลายภาพแบบ ในการเลือกจะต้องคำนึงถึงปัจจัยหลายอย่าง ส่วนใหญ่มักจะต้องการประนีประนอมกันระหว่างข้อดี

ข้อเสียของแต่ละภาพแบบ เพื่อให้ได้สิ่งที่เหมาะสมที่สุด ปัจจัยดังกล่าวได้แก่ ความแตกต่างของอุณหภูมิของของไหลทั้งสอง (LMTD, ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก เทคนิคและค่าใช้จ่ายในการผลิต, ความดันตก, ผลกระทบทางด้านความเสียดทาน, และการเกิดคราบสกปรกบนพื้นผิวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การไหลสวนทางตามแนวแกนจัดว่าเป็นภาพลักษณะทางอุณหพลศาสตร์เมื่อพิจารณาในแง่ความร้อน ของไหลทางด้านเซลล์จะไหลตามยาวไปบนท่อในทิศทางตรงข้ามกับการไหลของของไหลภายในท่อ ในการไหลแบบนี้ผลต่างอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าต่ำสุด จึงสามารถบรรลุประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงมาก

2.6 หลักการออกแบบทางความร้อน

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจจะแบ่งภารกิจออกเป็นสองส่วนที่มีความสัมพันธ์กัน ได้แก่

2.6.1 การออกแบบทางความร้อน

2.6.2 การออกแบบทางกล

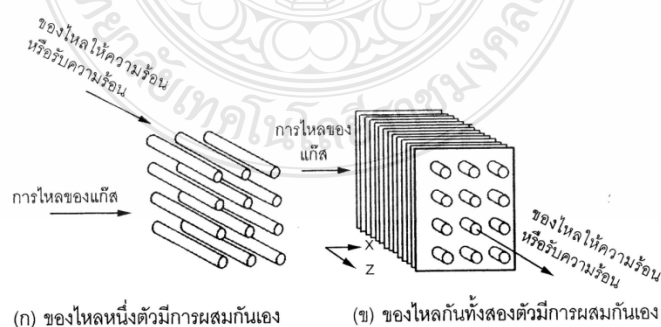
การออกแบบทางความร้อนจะเกี่ยวข้องกับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้หลักประกันว่า อุปกรณ์ที่ออกมามีพื้นผิวเพียงพอสำหรับการทำหน้าที่ทางความร้อน งานในส่วนนี้รวมไปถึงการประเมินการเสื่อมถอยของสมรรถนะซึ่งมีแนวโน้มจะเกิดขึ้นในขณะใช้งาน อันเป็นผลจากการเกาะสะสมของคราบสกปรกพื้นผิวถ่ายเทความร้อน ผู้ทำหน้าที่ออกแบบทางความร้อนจะต้องพิจารณาถึงเทคนิค หรือวิธีการในการลดทอนผลกระทบจากการเกิดคราบสกปรกหรือฟาล์ง (fouling) ด้วย

ผลกระทบในแง่ของการไหลก็นับว่ามีความสำคัญเช่นกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่เคลื่อนที่ที่จะต้องเกี่ยวข้องกับความเสียดทานของของไหลเสมอ อันเป็นผลเนื่องจากความหนืดของของไหล ผลของความหนืดดังกล่าวนี้จะปรากฏออกมาในภาพของการสูญเสียความดันจากทางเข้าถึงทางออก เพื่อที่จะเอาชนะจากความดันตกจากการสูญเสียความดัน ของไหลจะต้องถูกปั๊มหรืออัด ซึ่งจะต้องใช้กำลังทางกลในการขับเคลื่อน ซึ่งอาจจะได้จากมอเตอร์ไฟฟ้า, เครื่องยนต์ หรือจากแหล่งอื่น สำหรับแก๊สและไอซึ่งเป็นของไหลที่อัดได้นั้น ค่าใช้จ่ายในการปั๊มหรืออัดเพื่อขับเคลื่อนของไหลในบางกรณีอาจจะสูงกว่ามูลค่าของการถ่ายเทความร้อนเอง ดังนั้นในการออกแบบทางความร้อนจึงครอบคลุมไปถึงการจัดภาพทรง และภาพแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดทอนการสูญเสียความดันให้เหลือน้อยที่สุดสำหรับภาระทางความร้อนที่ต้องการ

การออกแบบทางความร้อนจะต้องมุ่งมั่นให้บรรลุภารกิจทางความร้อนภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งได้แก่ ราคาของอุปกรณ์ การขนส่ง การติดตั้ง การบำรุงรักษาและการเปลี่ยน นอกจากนี้จะต้องมีการชั่งน้ำหนักระหว่างการลดค่าลงทุนเริ่มต้น แต่ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานสูงภายใต้สภาวะที่พลังงานมีราคาสูงขึ้น เพื่อใช้ในการปั๊มและพัดลมเป็นต้น ผู้ออกแบบจะต้องตระหนักถึงการแจกแจงอุณหภูมิของของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แนวโน้มการเกิดการกัดกร่อนของวัสดุและของไหลต่างๆความเป็นไปได้ของการเกิดโพลิเมอร์ของสารออร์แกนิกบนพื้นผิวที่มีอุณหภูมิสูงเกินไป การตกตะกอนของเกลือน้ำกร่อย และการเกาะสะสมของสารแขวนลอยในบริเวณที่มีความเร็วต่ำกรณีของไหลที่มีสิ่งแขวนลอย หรือของไหลที่มีสิ่งปนเปื้อนสูงมาก

นอกจากนี้การออกแบบทางความร้อนจะต้องคำนึงถึงปัจจัยทางด้านสิ่งแวดล้อมด้วย สาธารณชนเริ่มมีความห่วงใยต่อความร้อนปล่อยทิ้งจากโรงงานมากขึ้น ไม่ว่าจะปล่อยสู่แหล่งน้ำหรือบรรยากาศก็ตาม ผู้ออกแบบจะต้องให้ความสนใจปัญหาที่เกิดจากการปล่อยสาร (การรั่วไหล) ออกสู่บรรยากาศ และการรั่วซึมของของไหลชนิดหนึ่งไปสู่ของไหลอีกชนิดหนึ่ง จะต้องมีการคาดการณ์ถึงอุบัติเหตุที่อาจเกิดขึ้นเกี่ยวกับของไหลที่อันตราย และเตรียมมาตรการที่จะรับมือกับผลที่จะเกิดตามมา สุขอนามัยและความปลอดภัยของคนทำงานอยู่กับอุปกรณ์นั้นๆ หรือของสาธารณชนก็เป็นสิ่งที่ผู้ออกแบบทางความร้อนจะต้องให้ความสำคัญอย่างยิ่งขาดเช่นกัน ไม่ว่าจะเป็นขณะทำงานตามปกติหรือในกรณีที่เกิดอุบัติเหตุก็ตาม

การออกแบบทางกลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเกี่ยวข้องกับการให้หลักประกันว่าอุปกรณ์นั้นมีความแข็งแรงเพียงพอที่จะทนต่อความดันออกแบบ และความดันเกินขีดที่อาจเกิดขึ้นได้ นอกจากนี้ยังเกี่ยวข้องกับซีลและรองเดิน (bearings) ผลกระทบจากการสั่น การกัดกร่อนวิธีในการประกอบชิ้นภาพ การเตรียมการเพื่อเคลื่อนย้ายและการติดตั้ง



ภาพที่ 2.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของอากาศแบบผสมกัน (ตามภาพ 2.13 ก) และแบบไม่ผสมกัน (ตามภาพที่ 2.13 ข) [13]

2.7 การกำหนดการไหล

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเกือบทั้งหมดทำงานในลักษณะที่ของไหลร้อนและของไหลเย็นซึ่งถูกกันแยกจากกันด้วยผนังร่วมจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยกลไกการพาความร้อน และการนำความร้อนร่วมกัน ประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับลักษณะการไหลที่เกิดขึ้น การไหลของของไหลมีทางเป็นไปได้สามลักษณะคือ

2.7.1 ของไหลทั้งสองมีแกนของการไหลร่วมกัน เมื่อของไหลทั้งคู่ไหลไปในทิศทางเดียวกันเราเรียกว่า การไหลตามกัน ถ้าไหลไปในทิศทางตรงข้ามกันเราเรียกว่า การไหลสวนทางกัน

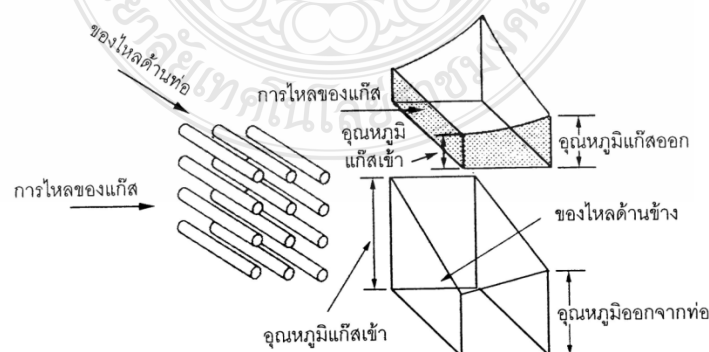
2.7.2 แกนของการไหลของของไหลทั้งสองตั้งฉากกันเราเรียกว่า การไหลขวาง

2.7.3 การไหลของของไหลทั้งสองมีทั้งในส่วนที่ไหลอยู่ในแกนเดียวกัน และส่วนที่ไหลขวางกันเราเรียกว่า การไหลประสม

2.7.3 การไหลแบบผสมกันและไม่ผสมกัน

การไหลของของไหลยังแบ่งได้เป็นแบบผสมกันและแบบไม่ผสมกัน ภาพที่ 2.13 แสดงการไหลทั้งสองแบบ ในภาพที่ 2.13 (ก) ของเหลวร้อนไหลอยู่ในท่อ ส่วนอากาศเย็นไหลผ่านไปบนท่อ เนื่องจากของเหลวไหลอยู่ในท่อจึงไม่เกิดการผสมกันนั่นคือ สิ่งที่เกิดขึ้นภายในท่อใดท่อหนึ่งจะได้รับผลกระทบน้อยมากจากสิ่งที่เกิดขึ้นในท่ออื่นๆ

ในกรณีที่ยกมานี้ท่อที่อยู่ต้นทางจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อที่อยู่ก่อนไปทางท้ายของกระแสน้ำไหลของอากาศ ทั้งนี้เนื่องจากอากาศที่ไหลผ่านจะมีอุณหภูมิต่ำที่สุดที่ต้นทาง ดังนั้นของเหลวที่ออกจากท่อต้นทางจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าที่ออกจากท่อก่อนไปทางปลายทาง ถ้าท่อเหล่านี้ต่างก็ต่อเข้ากับท่อพักรวมร่วมกันที่ทางออกของเหลวทั้งหมดก็จะผสมกันและมีอุณหภูมิค่าเดียวในที่สุด



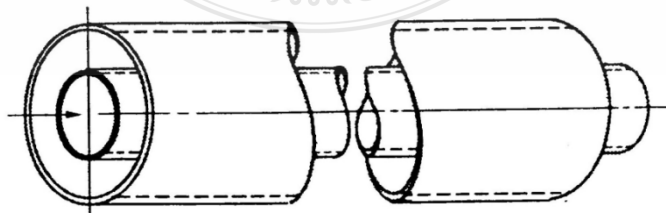
ภาพที่ 2.14 ลักษณะการแจกแจงอุณหภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง [13]

อากาศเย็นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยลำดับในขณะที่ไหลผ่านแผงท่อ ดังนั้นจึงมีอุณหภูมิสูงเมื่อไปถึงท่อที่ปลายทาง ในทำนองเดียวกัน อุณหภูมิของของเหลวในท่อไม่ได้มีค่าคงที่ แต่จะลดลงอย่างต่อเนื่องจากทางเข้าไปสู่ทางออก ผลต่างอุณหภูมิระหว่างของเหลวร้อนทางด้านท่อกับอากาศเย็นจะมีค่าสูงสุดที่ทางเข้าและต่ำสุดที่ทางออกของท่อ ความแตกต่างกันของผลต่างอุณหภูมินี้ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากของเหลวไปสู่อากาศมีค่าสูงที่บริเวณทางเข้าของท่อ เป็นเหตุให้อุณหภูมิของอากาศเพิ่มขึ้นเร็วมากในส่วนนั้น ดังนั้นจะเห็นได้จากภาพการแจกแจงอุณหภูมิในภาพที่ 2.14 ถ้าท่อที่ใช้เป็นท่อเปลือยธรรมดา (ไม่ติดครีป) ดังแสดงในภาพที่ 2.13 (ก) อากาศที่ไหลผ่านไปบนท่อจะผสมเข้าด้วยกัน ดังนั้นอุณหภูมิและสภาวะการไหลของอากาศที่ส่วนใดส่วนหนึ่งของแผงท่อ จะมีผลกระทบต่ออุณหภูมิและการไหลที่ส่วนอื่นของแผงท่อ แนวโน้มจึงเป็นไปในทางที่จะสร้างสมดุลขึ้นในการไหล

เมื่อท่อที่ใช้ถูกติดตั้งด้วยครีปซึ่งเป็นแผ่นติดต่อกันดังแสดงในภาพที่ 2.13 (ข) อากาศที่ไหลผ่านจะไม่ผสมกันอากาศที่ไหลผ่านจะอยู่ในช่องระหว่างแผ่นครีปจะไหลผ่านแผงท่อ และได้รับความร้อนจากท่อที่สัมผัสโดยไม่เกี่ยวข้องกับผสมกับอากาศในช่องทางไหลอื่นๆ ผลก็คือการแจกแจงอุณหภูมิของอากาศจะยังไม่สม่ำเสมอมากกว่าที่แสดงในภาพที่ 2.14 นอกจากนี้การถ่ายเทความร้อนไปสู่อากาศจามีค่าสูงกว่ามาก เนื่องจากมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจากครีปทรงกลม

2.8 การแจกแจงอุณหภูมิ

การแจกแจงอุณหภูมิของของไหลสองตัวหรือมากกว่า ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับวิธีการจัดการการไหลอย่างมาก เพื่อให้เข้าใจจุดนี้ชัดเจนขึ้น ขอให้พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่อย่างง่ายที่แสดงในภาพ 2.15 เราจะเรียกของไหลที่ไหลอยู่ในท่อว่า ของไหลด้านท่อ และแทนอุณหภูมิของมันด้วยตัว T ในของไหลทั้งสองตัว อักษรห้อย 1 หมายถึงสภาวะด้านเข้า และ 2 หมายถึงสภาวะด้านออก



ภาพที่ 2.15 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ [13]

ในอุปกรณ์และสถานการณ์ที่ดูเหมือนจะเรียบง่ายมากนี้ มีลักษณะการไหลที่อาจเกิดขึ้นได้มากมายหลายแบบอย่างน่าทึ่ง ภาพที่ 2.16 เป็นตัวอย่างบางส่วนของ การแจกแจงอุณหภูมิอันอาจจะเกิดขึ้นได้ดังกล่าว

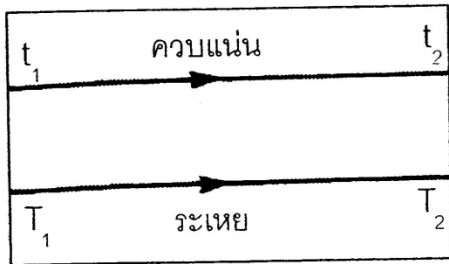
ความเป็นไปได้อันดับแรกที่จะพิจารณาถูกแสดงอยู่ในภาพที่ 2.16 (ก) เป็นกรณีที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ทำงานเป็นคอนเดนเซอร์ ซึ่งของไหลทั้งสองตัวต่างก็มีการเปลี่ยนสถานะ ของไหลร้อนที่เป็นไอจะควบแน่นเป็นของเหลวและของเหลวเย็นจะระเหยกลายเป็นไอ แม้ว่าการเดือด และการควบแน่นจะเป็นกระบวนการที่ค่อนข้างซับซ้อนแต่การแจกแจงอุณหภูมิที่เกี่ยวข้องกลับค่อนข้างง่าย นั่นคืออุณหภูมิมีค่าคงที่ตลอดกระบวนการดังกล่าว ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนคือ $\Delta T = t - T$ และมีค่าคงที่ทั้งระบบ

ความเป็นไปได้ลำดับต่อไปได้แก่แบบที่แสดงในภาพที่ 2.16 (ข) ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่อของไหลร้อนที่เป็นไอเกิดการควบแน่น ที่อุณหภูมิคงที่ t และความร้อนถูกถ่ายเทให้ของไหลเย็น ทำให้ของไหลเย็นมีอุณหภูมิสูงขึ้นในขณะที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ผลต่างของอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่าไม่คงที่ กล่าวคือมีค่าแปรเปลี่ยนจาก $\Delta T_1 = t - T_1$ ที่ทางเข้าไป เป็น $\Delta T_2 = t_2 - T_2$ ที่ทางออก

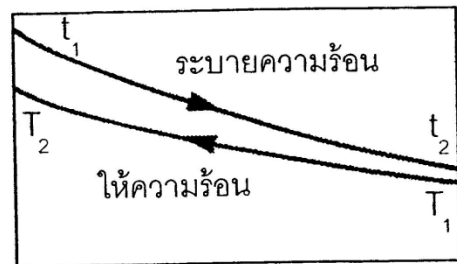
ลักษณะการทำงานที่พบมากที่สุด ในทางปฏิบัติคือ การที่ของไหลทั้งสองไม่มีการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นจึงมีอุณหภูมิแปรเปลี่ยนอย่างต่อเนื่องทั้งคู่จากทางเข้าสู่ทางออก แบ่งได้ออกย่อยเป็นสองกรณีคือ ของไหลทั้งสองไหลตามกันและไหลสวนกัน

ในกรณีของของไหลไหลตามกันถูกแสดงในภาพที่ 2.16 (ง) ในกรณีนี้ของไหลทั้งสองไหลเข้ามาจากทางด้านซ้ายและไหลออกไปทางด้านขวาของภาพ ของไหลเย็นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นส่วนของไหลร้อนจะมีอุณหภูมิต่ำลง ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่าแปรเปลี่ยนจาก $\Delta T_1 = t_1 - T_1$ ที่ทางเข้าไปเป็น $\Delta T_2 = t_2 - T_2$ ที่ทางออก อุณหภูมิทางออก T_2 ของของไหลเย็นไม่สามารถสูงกว่าอุณหภูมิทางออก t_2 ของของไหลร้อนได้ ไม่เช่นนั้นจะเกิดการขัดแย้งกับกฎที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งบังคับว่าความร้อนไม่สามารถถ่ายเทจากที่อุณหภูมิต่ำไปสู่อุณหภูมิสูงได้ ในกรณีพิเศษที่ของไหลทั้งสองเป็นของไหลชนิดเดียวกันเช่น น้ำและมีอัตราการไหลเท่ากัน การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลทั้งสองจะเท่ากันดังกล่าวคือ $T_2 - T_1 = t_1 - t_2$ การถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่จะเป็นไปได้เกิดขึ้นเมื่อ $T_2 = t_2$ ของไหลทั้งสองจะมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไปเท่ากัน ซึ่งเท่ากับครึ่งหนึ่งของผลต่างอุณหภูมิที่ทางเข้าดังกล่าวคือ

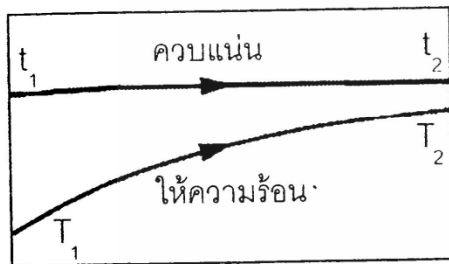
$$(T_2 - T_1)_{\max} = (t_1 - t_2)_{\max} = 0.5(t_1 - T_1)$$



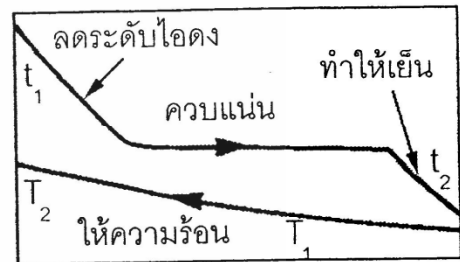
(ก) ของไหลเปลี่ยนสถานะทั้งคู่



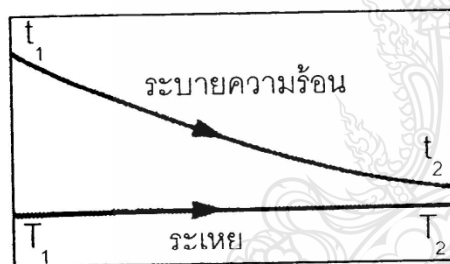
(จ) ไหลสวนกันไม่มีการเปลี่ยนสถานะ



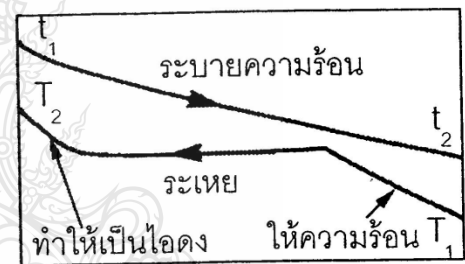
(ข) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



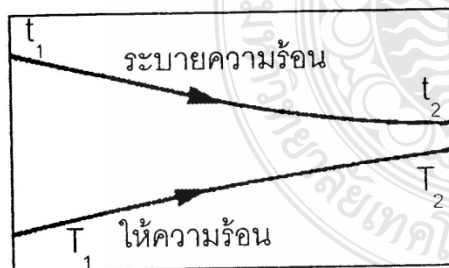
(ฉ) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



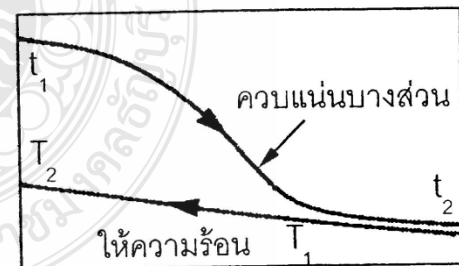
(ค) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



(ช) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



(ง) ไหลขนานกันไม่มีการเปลี่ยนสถานะ



(ซ) มีส่วนประกอบที่ควบแน่นได้และควบแน่นไม่ได้

ภาพที่ 2.16 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลแบบท่อคู่ภายใต้สภาวะการไหลต่างๆ [13]

ภาพที่ 2.16 (จ) แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในกรณีที่เป็นการไหลสวน ในกรณีนี้ของไหลทั้งสองไหลในทิศทางตรงกันข้ามกัน ซึ่งมีข้อดีเหนือกว่าการไหลตามกันมาก จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิทางออก T_2 ของของไหลเย็นจะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิทางออก t_2 ของของไหลร้อนได้ โดยไม่ขัดกับกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่าแปรเปลี่ยนจาก $\Delta T = t_1 - t_2$ ที่ปลายข้างหนึ่งไปเป็น $\Delta T = t_2 - t_1$ ที่ปลายข้างหนึ่ง ถ้าของไหลทั้งสองเป็นของไหลชนิดเดียวกัน มีอัตราการไหลเท่ากันและคุณสมบัติของของไหลไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ผลต่างอุณหภูมิ $t-T$ จะมีค่าคงที่โดยตลอดจากปลายข้างหนึ่งไปสู่ปลายข้างหนึ่ง

ในทางทฤษฎีมีความเป็นไปได้ที่จะทำให้อุณหภูมิทางออกของของไหลตัวหนึ่งเข้าใกล้หรือ “เท่ากับ” อุณหภูมิทางเข้าของของไหลอีกตัวหนึ่งนั่นคือ $t_2 \rightarrow T_1$ และ $T_2 \rightarrow t_1$ ดังนั้นจึงสามารถทำให้การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของของไหลเย็นและการลดลงของอุณหภูมิของของไหลร้อน มีค่าเท่ากัน และเท่ากับ $t_1 - T_1$ ซึ่งเป็นสองเท่าของค่าสูงสุดที่เป็นไปได้ทางทฤษฎีสำหรับกรณีของการไหลตามกัน ข้อดีของการไหลสวนที่กล่าวถึงข้างต้นเมื่อเทียบกับการไหลตามกันเป็นข้อดีสำคัญอย่างปราศจากข้อเคลือบแคลงสงสัย ในการเปรียบเทียบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสองตัวที่เหมือนกัน จะพิสูจน์ให้เห็นได้ว่ากำลังความจุทางความร้อนของตัวที่ทำงานแบบไหลสวนจะเป็นสองเท่าของตัวที่ทำงานแบบไหลตามกัน ดังนั้นถ้าสามารถทำได้ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องทำงานแบบไหลสวนเสมอ ไม่ควรให้ทำงานแบบไหลตามกัน

สภาวะการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แสดงในภาพที่ 2.16 (จ) คล้ายกับภาพที่ 2.16 (ข) ในแง่ที่ว่ามิของไหลตัวหนึ่งเกิดการควบแน่นในขณะที่ทำงาน แต่ในกรณีนี้มีสภาวะใกล้กับที่เกิดขึ้นจริงมากกว่า กล่าวคือของไหลที่ให้ความร้อนเข้าสู่อุปกรณ์ในสภาวะที่เป็นไอคง ในขณะที่ให้ความร้อนแก่ของไหลอีกตัวหนึ่ง อุณหภูมิของมันจะลดลงจนกลายเป็นไอน้ำ และเกิดการควบแน่นที่อุณหภูมิกึ่งที่ในขณะที่คลายความร้อนออกไป ในที่สุดเมื่อควบแน่นเป็นของเหลวหมดแล้ว ก็อาจจะมีการคายความร้อนต่อไปจนเป็นของเหลวอัดซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจึงและไหลออกจากอุปกรณ์ในภาพของของเหลวอัด การไหลอาจจะจัดให้ไหลสวนกันดังแสดงในภาพหรือให้ไหลตามกันก็ได้

การทำงานของภาพที่ 2.16 (ข) เป็นไปในทางที่กลับกันกับภาพที่ 2.16 (จ) นั่นคือของไหลเย็นเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะที่เป็นของเหลว (ของเหลวอัด) จากนั้นจะรับความร้อนและมีอุณหภูมิสูงขึ้น จนอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิจึง นั่นคือกลายเป็นไอคงและออกจากอุปกรณ์ในสภาวะที่เป็นไอคง

ในกรณีที่ของเหลวร้อนประกอบด้วยทั้งไอที่ควบแน่นได้และก๊าซที่ไม่ควบแน่น การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะเป็นไปในภาพที่ค่อนข้างจะซับซ้อน ดังแสดงเป็นลักษณะทั่วไปในภาพที่ 2.16 (ข)

เราจะเห็นได้จากภาพ 2.16 (จ) ว่าในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน มีความเป็นไปได้ที่อุณหภูมิทางออก T_2 ของของไหลเย็นจะมีค่ามากกว่าอุณหภูมิทางออก t_2 ของของไหลร้อน ลักษณะเช่นนี้เราเรียกว่าอุณหภูมิตัดข้าม (temperature cross) ภาพที่ 2.16 แสดงลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในสามกรณีคือ

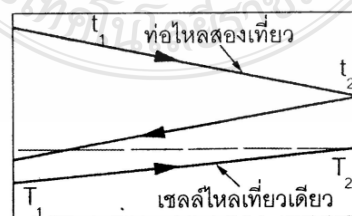
1. การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ โดยไม่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม
2. เช่นเดียวกันกับข้อ 2 แต่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม
3. การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ โดยมีการไหลในท่อสองเที่ยวและการไหลในเซลล์หนึ่งเที่ยว พร้อมทั้งเกิดอุณหภูมิตัดข้าม



(ก) อุณหภูมิไม่ตัดข้ามกัน



(ข) อุณหภูมิตัดข้ามกัน



(ค) อุณหภูมิตัดข้ามกัน

ภาพที่ 2.17 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลที่ไม่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม (ภาพ ข และ ค) [13]

การเกิดอุณหภูมิตัดข้ามมีความสำคัญในฐานะที่เป็นตัวบ่งบอกถึงผลต่างอุณหภูมิที่ค่อนข้างน้อย ดังนั้นเพื่อให้มีอัตราการถ่ายเทไม่ต่ำจนเกินไป เราจำเป็นต้องใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างมากและ/หรือให้ของไหลไหลด้วยความเร็วสูงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการพาความร้อน ซึ่งจะทำให้เกิดการสูญเสียความดันสูงตามมา

จากเห็นได้อย่างชัดเจนจากภาพที่ 2.16 และ 2.17 ว่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็น น้อยครั้งที่จะมีค่าคงที่ดังเช่นที่แสดงในภาพที่ 2.16 (ก) โดยทั่วไปผลต่างอุณหภูมิจะแปรเปลี่ยนจากปลายข้างหนึ่งไปสู่ปลายอีกข้างหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดของของไหลเรียกว่าอุณหภูมิแอฟโพรช (temperature approach) หลักง่ายๆที่มีประโยชน์เกี่ยวกับผลต่างอุณหภูมิและอุณหภูมิแอฟโพรช

1. อุณหภูมิแอฟโพรชควรมีค่าอย่างน้อย 5-7°C สำหรับระบบทำความเย็น บางครั้งอาจจะมีค่าน้อยกว่านี้ก็ได้ เช่น 3-5°C
2. ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแระเภทรีคูเพอเรเตอร์ ควรให้อุณหภูมิแอฟโพรชมีค่าอย่างน้อย 20°C
3. ที่ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (MTD) ต่ำ (น้อยกว่า 40°C) น้ำระบายความร้อนควรมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นไม่เกิน 10°C ส่วนผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (MTD) สูง (มากกว่า 40°C) น้ำระบายความร้อนควรมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นในระหว่าง 10-20°C
4. อุณหภูมิทางออกของน้ำระบายความร้อนควรมีค่าไม่เกิน 50°C
5. อุณหภูมิทางเข้าของน้ำระบายความร้อนควรมีค่าสูงกว่าจุดเยือกแข็งของของไหลกระบวนการผลิตไม่น้อยกว่า 5°C
6. ในระบบที่เกี่ยวข้องกับการให้ความร้อนและการเดือด ควรหลีกเลี่ยงผลต่างอุณหภูมิที่สูงเกินขีด (>60°C)

2.9 ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (MTD)

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สมการในภาพ $q = AU\Delta T$ มีเหตุจูงใจสำคัญคือความเรียบง่ายและความสะดวก อย่างไรก็ตามดังได้เห็นจากข้อสังเกตก่อนหน้านี้แล้วว่า ผลต่างอุณหภูมิมักมีการเปลี่ยนแปลงอย่างกว้างขวางและหลากหลายแบบ นับจากปลายข้างหนึ่งถึงปลายอีกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อจัดการความยุ่งยากนี้ จึงได้นำเอาแนวคิดผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (mean temperature difference, MTD) มาใช้ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยภาพที่ใช้กันทั่วไปคือผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (logarithm mean temperature difference, LMTD)

2.13.1 ผลต่างอุณหภูมิเชิงลอก (LMTD)

ผลต่างอุณหภูมิเชิงลอก ซึ่งแทนด้วยสัญลักษณ์ ΔT_{ln} ถูกนิยามตามสมการข้างล่างนี้

$$\Delta T_{ln} = \frac{\text{maximum}\Delta T - \text{minimum}\Delta T}{\ln(\text{maximum}\Delta T / \text{minimum}\Delta T)}$$

โดยทั่วไปผลต่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด จะใช้ค่าผลต่างอุณหภูมิส่วนปลายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ยกเว้นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความซับซ้อนเป็นพิเศษอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุดจะเกิดขึ้นที่จุดอื่นซึ่งเรามักจะไม่รู้ค่าและวัดได้ยาก ดังนั้นสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเราได้

$$\Delta T_{ln} = \frac{(t_1 - t_2) - (T_2 - T_1)}{\ln((t_1 - T_2)/(t_2 - T_1))} \quad (2.34)$$

2.13.2 ตัวประกอบปรับแก้ไข LMTD

เมื่อนำแนวคิดของ LMTD ไปใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่นๆ นอกเหนือจากท่อแบบคู่ หรือแบบขคววน เราจำเป็นต้องมีการปรับแก้ค่า ΔT_{ln} โดยใช้ตัวประกอบปรับแก้ไข Y ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนดังต่อไปนี้

$$\dot{q} = YAU\Delta T_{ln} \quad (2.35)$$

ตัวประกอบแก้ไข Y มีค่าแปรผันตั้งแต่ 0 ถึง 1 เพื่อทำหน้าที่ในการปรับแก้ความคลาดเคลื่อนเนื่องจากสภาวะทำงานจริงที่เบี่ยงเบนออกจากสภาวะทางอุดมคติ กล่าวคือในการทำงานจริงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่มีการไหลหลายเที่ยว นั้น จะเป็นการผสมกันทั้งเป็นการไหลตามกัน การไหลขวางและการไหลสวนกันตลอดจนการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางซึ่งแตกต่างจากการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่

ตามปกติตัวประกอบปรับแก้ไข Y มักจะแสดงในภาพกราฟ ดังตัวอย่างในภาพ 2.18 กราฟภาพบนสุดใช้สำหรับการไหลในเซลล์หนึ่งเที่ยวและการไหลในท่อสอง สี่หรือหกเที่ยว กราฟภาพกลางใช้สำหรับการไหลในเซลล์สองเที่ยว และการไหลในท่อสี่ แปดหรือสิบสองเที่ยว ส่วนกราฟภาพล่างสุดใช้สำหรับการไหลในเซลล์หนึ่งเที่ยว และการไหลในท่อสาม หกหรือเก้าเที่ยว

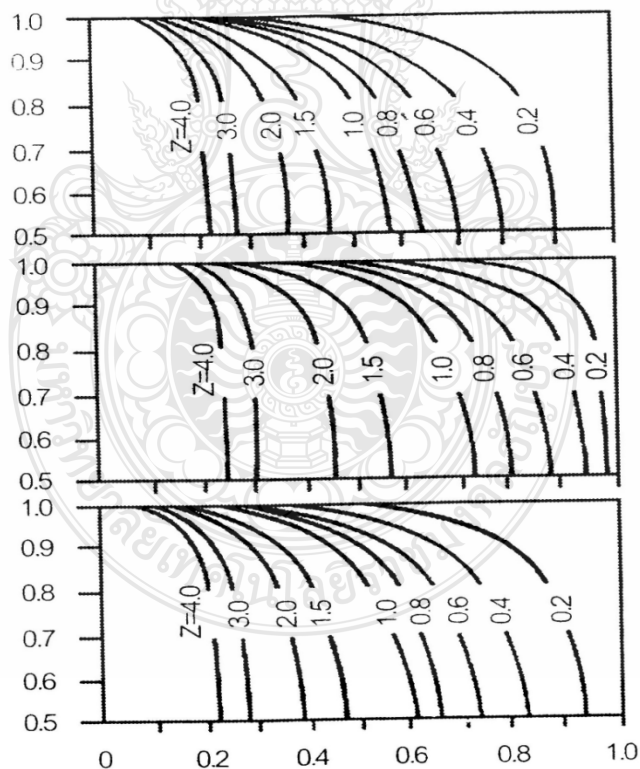
ตัวประกอบแก้ไข Y สำหรับแต่ละกรณีสามารถหาได้จากภาพที่ 2.18 โดยใช้ตัวแปรอีกสองตัวคือ X และ Z ซึ่งนิยามตามสมการข้างล่างนี้

$$X = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.36)$$

เมื่อ

- t_1 = อุณหภูมิทางเข้าด้านท่อ
- t_2 = อุณหภูมิทางออกด้านท่อ
- T_1 = อุณหภูมิทางเข้าด้านเซลล์
- T_2 = อุณหภูมิทางออกด้านเซลล์

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่างอุณหภูมิระหว่างทางเข้ากับทางออกกว้างมาก ตัวประกอบปรับแก้ Y จะไม่ค่อยมีผลมากนัก (กล่าวคือมีการเข้าใกล้ 1) เมื่อผลต่างอุณหภูมิมิมีค่าเล็กน้อย Y จะมีค่าลดลงและจะมีผลกระทบอย่างมากเมื่อเกิดอุณหภูมิตัดข้าม (temperature cross)



ภาพที่ 2.18 ตัวประกอบปรับแก้ Y สำหรับปรับแก้ ΔT_m ในการคำนวณแบบในท่อเซลล์ [13]

2.13.3 จำกัดของวิธีการ LMTD

วิธีการ LMTD และการใช้ตัวประกอบปรับแก้ Y ไม่ควรนำไปใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเปลี่ยนสถานะของของไหล ไม่ว่าจะเป็นการเดือดหรือการควบแน่นก็ตาม นอกจากนี้ไม่ควรนำไปใช้ในการออกแบบในกรณีที่ของไหลมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกว้างมาก จนทำให้ข้อสมมติที่ว่าคุณสมบัติของไหลมีค่าคงที่เกิดความคลาดเคลื่อนมาก

ในกรณีที่คุณสมบัติของไหลมีการเปลี่ยนแปลงมากด้วยสาเหตุดังกล่าวข้างต้น เราอาจนำเอาแนวคิดของอุณหภูมิแคลอริก (caloric temperature) มาใช้ตามวิธีการต่อไปนี้

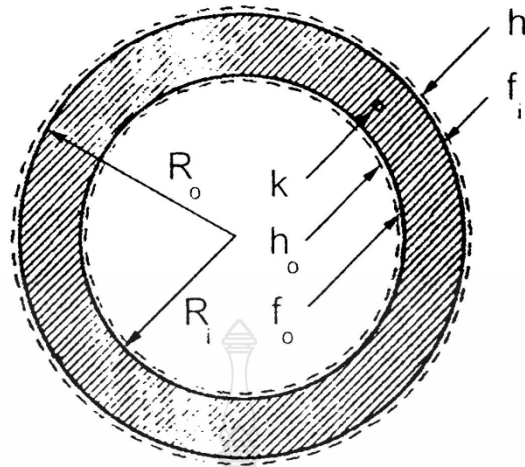
$$\dot{q} = A \frac{U_2 \Delta T_1 - U_1 \Delta T_2}{\ln(U_2 \Delta T_1 / U_1 \Delta T_2)} \quad (2.37)$$

เมื่อ ΔT_1 และ ΔT_2 เป็นผลต่างอุณหภูมิของของไหลทั้งสองที่ส่วนปลายที่หนึ่งและที่สองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ ส่วน U_1 และ U_2 เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ส่วนปลายที่หนึ่งและที่สองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ

อย่างไรก็ตามแนวคิดอุณหภูมิแคลอริกไม่เหมาะสำหรับการออกแบบอุปกรณ์ที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในช่องกว้าง และมีผลต่างของอุณหภูมิมระหว่างของไหลน้อย ดังเช่นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในงานอุณหภูมิต่ำมาก ๆ (cryogenics) ช่างควรจะวิเคราะห์โดยใช้วิธีเพิ่มเป็นขั้นๆ จะถูกต้องกับความเป็นจริงมากกว่า

2.10 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากของไหลหนึ่งไปสู่อีกของไหลหนึ่งโดยมีผนังโลหะกั้นแบ่งนั้น เป็นกระบวนการที่ซับซ้อนมาก การถ่ายเทความร้อนนี้ประกอบด้วย การพาความร้อนจากของไหลร้อนไปสู่พื้นผิวของผนังกั้น ต่อด้วยการนำความร้อนจากพื้นผิวด้านนั้น ผ่านเนื้อผนังไปสู่พื้นผิวอีกด้านหนึ่งของผนัง จากนั้นจึงการเป็นการพาความร้อนอีกครั้งหนึ่งจากผิวด้านนี้ไปสู่ของไหลเย็น ดังแสดงในภาพที่ 2.19 สิ่งที่ทำให้กระบวนการนี้ซับซ้อนขึ้นได้แก่ อิทธิพลของความหนืดของของไหล โดยเฉพาะอย่างยิ่งในบริเวณใกล้กับผนังที่เรียกว่า เบนด์ลารีเลเยอร์ และความต้านทานของการถ่ายเทความร้อนอันเนื่องจากสิ่งที่เกาะสะสมบนพื้นผิว การกัดกร่อนตะกอนบนพื้นผิว ซึ่งมักจะเรียกรวมๆ กันว่า เฟาลิ่ง (fouling) ในท่อผสมเช่นท่อเหล็กกล้าไร้สนิมกับท่อเหล็กกล้าคาร์บอนสำหรับใช้กับของไหลกัดกร่อนในท่อ จะให้ความต้านทานความร้อนเพิ่มขึ้นอีกที่ผิวประกบกันของท่อทั้งสองที่เรียกว่า ความต้านทานสัมผัส (Contact resistance)



ภาพที่ 2.19 ตัวแปรที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลในท่อกับของไหลนอกท่อ [13]

อิทธิพลที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนเหล่านี้สามารถแสดงในภาพของความต้านทานการถ่ายเทความร้อน จากนั้นจึงรวมความต้านทานเหล่านี้เข้าด้วยกันเป็นความต้านทานการถ่ายเทความร้อนรวมดังนี้

$$R_{total} = R_{hi} + R_{fi} + R_k + R_{fo} + R_{ho} \quad (2.38)$$

เมื่อ

- R_{hi} = ความต้านทานของชั้นฟิล์มบนพื้นผิวภายในของท่อ
- R_{fi} = ความต้านทานของคราบเฟอ์ลิ่งพื้นผิวภายในของท่อ
- R_k = ความต้านทานของผนังท่อ
- R_{fo} = ความต้านทานของคราบเฟอ์ลิ่งพื้นผิวภายนอกของท่อ
- R_{ho} = ความต้านทานของชั้นฟิล์มบนพื้นผิวภายนอกของท่อ

ความต้านทานข้างต้นคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$R_{hi} = \frac{1}{A_i h_i} = \frac{1}{2\pi_i L h_i} \quad (2.39)$$

$$R_{fi} = \frac{1}{A_i f_i} = \frac{1}{2\pi_i L f_i} \quad (2.40)$$

$$R_k = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} \quad (2.41)$$

$$R_{fo} = \frac{1}{A_o f_o} = \frac{1}{2\pi r_o L f_o} \quad (2.42)$$

$$R_{ho} = \frac{1}{A_o h_o} = \frac{1}{2\pi r_o L h_o} \quad (2.43)$$

เมื่อ h_i, h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวภายในและภายนอกท่อตามลำดับ
 f_i, f_o = สัมประสิทธิ์เฟอ์ลิงของพื้นผิวภายในและภายนอกท่อตามลำดับ
 k = สภาพการนำความร้อนของผนังท่อ
 r_i, r_o = รัศมีภายในและภายนอกท่อตามลำดับ
 L = ความยาวท่อ

ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แทนที่จะใช้ค่าความต้านทานความร้อน R_{total} เรามักจะใช้ค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ R_{total} ดังนี้

$$U_i = \frac{1}{A_i R_{total}} \quad (2.44)$$

$$U_o = \frac{1}{A_o R_{total}} \quad (2.45)$$

เมื่อ U_i และ U_o เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอิงกับพื้นผิวภายในและภายนอกท่อตามลำดับ ในการนำ U_i และ U_o ไปใช้ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนจะต้องเลือกใช้พื้นที่ให้สอดคล้องกันด้วยดังนี้

$$\dot{q} = A_i U_i \Delta T = A_o U_o \Delta T \quad (2.46)$$

ในบรรดาความต้านทานทางความร้อนที่กล่าวถึงข้างต้น ตามปกติจะมีตัวที่มีค่ามากที่สุดซึ่งมีค่ามากกว่าตัวอื่นหลายๆเท่า ความต้านทานตัวนี้จะมีอิทธิพลมากที่สุด ความต้านทานอื่นๆ แทบจะตัดทิ้งได้เมื่อเทียบกับความต้านทานตัวนี้ ตัวอย่างเช่นในกรณีของไหลที่ไหลผ่านท่อเป็นอากาศหรือแก๊ส ความต้านทานจากการพาความร้อนที่ผิวนอกจะมีค่าสูงสุด จึงเป็นจุดที่จะต้องทำการปรับปรุง

เป็นอันดับแรก เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นเช่น โดยการใส่ครีปที่ผิวนอกเป็นต้น ซึ่งมีผลทำให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น ทำให้ความต้านทานทางความร้อนลดลง

จะเห็นได้ว่าความเที่ยงตรงในการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนร่วม ย่อมถูกจำกัด โดยความเชื่อถือได้ในการหาส่วนประกอบของความต้านทานทางความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และสัมประสิทธิ์เฟอ์ลิง ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทั้งภายในและภายนอกท่อต้องอาศัยข้อมูลเกี่ยวกับคุณสมบัติของของไหล ซึ่งไม่ค่อยจะรู้ค่าอย่างแน่นอนและมีการเปลี่ยนแปลงอย่างมาก ภาพทรงของเส้นทางการไหลมีอิทธิพลต่อการไหลอย่างสูง ในขณะที่การคำนวณค่าเราใช้ค่าเฉลี่ยเป็นหลัก สัมประสิทธิ์เฟอ์ลิงขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่างและความไม่แน่นอนสูงเช่นกัน โดยจะมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเริ่มต้นใช้งานใหม่ๆและมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเรื่อยๆตามอายุการใช้งาน ในที่สุดอาจจะกลายเป็นความต้านทานที่มีอิทธิพลเหนือตัวอื่นๆ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของของไหลและสภาวะการทำงานของพื้นผิวนั้นๆ

ดังนั้นในการคำนวณออกแบบฟังก์ชั่นหน้ากอยู่เสมอว่าค่า U มีความไม่แน่นอนสูง โดยทั่วไปความเชื่อถือได้คงไม่ดีไปกว่า ± 20 เปอร์เซ็นต์ และคงไม่อาจจะทำให้ดีขึ้นได้ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์คำนวณที่สลับซับซ้อน ในการคำนวณเบื้องต้น เราจึงมักใช้ค่า U ที่หาจากแผนภูมิ ซึ่งเป็นผลจากประสบการณ์ที่สั่งสมมาเป็นเวลานาน

2.11 ประสิทธิภาพและ NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบหรือการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามวิธี LMTD มีความสะดวกมากในกรณีที่อุณหภูมิทางเข้า และทางออกของของไหลถูกกำหนดมาให้หรือสามารถหาได้โดยง่าย ทำให้เราสามารถคำนวณหาผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึมได้จากผลต่างอุณหภูมิที่รู้ค่า จากนั้นโดยการหาหรือการใช้ค่า U ที่เหมาะสม เราก็สามารถคำนวณหาพื้นที่ผิวท่อสำหรับการถ่ายเทความร้อนตามขนาดความจุทางความร้อนที่ต้องการได้ ในทางกลับกันถ้าเรารู้ภาพทรงของท่อก่อนแล้ว (นั่นคือรู้พื้นที่ถ่ายเทความร้อน) เราก็สามารถคำนวณหาขนาดความจุของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นได้ตลอดจนอัตราการไหลสูงสุดที่จะสามารถรองรับได้โดยไม่ทำให้การสูญเสียความดันสูงเกินไป หรือเป็นการสิ้นเปลืองกำลังในการปั๊มของไหลมากเกินไป

วิธีการ LMTD ใช้ไม่ได้หรือไม่สะดวกในกรณีที่การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของไหลเป็นตัวแปรที่จะต้องหาจากภาพทรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและอัตราการไหลของของไหลที่กำหนดให้ การหาค่าตอบมักจะต้องใช้วิธีวนซ้ำอันเนื่องจากการหาค่าอุณหภูมิใน LMTD ในสถานการณ์เช่นนี้ ควรจะใช้วิธีการวิเคราะห์อีกแบบหนึ่งซึ่งเรียกว่า วิธี $\epsilon - NTU$ กล่าวคือ วิธีการนี้ได้

นำเอาแนวคิดของพารามิเตอร์ตัวใหม่สองตัวมาช่วยในการคำนวณ คือ ε และ NTU เมื่อ ε ก็คือ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังนิยามในสมการ (2.47) ข้างล่างนี้ และ NTU คือ หน่วยการถ่ายเท (Number of transfer unit) ดังอธิบายประกอบสมการต่อไปนี้

$$\varepsilon = \frac{\text{การถ่ายเทความร้อนจริง}}{\text{การถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้}} \quad (2.47)$$

การถ่ายเทความร้อนจริงเป็นพลังงานที่ของไหลสูญเสียไป หรือพลังงานที่ของไหลเย็นได้รับ ในการคำนวณทั่วไปเราถือว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนในทางอื่น ดังนั้นพลังงานทั้งสองส่วนนี้ต้องเท่ากัน ซึ่งเขียนได้ในภาพสมการ

$$\dot{q} = \dot{m}_h C_h (T_{hi} - T_{hc}) = \dot{m}_c C_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.48)$$

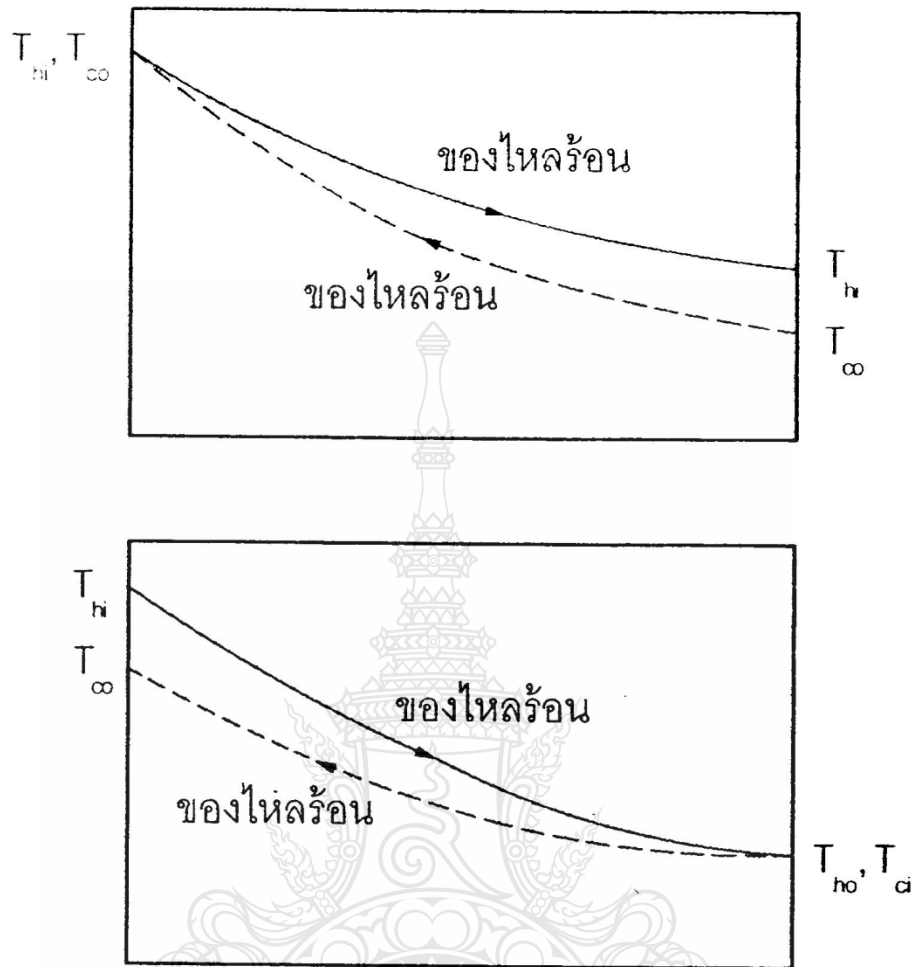
เมื่อ \dot{q} = อัตราการถ่ายเทความร้อน
 \dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหล
 C = ความร้อนจำเพาะของของไหล
 h, c = ตัวห้อยบ่งถึงของไหลร้อนและเย็นตามลำดับ
 i, o = ตัวห้อยบ่งถึงทางเข้าและทางออกของของไหลตามลำดับ

ผลคูณ $\dot{m}C$ เรียกว่า อัตราความจุ มีความเป็นไปได้ที่อัตราความจุของไหลร้อนกับของไหลเย็นจะมีค่าเท่ากัน แต่โดยปกติจะไม่เท่ากัน ดังนั้นผลคูณที่มีค่าน้อยจะเรียกว่า อัตราความจุน้อยที่สุด C_{\min} และผลคูณที่มีค่ามากกว่าเรียกว่า อัตราความจุมากที่สุด C_{\max} ดังนั้นเราจึงอาจจะเขียนสมการ (2.48) ให้อยู่ในภาพ

$$\dot{q} = C_{\max} (\Delta T)_{\min} = C_{\min} (\Delta T)_{\max} \quad (2.49)$$

นั่นคือของไหลที่มีอัตราความจุต่ำกว่า จะเกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิมากกว่า ซึ่งเป็นจริงเสมอเมื่อการสูญเสียความร้อนจากของไหลร้อน เท่ากับการรับความร้อนของของไหลเย็น

ในขณะนี้เราสามารถจะประเมินการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่อาจจะเกิดขึ้นได้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ การถ่ายเทความร้อนนี้จะเกิดขึ้นได้เมื่อหนึ่งในของไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้



ภาพที่ 2.20 การเปลี่ยนแปลงของของไหลทั้งสองในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเป็นกรณี $C_{\min}(\Delta T)_{\max}$ เกิดขึ้นในของไหลเย็นและภาพล่างเป็นกรณีเกิดขึ้นในของไหลร้อน [13]

คือ $T_{hi} - T_{ci}$ ซึ่งหาได้จากการพิจารณาต่อไปนี้

ตามภาพที่ 2.20 (บน) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสูงสุดเกิดขึ้นในของไหลเย็น ซึ่งเท่ากับ $T_{co} - T_{ci} = T_{hi} - T_{ci}$ เนื่องจาก $T_{co} - T_{hi}$

ตามภาพที่ 2.23 (ล่าง) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสูงสุดเกิดขึ้นในของไหลร้อน ซึ่งเท่ากับ $T_{hi} - T_{ho} = T_{hi} - T_{ci}$ เนื่องจาก $T_{ho} - T_{ci}$

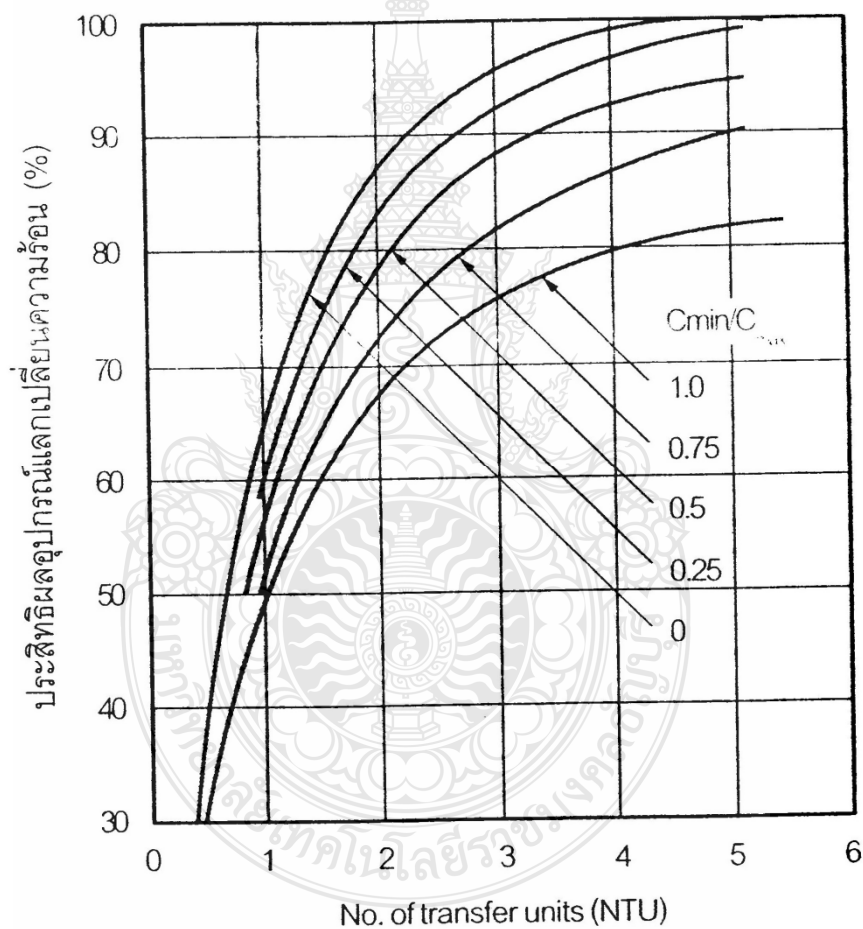
ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่จะเป็นไปได้ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (2.49) จึงมีค่าเท่ากับ

$$\dot{q}_{\max} = C_{\max}(\Delta T)_{\max}(\Delta T)_{\max} = C_{\min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.50)$$

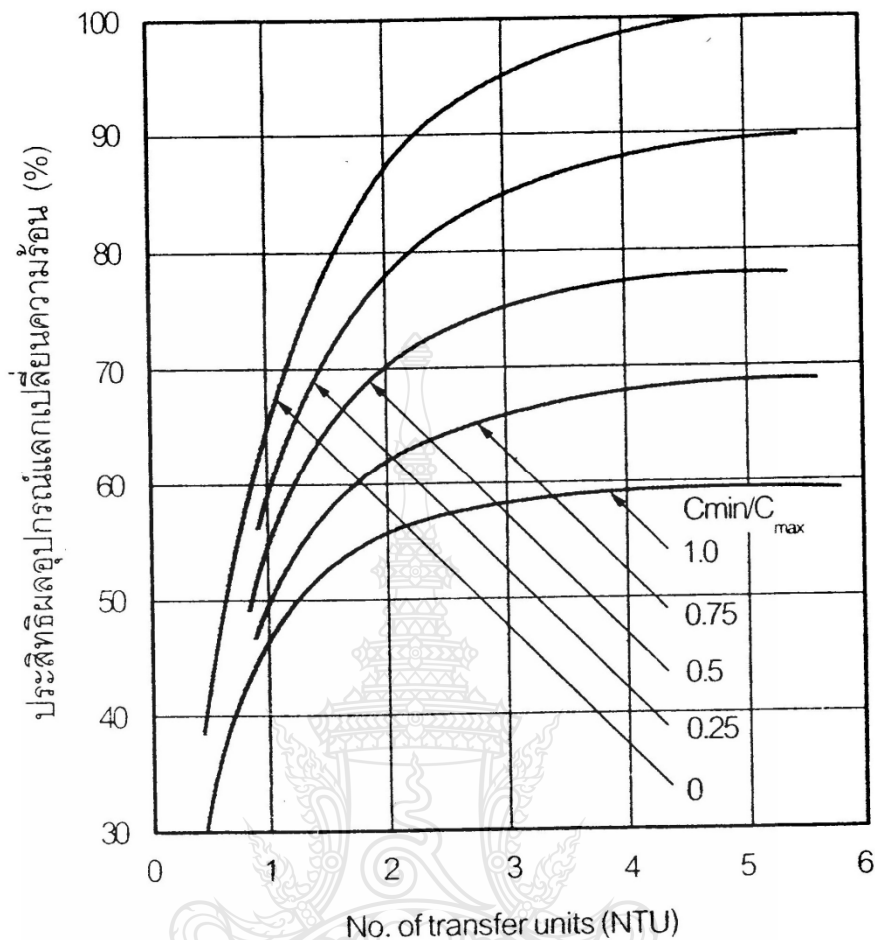
และประสิทธิภาพ ε จึงคำนวณได้ตามสมการ (2.47) ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h C_h (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{m_c C_c (T_{\infty} - T_a)}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.51)$$

ในการพัฒนาต่อไปของทฤษฎีทางด้านนี้ กลุ่มตัวแปร UA/C_{min} จัดว่าเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และเรียกว่า NTU หรือเรียกชื่อเต็มว่า หน่วยการถ่ายเท (Number of transfer units)



ภาพที่ 2.21 ประสิทธิภาพ ε กับหน่วยการถ่ายเท NTU ที่อัตรากำลังความจุต่างๆชนิดท่อคู่ [13]



ภาพที่ 2.22 ประสิทธิภาพ ϵ กับหน่วยการถ่ายเท NTU ที่อัตราค่าถึงความจุต่างๆ ชนิดท่อในเซลล์ [13]

เมื่อ U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และ A พื้นที่ถ่ายเทความร้อนค่าของ NTU เป็นตัวบ่งชี้อย่างง่าย ๆ ของระดับความซับซ้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ค่าที่สูงยิ่งแสดงถึงระดับความซับซ้อนที่เพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ผลิตสำหรับใช้งานทั่วไปจะมีค่า NTU ระหว่าง 2 ถึง 6 ส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้รับการออกแบบอย่างซับซ้อนให้มีความกะทัดรัดมากๆ อาจจะมีค่า NTU มากกว่า 100

การวิเคราะห์เชิงทฤษฎีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี $\epsilon - NTU$ และทำงานโดยเริ่มจากหลักการอนุรักษ์พลังงานนั้นมีความซับซ้อนพอสมควร แต่นับว่าโชคดีที่ทฤษฎีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปได้มีการพัฒนาจนมีรากฐานค่อนข้างดีมากแล้ว แผนภูมิสำหรับใช้งานในช่วงที่เป็นประโยชน์ในทางปฏิบัติทั่วไปสามารถหาได้จากหนังสือเช่น Compact Heat Exchangers ภาพที่ 2.21 และ 2.22 เป็นตัวอย่างของแผนภูมิดังกล่าวภาพที่ 2.20 เป็นแผนภูมิสำหรับอุปกรณ์

แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ไหลสวนกัน หรือชนิดท่อในเซลล์แบบไหลสวนที่ขั้วเดียว แผนภูมินี้แสดงค่าประสิทธิภาพ ε เป็นฟังก์ชันของหน่วยการถ่ายเท NTU สำหรับค่าต่างๆของอัตราส่วนกำลังความร้อน C_{\min}/C_{\max} ในพิสัย 0 ถึง 1 จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า ประสิทธิภาพจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ NTU เพิ่มขึ้น และมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกันเมื่ออัตราส่วนกำลังความร้อนมีค่าลดลง

แผนภูมิในภาพที่ 2.22 จะคล้ายกับภาพ 2.21 แต่ภาพที่ 2.22 เป็นแผนภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อในเซลล์แบบไหลที่ขั้วเดียวด้านเซลล์และไหลสองที่ขั้วด้านท่อ การเปรียบเทียบระหว่างภาพทั้งสองเผยให้เห็นการตกลงอย่างมากของประสิทธิภาพสำหรับกรณีของการไหลสองที่ขั้วในท่อ ซึ่งการไหลไม่ได้เป็นการไหลสวนกันอย่างแท้จริง กล่าวคือเป็นการไหลตามกันอีกครั้งหนึ่ง

2.12 ตัวอย่างการคำนวณ

ในหัวข้อนี้เราจะพิจารณาการคำนวณเกี่ยวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อในเซลล์แบบไหลที่ขั้วเดียวในเซลล์และไหลสองที่ขั้วด้านท่อเพื่อเป็นการแสดงการวิเคราะห์ตามวิธีการ LMTD และวิธี $\varepsilon - NTU$

2.12.1 วิธีการ LMTD กับการกำหนดขนาดอุปกรณ์ของการแลกเปลี่ยนความร้อน

พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับระบายความร้อนน้ำมันเครื่อง (ไหลในท่อ) ด้วยน้ำ (ไหลในเซลล์) น้ำมันเครื่องมีอัตราการไหลเท่ากับ 170 kg/min และอุณหภูมิเข้าและออกเท่ากับ 110 และ 75°C ตามลำดับ ความร้อนจำเพาะของน้ำมันเครื่องเท่ากับ 1.9 kJ/kg K น้ำระบายความร้อนอุณหภูมิที่ใช้ 20°C

การออกแบบจะดำเนินการตามคำแนะนำของ Frank [1978] กล่าวคือ

1. รักษาอุณหภูมิออกของน้ำมันไม่ให้เกิน 50°C
2. กำหนดให้อุณหภูมิน้ำเพิ่มขึ้นในช่วง $10\text{-}20^\circ\text{C}$

ในที่นี้ เราสมมุติให้อุณหภูมิออกของน้ำเท่ากับ 40°C ในขั้นแรกเราต้องหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ซึ่งสำหรับการคำนวณเบื้องต้นเราสามารถใส่แผนภูมิได้ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน h_s ของน้ำทางด้านเซลล์สามารถหาได้จากแกนนอนของภาพดังกล่าวซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 180 ถึง $240 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ หรือค่าเฉลี่ยเป็น $210 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} = 210 \times 5.677 = 1192 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K}$ ส่วนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h_c ของน้ำมันทางด้านท่อสามารถหาได้จากแกนบนของแผนภูมิ ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 50 ถึง $100 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ หรือค่าเฉลี่ยเป็น $75 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ จากนั้นเราสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U โดยการโยงเส้นตรงระหว่างจุด 210 บนแกนนอน กับจุด 75 บนแกนบนและอ่านค่า U จากจุดตัดระหว่างเส้นตรงที่ลากกับแกนกลางของแผนภูมิ ในอีกทาง

หนึ่งนั้น ค่า U สามารถคำนวณได้จากสมการ (2.38) และ (2.39) โดยไม่คิดความหนาของท่อและความต้านทานเฟอ์ลิง ดังนั้นเราได้

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} = \frac{1}{1192} + \frac{1}{425.8}$$

$$U = 314 \text{ W/m}^2\text{K}$$

ในขั้นที่สอง เป็นการหาผลต่างของอุณหภูมิเชิงลอการิทึม ΔT_{\ln} ดังต่อไปนี้

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{(110 - 40) - (75 - 20)}{\ln((110 - 40) / (75 - 20))} = 62^\circ\text{C}$$

ในขั้นที่สาม จะเป็นตัวหาประกอบปรับแก้ Y เนื่องจากอุปกรณ์ที่กำลังพิจารณาอยู่นี้ไม่ใช่เป็นการไหลสวนกันอย่างแท้จริง ตัวประกอบปรับแก้สามารถหาได้จากแผนภาพในภาพที่ (2.21) โดยใช้แผนภาพบนสุดซึ่งเป็นแผนภาพสำหรับการไหลที่ขั้วเดียวด้านเซลล์ และไหลสองที่ขั้วด้านท่อ ก่อนอื่นเราหาตัวประกอบ X และ Z จากสมการ (2.36) ดังต่อไปนี้

$$X = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{75 - 110}{20 - 110} = 0.39$$

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20 - 40}{75 - 110} = 0.75$$

พึงสังเกตว่าในสมการข้างบนนี้ t และ T คืออุณหภูมิทางด้านท่อเซลล์ตามลำดับ ส่วนห้อย 1 และ 2 คือสถานะที่ทางเข้าและทางออกตามลำดับ จากค่า X และ Z ที่คำนวณได้ในข้างต้น เราอ่านค่าตัวประกอบปรับแก้ Y ได้เท่ากับ 0.98

ในขั้นตอนที่สี่ จะเป็นการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน เราเริ่มต้นด้วยการคำนวณความร้อนที่ถ่ายเทออกจากน้ำมันเครื่องจากสมการ (2.48)

$$\dot{q} = \dot{m}_h C_h (T_{hi} - T_{ho}) = \frac{170}{60} \times 1.9 (110 - 75) = 188 \text{ kW}$$

อัตราการไหลของน้ำสามารถหาได้จากสมดุลความร้อน กล่าวคือ น้ำจะได้รับความร้อนทั้งหมดที่ถ่ายเทออกจากน้ำมัน และให้ความร้อนจำเพาะของน้ำเท่ากับ 4.18 kJ/kg K ดังสมการ (2.48) สำหรับน้ำจะกลายเป็น

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{q}}{C_0(T_\infty - T_{ci})} = \frac{188}{4.18(40-20)}$$

$$= 2.55 \text{ kg/s} = 2.25 \times 60 \text{ kg/min} = 135 \text{ kg/min}$$

ในขั้นสุดท้าย จะเป็นการหาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจากสมการ (2.52)

$$\dot{q} = YAU\Delta T_{ln} \quad (2.52)$$

หรือจัดให้อยู่ในภาพ

$$A = \frac{\dot{q}}{YU\Delta T_{ln}} = \frac{188 \times 1000}{0.98 \times 314 \times 62} = 9.85 \text{ m}^2$$

พื้นที่รวม A ข้างต้นเป็นพื้นที่ผิวทั้งหมดที่ประกอบขึ้นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน พื้นที่รวม A มีความสัมพันธ์กับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ d, ความยาวท่อ L, และจำนวนท่อ n ตามสมการต่อไปนี้

$$A = \pi d L n$$

เราจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า เราสามารถเลือกเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ d, ความยาวท่อ L, และจำนวนท่อ n ให้แตกต่างกันได้มากมายเพื่อให้ได้พื้นที่ A ตามที่ต้องการ ตัวอย่างเช่น ถ้าเราเลือก d ปานกลาง ให้มีความยาวน้อย แต่มีจำนวนท่อ n เป็นจำนวนมาก เราก็จะได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อ้วนสั้น ในทางกลับกัน ถ้าเราเลือกใช้ท่อที่ยาวแต่มีจำนวนท่อน้อย เราก็จะได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เล็กแต่ยาวมาก

ในการเลือกตัวแปรดังกล่าว เราต้องพิจารณาปัจจัยหลายอย่าง ตัวอย่างเช่น ความต้องการหรือข้อจำกัดในการติดตั้ง ราคาเปรียบเทียบของภาพลักษณ์แต่ละแบบ และความดันที่ตกยอมรับได้ หรือเท่าที่มีอยู่เป็นต้น ข้อแนะนำเบื้องต้นก็คือ ความเร็วทางด้านท่อควรอยู่ในช่วง 1 ถึง 2 m/s โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับการไหลของน้ำทางด้านท่อความเร็วควรอยู่ในช่วง 1.5 ถึง 2.5 m/s การ

ตัดสินใจขั้นสุดท้ายต้องพิจารณาทั้งปัจจัยทางเทคนิค และปัจจัยทางเศรษฐศาสตร์ รวมทั้งการถ่วงดุลระหว่างการเพิ่มความเร็วเพื่อเพิ่มความเร็วเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนกับค่าใช้จ่ายในการปั๊มของไหล

โดยทั่วไปเรามักจะเพิ่มพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนให้มากกว่าที่คำนวณได้ เพื่อเพื่อสำหรับเฟลิ่งที่เกิดขึ้นในภายหลัง การเพิ่มพื้นที่อาจจะกระทำโดยการขยายความยาวท่อหรือเพิ่มจำนวนท่อ วิธีที่ดีที่สุดน่าจะเป็นการขยายความยาวท่อเพิ่มขึ้น แม้ว่าผลให้ความดันตกเพิ่มขึ้นก็ตาม การเพิ่มจำนวนท่อจะทำให้ความเร็วของของไหลลดลง ซึ่งมีผลให้สมรรถนะทางความร้อนตกลง และเพิ่มแนวโน้มในการเกิดเฟลิ่งเร็วขึ้น

ตัวอย่างการคำนวณออกแบบข้างต้นซึ่งใช้วิธีของ LMTD เป็นตัวอย่างปัญหาที่เรียกว่า การกำหนดขนาด (Sizing problem) กล่าวคือเป็นการเลือกภาพลักษณ์และขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ทำงานภายใต้สภาวะที่ต้องการหรือที่กำหนดให้ เช่น อัตราการไหลของของไหล อุณหภูมิเข้าและออกของของไหล เป็นต้น

2.12.2 วิธีกร $\varepsilon - NTU$ กับการประเมินกำลังพิกัดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ปัญหาอีกแบบหนึ่งเกี่ยวข้องกับการประเมินกำลังพิกัด (Rating problem) เป็นกรณีที่เรามีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอยู่แล้ว และเราต้องการหาอัตราการถ่ายเทความร้อน ความดันตก และสภาวะทางออกของของไหล เมื่อกำหนดเงื่อนไขการทำงานให้เช่น สภาวะทางเข้าและอัตราการไหลของของไหล เป็นต้น

ลองพิจารณาตัวอย่างข้างต้นอีกครั้งหนึ่ง โดยให้อัตราการไหลของน้ำลดลงเหลือเพียงครึ่งหนึ่งของก่อนหน้า ในขณะที่ยังคงเหมือนเดิม สิ่งที่เราต้องการหาคืออัตราการถ่ายเทความร้อน และอุณหภูมิออกของของไหลทั้งสอง สิ่งที่เราคาดหมายได้ในเบื้องต้นคือ อัตราการถ่ายเทความร้อนคงจะลดน้อยลง อุณหภูมิของน้ำมันจะลดต่ำลงได้ไม่มากเท่ากับในกรณีในก่อนหน้านี้ อุณหภูมิของน้ำน่าจะเพิ่มขึ้นมากกว่าเดิม อย่างไรก็ตามอุณหภูมิออกของน้ำมันและน้ำเป็นสิ่งที่ยังไม่รู้ค่า จึงยังไม่สามารถคำนวณผลต่างอุณหภูมิเชิงลอกได้

หนทางหนึ่งในการแก้ปัญหานี้ เป็นการคำนวณซ้ำเข้าหาคำตอบดังต่อไปนี้

1. สมมุติค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน \dot{q}
2. คำนวณอุณหภูมิออกของน้ำมันและน้ำจากสมการ

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

3. คำนวณหาผลต่างอุณหภูมิ ΔT_{ln} และตัวประกอบปรับแก้ Y ดังเช่นก่อนหน้า

4. คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการ (2.35) $YAU\Delta T_{ln}$

$$\dot{q}_{new} = YAU\Delta T_{ln}$$

5. เปรียบเทียบอัตราค่าการถ่ายเทความร้อนที่สมบัติในข้อ 1. กับค่าที่คำนวณได้ในข้อ 4. ถ้ามีค่าใกล้เคียงกัน ค่าอุณหภูมิที่คำนวณได้ในข้อ 2. และอัตราค่าการถ่ายเทความร้อนในข้อ 4. คือคำตอบที่ต้องการ แต่ถ้าไม่ใกล้เคียงกัน ให้แทนค่า \dot{q} ในข้อ 1. ด้วย \dot{q}_{new} ที่คำนวณได้ในข้อ 4. แล้วดำเนินการคำนวณตามข้อ 1. ถึง 4. ซ้ำ

จะเห็นได้ว่า วิธีการคำนวณตามที่บรรยายมานี้ค่อนข้างจะซ้ำซากและสิ้นเปลืองเวลา โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องจำนวนมาก ปัญหาในลักษณะนี้ เรามักจะใช้วิธีการ $\varepsilon - NTU$ ดังจะได้แสดงวิธีการคำนวณโดยใช้ข้อมูลเดียวกันกับข้างต้นดังนี้

ในขั้นแรกเรากำหนดอัตราความจุ mC ของน้ำมันและน้ำ

$$\text{สำหรับน้ำมัน } m_o C_o = \frac{170}{60} \times 1900 = 5383 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\text{สำหรับน้ำ } m_w C_w = \frac{67}{60} \times 4180 = 4667 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

ดังนั้น อัตราความจุน้อยที่สุดเกิดขึ้นในน้ำ และน้ำจะมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ (สูงขึ้น) มากกว่าน้ำมัน (อุณหภูมิลดลง) อัตราส่วนกำลังความจุหาได้จาก

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{4667}{5383} = 0.867$$

หน่วยการถ่ายเทสามารถหาได้จาก

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{330 \times 9.2}{4667} = 0.65$$

ลำดับต่อไปเป็นการหาประสิทธิภาพ ε ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยอาศัยแผนภูมิที่ให้ไว้ในภาพที่ 5.10 จากค่า $NTU = 0.65$ และ $C_{\min} / C_{\max} = 0.87$ เราอ่านค่าประสิทธิภาพ ε จากแผนภูมิได้ 40 % ซึ่งค่อนข้างต่ำแสดงว่า อุณหภูมิน้ำมีการเปลี่ยนแปลงจริงเพียง 40 % ของค่าสูงสุดที่จะเป็นไปได้ในทางทฤษฎี จากนั้นเราสามารถคำนวณอุณหภูมิออกของน้ำได้ดังต่อไปนี้

$$(\Delta T_w)_{\max} = 100 - 20 = 90^\circ\text{C}$$

$$(\Delta T_w)_{\text{act}} = 0.4 \times 90^\circ\text{C} = 36^\circ\text{C}$$

$$T_{wo} = 20 + 36 = 56^{\circ}\text{C}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{q} = \dot{m}_w C_w \Delta T_w = 4667 \times 36 = 168 \text{ kW}$$

เนื่องจากการสูญเสียความร้อนของน้ำมันต้องเท่ากับความร้อนที่น้ำได้รับ เราจึงคำนวณอุณหภูมิออกของน้ำมันได้ดังต่อไปนี้

$$\dot{q} = \dot{m}_o C_o (T_{oi} - T_{oe})$$

$$\text{จัดภาพใหม่ } T_{oe} = T_{oi} - \frac{\dot{q}}{\dot{m}_o C_o} = 110 - \frac{168 \times 1000}{5383} = 79^{\circ}\text{C}$$

จากผลการคำนวณข้างต้นเราจะพบว่า ในขณะที่อัตราการไหลของน้ำลดลงถึง 50 % จาก 135 kg/min เป็น 67 kg/min แต่สมรรถนะทางด้านความร้อนลดลงจาก 180 kW เป็น 168 kW ซึ่งคิดเป็นเพียง $(188-167)/188 = 11\%$ เท่านั้น อย่างไรก็ตาม พึงสังเกตว่าทั้งนี้ในตัวอย่างเริ่มต้น และในตัวอย่างที่ลดอัตราการไหลของน้ำลงแล้ว เราใช้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากัน ซึ่งในทางความเป็นจริงนั้น เมื่ออัตราการไหลลดลงจะมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะลดลงด้วย ซึ่งควรนำมาพิจารณาด้วยในกรณีที่เราต้องการผลการคำนวณที่ถูกต้องตรงยิ่งขึ้น เราอาจจะตรวจสอบผลการคำนวณที่ได้ โดยการทำงานย้อนกลับด้วยวิธีการ LMTD ใช้ข้อมูลทางออกที่คำนวณได้จากวิธีการ $\epsilon - NTU$ ดังแสดงไว้ต่อไปนี้

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(110 - 56) - (79 - 20)}{\ln((110 - 56)/(79 - 20))} = 56.8^{\circ}\text{C}$$

$$X = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{79 - 110}{20 - 110} = 0.344$$

$$Z = \frac{T_2 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20 - 56}{79 - 110} = 1.16$$

จากแผนภูมิภาพบนของภาพที่ 2.18 เราอ่านค่าได้ $Y = 0.95$ ดังนั้น เราคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

$$\dot{q} = YAU\Delta T_{in} = 0.95 \times 9.83 \times 330 \times 56.8 = 168 \text{ kW}$$

ซึ่งเท่ากันกับที่คำนวณได้จากวิธีการ $\varepsilon - NTU$

2.13 ผลของความเสียหายในของไหลต่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบทางด้านความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมุ่งไปที่การจัดให้มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนอย่างเพียงพอ เพื่อให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นสามารถรับมือกับภาระหน้าที่ทางความร้อนที่ต้องการได้ ผลของความเสียหายในของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนับว่ามีความสำคัญไม่ยิ่งหย่อนไปกว่ากัน เพราะเป็นตัวให้เกิดความดันตกขึ้นในของไหลที่อยู่ในระบบ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีกำลังปั๊มเข้าให้แก่ของไหลผ่านทางปั๊มหรือพัดลม เพื่อรักษาการไหลไว้ ปั๊มหรือพัดลมที่ใช้ทำให้ค่าลงทุนของระบบเพิ่มขึ้น และเป็นส่วนสำคัญของค่าใช้จ่ายดำเนินการของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การประหยัดเงินลงทุนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยการเลือกซื้อประเภทกะทัดรัดที่มีการไหลด้วยความเร็วสูง อาจจะสูญหายไปไม่ช้า จากค่าใช้จ่ายดำเนินการที่เพิ่มสูงขึ้น เพราะฉะนั้นการออกแบบและการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในขั้นสุดท้ายจึงขึ้นอยู่กับการใช้ที่มีประสิทธิภาพของความดันตกที่ยอมรับได้และค่าใช้จ่ายของปั๊มและพัดลมพอกๆกับการแจกแจงอุณหภูมิ และการจัดให้มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนอย่างพอเพียง

ความดันตกวมที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นผลสะสมทั้งหมดของส่วนประกอบย่อยจำนวนมาก การสูญเสียตัวแลกเปลี่ยนโดยทั่วไปเกิดขึ้นในการไหลของของไหลไปในท่อ การไหลผ่านแผงท่อ (ดังในกรณีของการไหลขวาง ซึ่งอาจจะมีการใส่ครีบหรือไม่ก็ได้) หรือการไหลผสมกันทั้งการไหลผสมกันทั้งการไหลขวางและไหลตามแนวแกน (ดังในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อในเซลล์ที่มีแผงกัน) การสูญเสียในส่วนต่อมากเกิดจากการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่หน้าตัดของการไหล ทั้งหดเล็กลง และขยายโตขึ้นอย่างกะทันหัน ในขณะที่ของไหลเข้าสู่หรือออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ความสูญเสียส่วนหนึ่ง เกิดขึ้นเมื่อของไหลเลี้ยวกลับทิศในอุปกรณ์ที่ของไหลไหลกลับไปกลับมาหลายเที่ยว ความสูญเสียอีกส่วนหนึ่งเป็นผลจากสิ่งๆที่สร้างขึ้นเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน เช่น การทำให้พื้นผิวขรุขระ การเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยการเสริมครีบ การทำพื้นผิวให้เป็นลอน และการทำเป็นเกล็ด เป็นต้น ในบางกรณีสิ่งๆที่สร้างขึ้นเพื่อเพิ่มขีดความสามารถในการถ่ายเทความร้อน อาจจะมีผลในทางเพิ่มความเสียหายต่อการไหล ซึ่งเป็นผลให้ต้องสิ้นเปลืองกำลังงานในการขับเคลื่อนของไหลเพิ่มขึ้นเกินกว่าผลดีที่ได้จากการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเสียอีก

ขนาดของการสูญเสียความดันสำหรับการไหลในสถานการณ์ต่างๆ เช่นการไหลในท่อ การไหลผ่านแผงท่อ หรือการไหลทางด้านเซลล์ โดยทั่วไปเราสามารถคำนวณได้จากสมการในภาพ

$$\Delta p = cf\rho \frac{u^2}{2} \frac{L}{D} N \quad (2.53)$$

เมื่อ Δp = การสูญเสียความดัน
 c = ตัวคงค่า ขึ้นอยู่กับสถานการณ์การไหลแต่ละแบบ
 f = ตัวประกอบความเสียดทาน ขึ้นอยู่กับสถานการณ์การไหลแต่ละแบบ
 ρ = ความหนาแน่นของของไหล
 u = ความเร็วของของไหล
 L = ความยาวของท่อ
 N = จำนวนเทียบของการไหล
 D = เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ หรือความยาวลักษณะสมบัตินั้น

ภาพแบบจริงของสมการขึ้นอยู่กับสถานการณ์การไหล กล่าวคือ สำหรับการไหลผ่านแพ่งท่อนั้น พารามิเตอร์ที่สำคัญคือ จำนวนแถวของท่อ ความลึกของแพ่งท่อ และลักษณะการจัดเรียงท่อว่าเป็นแบบตรงแนวกัน หรือเอียงกัน สำหรับการไหลทางด้านเซลล์นั้น ตัวแปรที่มีผลต่อการสูญเสียความดันได้แก่ ชนิด จำนวน ระยะห่าง และช่องว่างของแผ่นกัน ปัจจัยสำคัญอื่นที่มีความสำคัญเช่นกันสำหรับของไหลที่มีความหนืดของมันมีความไวต่ออุณหภูมิ ก็คือ อัตราส่วนระหว่างความหนืดของของไหลโดยรวม (μ_f) ต่อความหนืดของของไหลที่ชิดผนังท่อ (μ_w) อัตราส่วนดังกล่าวนี้ บางครั้งปรากฏเป็นส่วนหนึ่งของสมการ 2.53 ดังนี้

$$\Delta p = cf\rho \frac{u^2}{2} \frac{L}{D} N (\mu_f / \mu_w)^{0.14} \quad (2.54)$$

พารามิเตอร์ที่นับว่ามีความสำคัญที่สุดต่อการสูญเสียความดันก็คือ ความเร็วของของไหล ดังจะเห็นได้จากสมการ (2.53) ว่าการสูญเสียความดันจะเพิ่มขึ้นตามกำลังสองของความเร็ว ในขณะที่ตัวแปรอื่นมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นตรง ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของไหลมีผลกระทบสูงกว่าการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรอื่นมาก

ความเร็วของการไหล u มีค่าขึ้นอยู่กับอัตราการไหลมวล \dot{m} ความหนาแน่น ρ ของของไหล และพื้นที่หน้าตัด A ของการไหล ตามความสัมพันธ์ของความต่อเนื่องคือ $\dot{m} = \rho UA$ ในบางครั้ง

สมการ (2.53) สำหรับคำนวณการสูญเสียความดันอาจแสดงในเทอมของอัตราการไหลเชิงมวล m แทนที่ u โดยใช้ความสัมพันธ์ของความต่อเนื่องดังกล่าว

พื้นที่หน้าตัด A ของการไหลในสมการข้างต้นขึ้นอยู่กับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ดังนั้นในการคำนวณความดันตกทางด้านท่อ พื้นที่การไหลรวม A_T สามารถหาได้จาก

$$A_T = \frac{\pi}{4} D_i^2 n \quad (2.55)$$

เมื่อ A_T = พื้นที่การไหลรวม
 D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ
 n = จำนวนท่อสำหรับการไหลแต่ละเที่ยว

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลขวางนั้น พื้นที่การไหลเรคตจูดที่ความเร็วเฉลี่ยของของไหลสูงสุด ซึ่งเกิดขึ้นที่พื้นที่หน้าตัดต่ำสุด การพิจารณาหาพื้นที่การไหล เราแยกเป็นสองกรณีตามวิธีการจัดเรียงท่อคือ การจัดเรียงท่อแบบตรงแนว และการจัดเรียงท่อแบบเอียง ดังแสดงในภาพที่ 2.23 (ก) และ (ข) ตามลำดับ สำหรับในกรณีจัดเรียงท่อแบบตรงแนวนั้น พื้นที่การไหลแคบสุดสามารถหาได้จาก

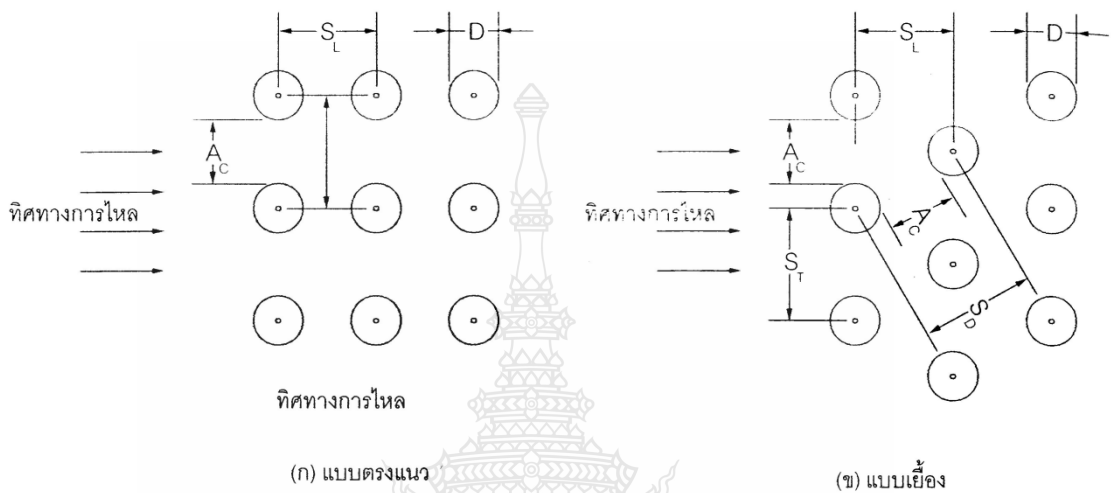
$$A_c = (S_T - D_o) L n \quad (2.56)$$

เมื่อ A_c = พื้นที่การไหลแคบสุด
 S_T = ระยะระหว่างศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง
 D_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ
 L = ความยาวท่อ (ในทิศทางตั้งฉากกับกระดาษ)
 n = จำนวนแถวของท่อในทิศทางตั้งฉากกับการไหล เช่น ในภาพที่ 2.23 มีสามแถวเป็นต้น

สำหรับในกรณีที่จัดวางท่อแบบเอียงกัน พื้นที่การไหลแคบสุดอาจเกิดขึ้นที่ A_c หรือ A_c' ก็ได้ (ดูภาพที่ 2.23 (ข) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (S_T) กับระยะห่างในแนวทแยง (S_D) ซึ่งเราจะต้องหาค่าทั้งสองแล้วทำการเปรียบเทียบกันดังต่อไปนี้

$$A_c = (S_T - D_o)Ln \quad (2.57)$$

$$A_c = 2(S_D - D_o)Ln \quad (2.58)$$



ภาพที่ 2.23 ลักษณะการจัดวางท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลขวาง [13]

ตัวประกอบ 2 ในสมการ เกิดจากการที่ของไหลที่ไหลผ่าน A_c หนึ่งช่องไหลจะไหลแยกผ่าน A_c สองช่อง

ตัวประกอบความเสียดทาน f ที่ปรากฏในสมการ เป็นตัวแปรทางเอมพิริคัล และได้มีการหาค่าไว้ด้วยวิธีการทดลองสำหรับสถานการณ์ที่แตกต่างมากมาย เช่น สำหรับท่อเรียบและท่อขรุขระ สำหรับการจัดวางแผงกันแบบต่างๆ เป็นต้น ซึ่งสามารถค้นคว้าได้จากเอกสารอ้างอิงเกี่ยวกับการออกแบบทางความร้อนโดยทั่วไป การคำนวณเกี่ยวกับความดันตก และการถ่ายเทความร้อนด้านท่อสามารถกระทำได้เที่ยงตรงกว่าและเชื่อถือได้มากกว่าทางด้านเซลล์มาก ทั้งนี้เนื่องจากลักษณะช่องทางการไหลในท่อถูกบังคับ และกำหนดไว้อย่างชัดเจนกว่ามาก ตัวอย่างเช่น เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อสามารถคุมได้อย่างเที่ยงตรง จำนวนท่อรู้ค่าอย่างแน่นอน และเส้นทางการไหลค่อนข้างยาว โดยไม่มีการเปลี่ยนหน้าตัดหรือทิศทางการไหลอย่างกะทันหัน

การไหลของของเหลวที่หนืดที่มีความเร็วต่ำมีแนวโน้มที่จะเป็นแบบเทอร์บิวเลนต์ทางด้านเซลล์มากกว่าทางด้านท่อ ในการออกแบบถ้าปรากฏว่าของเหลวที่กำลังพิจารณาจะมีการไหลเป็นแบบลามินาร์ทางด้านเซลล์ เราควรตรวจสอบดูว่า การเปลี่ยนของเหลวนั้นไปอยู่ทางด้านเซลล์จะทำให้

การไหลเป็นแบบเทอร์บิวเลนต์หรือไม่ ถ้าเป็นก็ควรจะเปลี่ยนให้ไปอยู่ทางด้านเซลล์ แต่สำหรับของเหลวมีความเร็วต่ำมาก หรือมีความหนืดสูงมากจนมั่นใจว่ายังคงเป็นการไหลแบบลามินาร์ก็ควรให้อยู่ทางด้านท่อ ช่างการคำนวณมีความแน่นอนที่ตรงกว่า

เราได้ทำการพิจารณาองค์ประกอบที่เกี่ยวกับการออกแบบทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อย่างไรก็ตามบทนี้ไม่ได้มุ่งหมายจะให้เป็นที่รวมหรือคู่มือที่สมบูรณ์แบบของกระบวนการวิธีออกแบบทางความร้อน สำหรับผู้ที่ทำงานเกี่ยวข้องกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งที่ไม่ได้รวบรวมอยู่ในบทนี้คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลมีการเปลี่ยนสถานะขณะทำงาน เช่น คอนเดนเซอร์ อีแวพอเรเตอร์ และหม้อไอน้ำ เป็นต้น ผู้ที่ต้องการรายละเอียดเพิ่มเติม หรือผู้ที่ทำงานเกี่ยวข้องกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยตรงสามารถจะค้นคว้าได้จากเอกสารอ้างอิงที่ให้ไว้ท้ายบทนี้

2.14 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.14.1 การวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อแบบขดเป็นวง (จำเนียร สุวะโกร) [1]

งานวิจัยนี้ได้เสนอการศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อขดเป็นวงที่วางในแนวนอน โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8 มิลลิเมตร ขดเป็นท่อแบบขดเป็นวงมีจำนวนรอบของการขดทั้งหมด 5 รอบ ใช้เป็นชุดทดลองโดยมีอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของการขดเท่ากับ 0.02, 0.04, 0.05 ตามลำดับ โดยชุดทดลองถูกกำหนดให้ติดตั้งในแนวนอนในภาชนะที่รักษาอุณหภูมิภายในถึงอย่างสม่ำเสมอ มีน้ำเย็นเป็นของไหลที่ไหลในท่อ ซึ่งไหลเข้าท่อที่ตำแหน่งวงในสุดและไหลออกที่ตำแหน่งวงนอกสุด โดยอัตราการไหลของน้ำอยู่ในช่วง 0.05-0.12 กิโลกรัมต่อวินาที ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขได้ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k-\epsilon$ มาตรฐาน ในการหาคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนและการไหล โดยใช้ระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมจางของการไหลแบบปั่นป่วน ที่มีภาพแบบการวางกริดแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured Grids) ผลที่ได้จากการคำนวณนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองซึ่งพบว่ามีความสอดคล้องกันดี จากการศึกษาเชิงพารามิเตอร์พบว่า การเพิ่มขึ้นของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น แต่ในขณะเดียวกันก็ส่งผลให้ความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นด้วย

2.14.2 การศึกษาทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบขดท่อทองแดง (ธนาพล สุขชนะ) [2]

การศึกษาทดลองประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบขดท่อทองแดง เป็นการศึกษาเพื่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับระบายความร้อนสารทำความเย็นโดยใช้ระบบปิด เพื่อประสิทธิภาพการทำงานและความเหมาะสมของระบบการทำงานน้ำเย็นขนาดเล็ก โดยทดลองกับระบบท่อน้ำเย็นขนาด 1 นิ้ว ใช้ท่อทองแดงขนาด 6.35 มิลลิเมตร สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นเกลียว 2 แถว ชนิดไหลแบบสวนทางและไหลวนกลับ ทดลองด้วยน้ำหล่อเย็นที่มีอัตราการไหลคงที่ 5 อัตราไหล จากการศึกษาทดลองพบว่าประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ทั้งสองชนิดต่างกันโดยที่ชนิดไหลแบบสวนทางมีประสิทธิภาพสูงกว่าชนิดไหลวนกลับเฉลี่ย 5 เปอร์เซ็นต์

2.14.3 การศึกษาจากการทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดสปริงติดครีป (ธนภัทร บุญศรี) [3]

การศึกษาจากการทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดสปริงติดครีป ที่สร้างมาจากท่อทองแดงซึ่งถูกขดเป็นสปริง 7 ชั้น โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างกัน 4 วงซ้อนกัน และติดครีปอลูมิเนียมแบบเกลียวชนิดขบหยักโดยรอบท่อ ของไหลทำงานที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนคือน้ำกับอากาศ โดยแปรเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศและน้ำอยู่ในช่วงระหว่าง 0.035 ถึง 0.122 กิโลกรัมต่อวินาที และระหว่าง 0.21 ถึง 0.37 กิโลกรัมต่อวินาทีตามลำดับ อุณหภูมิของอากาศมีค่าประมาณ 32 องศาเซลเซียส อุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้ามีค่าระหว่าง 10 ถึง 17.5 องศาเซลเซียส กระบวนการทดลองประกอบด้วย 2 ขั้นตอนคือ การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางด้านน้ำและอากาศจากการทดลอง และการนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองไปคำนวณในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนนั้นถูกพัฒนาขึ้นมาจากการอนุรักษพลังงานและสมการอนุรักษมวล ผลการทดลองในภาพสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำแสดงในภาพของ Nusselt Number ส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยด้านอากาศแสดงในภาพของ Colburn J Factor สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำและอากาศถูกนำไปสร้างสหสัมพันธ์ ค่า Nusselt Number ที่ได้จากการทำนายผลจากสหสัมพันธ์มีการกระจายตัวของข้อมูลอยู่ในช่วง $\pm 5\%$ ส่วนค่า Colburn J Factor มีค่าการกระจายตัวของข้อมูลอยู่ในช่วง $\pm 15\%$ จากผลการเปรียบเทียบลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและตัวแปร เช่น ประสิทธิภาพ อุณหภูมิน้ำที่ทางออก อุณหภูมิอากาศที่ทางออก และอัตราการถ่ายเทความร้อน กับ

ค่าที่ได้จากการทดลอง พบว่าค่าที่ได้จากการทดลองทางคณิตศาสตร์มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันและอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้

2.14.4 การศึกษาเชิงทฤษฎีและเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวง (ไพศาล นาผล) [4]

การศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวงทั้งทดลองและทฤษฎี ในส่วนของการทดลองได้มีการออกแบบและสร้างอุปกรณ์การทดลองซึ่งประกอบด้วยวงจรของสารทำความเย็น วงจรของน้ำหล่อเย็น วงจรของอากาศร้อนและระบบเครื่องมือในการบันทึกข้อมูล โดยการทดลองได้ใช้น้ำและอากาศเป็นสารทำงาน ท่อทดลองที่ใช้ในการทดลองเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวงและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อที่มีครีบขดเป็นวงซึ่งมีทั้งหมด 6 ชั้น สามารถสร้างโดยการนำท่อทองแดงมาขดเป็นวง โดยในขั้นตอนการทดลองประกอบด้วย 2 ขั้นตอน ขั้นตอนแรกเป็นการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งทางด้านอากาศและภายในท่อและขั้นตอนที่สองเป็นการทดลองเก็บข้อมูลเพื่อใช้ในการยืนยันผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สำหรับงานทางด้านแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการอธิบายคุณลักษณะและการถ่ายเทความร้อนนั้นได้พัฒนามาจากสมการอนุพันธ์พลังงานและมวล ผลที่ได้จากการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งภายในท่อและด้านอากาศที่ได้จากการทดลองได้นำเสนอในภาพแบบของสหสัมพันธ์ โดยที่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อทั้งสภาวะผิวแห้งและผิวเปียกได้นำเสนอในเทอมของเลขนัสเซลต์ ในขณะที่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางด้านอากาศทั้งสภาวะผิวแห้งและผิวเปียกได้นำเสนอในเทอมของ Colburn J Factor สำหรับท่อทดลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวง เลขนัสเซลต์ที่ได้จากสหสัมพันธ์ภายใต้สภาวะผิวแห้งและผิวเปียกอยู่ในช่วงความคลาดเคลื่อนร้อยละ ± 20 และร้อยละ ± 10 ตามลำดับ ในขณะที่ Colburn J Factor ได้จากสหสัมพันธ์ภายใต้สภาวะผิวแห้งและผิวเปียกอยู่ในช่วงความคลาดเคลื่อนร้อยละ ± 20 และร้อยละ ± 10 ตามลำดับ สำหรับท่อทดลองแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อที่มีครีบขดเป็นวง เลขนัสเซลต์ที่ได้จากสหสัมพันธ์ภายใต้สภาวะผิวแห้งและผิวเปียกที่อยู่ในช่วงความคลาดเคลื่อนร้อยละ ± 15 และร้อยละ ± 15 ตามลำดับ ในขณะที่ Colburn J Factor ที่ได้จากสหสัมพันธ์ภายใต้สภาวะผิวแห้งและผิวเปียกอยู่ในช่วงความคลาดเคลื่อนร้อยละ ± 12.5 และร้อยละ ± 12.5 ตามลำดับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวง เช่น ประสิทธิภาพเชิงเอนทัลปี ประสิทธิภาพความชื้น อุณหภูมิทางออกของอากาศและน้ำ ความชื้นสัมบูรณ์ทางออกของอากาศ และอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ถูกเปรียบเทียบกับผลที่ได้จาก

การทดลอง ซึ่งพบว่าผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีความสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง

2.14.5 เกณฑ์การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในอุตสาหกรรม (สุพจน์ มุนินทร์างกูล) [5]

เพื่อเป็นเกณฑ์ในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น สารทำงานที่ใช้เป็นน้ำกับน้ำ และไอน้ำกับน้ำ โดยมีเกณฑ์การพิจารณาดังนี้ ค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ค่าการย้อนกลับไม่ได้ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ผลที่ได้จากการศึกษามีดังนี้ สารทำงานที่เป็นน้ำกับน้ำอัตราความร้อนต่ออุณหภูมิคือคมีนมีค่าตั้งแต่ 4-14 $kW/^\circ C$ และกรณีของสารทำงานที่เป็นไอน้ำกับน้ำอัตราความร้อนต่ออุณหภูมิคือคมีนมีค่าตั้งแต่ 5-30 $kW/^\circ C$ ผลที่ได้ดังนี้ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกจะดีกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และค่าย้อนกลับไม่ได้ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน พิจารณาสารทำงานเป็นน้ำกับน้ำ อัตราความร้อนต่ออุณหภูมิคือคมีนมีค่าตั้งแต่ 35-80 $kW/^\circ C$ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นจะดีกว่า และค่าย้อนกลับไม่ได้ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน สำหรับกรณีศึกษาเป็นการพิจารณาทำงานที่เป็นน้ำกับน้ำ อัตราความร้อนต่ออุณหภูมิคือคมีนของแต่ละอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานทำอาหารกระป๋องมีดังนี้ 2.86, 1.15, 1.69, 1.64 และ 0.62 $kW/^\circ C$ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อจะเหมาะสมกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เนื่องจากราคาต่อพื้นที่และราคาต่ออัตราความร้อนจะต่ำกว่า

2.14.6 การศึกษาพารามิเตอร์ และการจำลองระบบการนำความร้อนที่สูญเสียออกจากเตาหลอมซิลิกากลับมาใช้ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น (สมเกียรติ บุญณสะ) [6]

เป็นการศึกษาพารามิเตอร์ และการจำลองระบบการนำความร้อนกลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น โดยการนำพลังงานความร้อนออกมาใช้ใหม่สำหรับโรงงาน ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น (Double Pipe Heat Exchanger) ใช้น้ำ พัดลม ท่อและเตาหลอม การนำความร้อนสูญเสียออกจากเตาเผากลับมาใช้ใหม่นี้ ได้ศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลกระทบต่อระบบแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วย อัตราการไหล (Q) อุณหภูมิ (T) และพื้นที่ผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อน (A) นำมาสร้างเป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แล้วนำไปเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการคำนวณ หลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เป็นการนำความร้อนของฟลูเอกซ์ (Flue Gas) ที่ปล่อยออกจากเตาหลอมซิ

ลิกา ซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 1,373 K ป้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 เครื่อง โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1 (Double Pipe) ใช้น้ำเป็นตัวรับความร้อนจากฟลูแก๊ส เพื่อให้ได้อากาศที่มีอุณหภูมิสูงขึ้น ก่อนป้อนกลับเข้าสู่เตาอีกครั้งเพื่อใช้ในการเผาไหม้ ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2 (Double Pipe) ใช้น้ำเป็นตัวรับความร้อนจากฟลูแก๊ส ทำให้ได้น้ำร้อนไปใช้ในขบวนการผลิตภายในโรงงาน การทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้ทำการเปลี่ยนคาพารามิเตอร์เริ่มจากเครื่องที่ 1 (H.E.1) กระทำโดยการเปลี่ยนอัตราการไหลของฟลูแก๊สป้อนเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จุด 1 ดังนั้น 4,200, 4,600, 5,000, 5,400, 5,800, 6,200, 6,600, 7,000, 7,400 และ 7,800 m^3/hr ตามลำดับและจุดอากาศจากบรรยากาศเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จุด 3 ด้วยอัตราการไหล 1,200, 1,600, 2,000, 2,400, 2,800, 3,200, 3,600, 4,000, 4,400 และ 4,800 m^3/hr ตามลำดับ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อชั้นใน 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2 และ 1.3 m. ตามลำดับ ความยาว 1, 2.5, 4, 5.5, 7, 8.5, 10, 11.5, 13 และ 14.5 m. ตามลำดับ และปรับเปลี่ยนค่าต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2 (H.E.2) โดยทำการปรับอัตราการไหลของน้ำ จุด 7 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 5.5 และ 6 m^3/hr ตามลำดับ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อชั้นในและความยาว ทำการเปลี่ยนค่าต่างๆเหมือนกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1 ผลจากการทดลองจากการจำลองระบบพบว่าขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมดังนี้ เครื่องที่ 1 (H.E.1) ควรมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อชั้นใน 0.7 m. เส้นผ่านศูนย์กลางชั้นในของท่อชั้นนอก 0.87 m. ความยาว 6 m. จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าประมาณ 0.51 โดยอัตราการไหลของฟลูแก๊สที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จุด 1 5,775.5 m^3/hr อัตราการไหลของอากาศที่จุด 3 2,821 m^3/hr และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2 (H.E.2) ควรมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อชั้นใน 0.8 m. เส้นผ่านศูนย์กลางชั้นในของท่อชั้นนอก 0.97 m. ความยาว 8 m. จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าประมาณ 0.521 อัตราการไหลของน้ำที่จุด 7 3.4 m^3/hr ผลการศึกษาจากงานจริงที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1 (H.E.1) อัตราการไหลของฟลูแก๊สที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จุด 1 5,775.5 m^3/hr อัตราการไหลของอากาศที่จุด 3 2,821.4 m^3/hr เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อชั้นใน 1,108 m. เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อชั้นนอก 1,168 m. ความยาว 7,772 m. จะได้อากาศร้อนที่จุด 4 ที่อุณหภูมิ 823 K ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1 (H.E.1) ประมาณ 0.496 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2 (H.E.2) อัตราการไหลของน้ำที่จุด 7 3.4 m^3/hr เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อชั้นใน 0.768 m. เส้นผ่านศูนย์กลางชั้นในของท่อชั้นนอก 0.965 m. ความยาว 7,010.4 m. จะได้น้ำร้อนที่จุด 8 ที่อุณหภูมิ 358 K ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2 ประมาณ 0.431 ค่าประสิทธิภาพตามกฎข้อ

ที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ 48% และค่าประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ 38.7% สามารถประหยัดพลังงานเชื้อเพลิง (ก๊าซธรรมชาติ) ได้ประมาณ $368,849 \text{ Nm}^3 / \text{yr}$ ($2,083,998 \text{ Baht/yr}$) และระยะเวลาการคุ้มทุนประมาณ 1.36 yr (1 year 5 months)

2.14.7 การออกแบบและการสร้างอุปกรณ์สาธิตการแลกเปลี่ยนความร้อน (หมันต์ สุธรรม) [7]

เพื่อทำการออกแบบ และการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งใช้เป็นอุปกรณ์ช่วยในการเรียนการสอนในเรื่องสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนโดยทำการออกแบบให้เป็นอุปกรณ์สาธิตการแลกเปลี่ยนความร้อน ชนิดท่อ 3 ชนิด อยู่ในเครื่องเดียวกัน คือ แบบท่อคู่ แบบเปลือกและท่อ แบบปลอกหุ้มคอยล์ โดยทำการติดตั้ง Programmable Logic Control (PLC) เพื่อใช้ในการแสดงผลของอุณหภูมิ และควบคุมอัตราการไหลของน้ำให้คงที่ โดยสามารถทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อนในช่วง 5-15 ลิตร/นาที น้ำเย็นในช่วง 20-50 ลิตร/นาที โดยนำโปรแกรม Lab view มาใช้ในการบันทึกข้อมูล และคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ผลการทดลองพบว่า อุปกรณ์สาธิตการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้น $222 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ คิดเป็น 14.7% และมีค่ามากกว่าการออกแบบ $356 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ คิดเป็น 18.5% แบบเปลือก และท่อ มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น $107 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ คิดเป็น 15.9% และมีค่ามากกว่าการออกแบบ $395 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ คิดเป็น 63.7% แบบปลอกหุ้มคอยล์ มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น $196 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ คิดเป็น 15.9% และมีค่ามากกว่าการออกแบบ $105 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ คิดเป็น 5.83% และเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อน และเย็นเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเพิ่มสูงขึ้นซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อน และสมมติฐานการวิจัย ดังนั้นจึงสามารถนำมาใช้เป็นอุปกรณ์ในการเรียนการสอนได้

2.14.8 การออกแบบเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อสำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านนครังเดียว (อุทัย ผ่องศรี) [8]

การออกแบบและสร้างเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อเพื่อศึกษาผลกระทบของความเร็วคูดก๊าซร้อนที่ต่อเงื่อนไขที่เหมาะสม สำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านนครังเดียว ซึ่งมีขนาดกำลังการผลิตไอน้ำ 500 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จากการวัดอุณหภูมิก๊าซร้อนที่มีอุณหภูมิสูงถึง 310 องศาเซลเซียส จึงได้ติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อ โดยนำก๊าซร้อนที่มาจากหม้อน้ำป้อน ให้แก่หม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านนครังเดียว เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อชนิดมีพื้นที่ผิวการถ่ายโอนความร้อน 3.55 ตารางเมตร ท่อมีความยาว 34 เมตรก๊าซร้อนไหลอยู่ในแนวตั้งจากกับเครื่องอุ่นน้ำร้อนแบบท่อ ผลการวิจัยพบว่า ที่ความเร็ว 5.35 เมตรต่อวินาที (3 เฮิร์ตซ) มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน

ร้อนที่ผิวภายนอก และพื้นที่ผิวภายในเฉลี่ย 28.27 และ 4.57 นิวตันต่อตารางเมตร และมีประสิทธิภาพ 0.26 ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่ดีที่สุดสำหรับหม้อน้ำแบบให้ความร้อนไหลผ่านนครั้งเดียว

2.14.9 การพาความร้อนในท่อที่มีครีบกาวเคลือบอยู่ภายใน (อนุสรณ์ ชินสุวรรณ) [9]

เพื่อที่จะหาสมการความสัมพันธ์ของการพาความร้อนสำหรับท่อที่มีครีบกาวเคลือบหน้าตัดกลมที่เป็นฉนวนทางความร้อนเคลือบอยู่ภายใน โดยมีจำนวนครีบกาวเป็น 4, 6 และ 8 ครีบกาว และระยะช่วงครีบกาว (Pitch) เป็น 2, 3 และ 5 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ การให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบอุณหภูมิคงที่ การทดลองทำในช่วง $4000 < Re < 20000$ โดยใช้อากาศเป็นตัวกลางความร้อน ผลการทดลองที่ได้แสดงให้เห็นว่า ทั้งจำนวนครีบกาวและระยะช่วงครีบกาว (Pitch) มีอิทธิพลของการพาความร้อนที่เกิดขึ้น จากผลดังกล่าวได้นำมาสร้างความสัมพันธ์ของการพาความร้อนที่อยู่ในภาพความสัมพันธ์ของค่าตัวเลขนัสเสลท์ Nu (Nusselt Number) ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ Re (Reynolds Number) จำนวนครีบกาว และอัตราส่วนระหว่างระยะช่วงครีบกาว (Pitch) กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

2.14.10 Pressure drop considerations for heat exchanger network grassroots design (Zhu and Nie) [10]

การลดความสูญเสียความดันภายในท่อมีความสำคัญในการออกแบบ Heat Exchanger Network (HEN) โดยจะเกิดการสูญเสียความดันเมื่อมีการไหลของไอผ่าน Heat Exchangers, Pumps/Compressors ที่ถูกติดตั้ง สำหรับการออกแบบ HEN ประการแรกคือ การวิเคราะห์ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิง ลอการิทึมที่ต่ำที่สุด โดยมีพารามิเตอร์ที่นำมาวิเคราะห์ 3 พารามิเตอร์คือ พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน, การใช้ประโยชน์ และการลดความดันที่สถานะเป้าหมาย ผลจากวิเคราะห์สามารถนำมากำหนดการออกแบบ Heat Exchanger Network ได้ ส่วนโครงสร้างของ Network เริ่มต้นด้วยการวิเคราะห์ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม ที่ต่ำที่สุด และการออกแบบสุดท้าย จะพิจารณาการลดความดันที่สถานะเป้าหมาย

2.14.11 A new approach in pinch technology considering piping costs in total cost targeting for heat exchanger network (Akbarnia, Amidpour and Shadaram) [11]

สำหรับโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทฤษฎีเป้าหมายในปัจจุบัน สำหรับโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้บ่งชี้หาสถานะดีที่สุดก่อนจากการสมดุลมวลและพลังงาน ถึงการออกแบบ สถานะดีที่สุดนี้ได้มาโดยการพิจารณาราคาพลังงาน และราคาลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รายงานนี้เป็นไปตามความสัมพันธ์กันสำหรับการประมาณราคาของท่อสำหรับแต่ละ

กระแสน้ำไหล ซึ่งขึ้นกับขนาดของท่อ, วัสดุที่ใช้เป็นโครงสร้าง, และช่วงของความดัน ซึ่ง
เหมือนกันกับการพัฒนาทฤษฎีซึ่งยอมให้พิจารณาราคาของท่อในทฤษฎีเป้าหมายที่แพร่หลาย



บทที่ 3

วิธีการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาหาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย โดยใช้สมการพื้นฐานจากหนังสืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานอุตสาหกรรมเพื่อสร้างชุดทดลอง โดยเน้นศึกษาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ มีทั้งการไหลในท่อ การไหลผ่านข้ามท่อ และทำการออกแบบระบบการทำงานโดยใช้น้ำเย็นเป็นของไหลภายใน และน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยเป็นของไหลภายนอก จากนั้นคำนวณหาขนาดชุดทดลองแลกเปลี่ยนความร้อน และเลือกวัสดุอุปกรณ์รวมถึงไปถึงทำการสร้างชุดทดลอง ซึ่งได้ออกแบบขั้นตอนการทดลองและตารางบันทึกผล และเข้าสู่ขั้นตอนการทดลองและวิเคราะห์ผล จากนั้นนำตัวแปรต่างๆ ที่ได้จากการทดลองมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม พร้อมสรุปผลการวิจัยและจัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์

ตารางที่ 3.1 แผนการดำเนินงาน

แผนการดำเนินงาน	กันยายน				ตุลาคม				พฤศจิกายน				ธันวาคม			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1. ศึกษาระบบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อขดและทฤษฎี	←→															
2. ออกแบบระบบการทำงาน	←→															
3. คำนวณหาขนาดของอุปกรณ์			←→													
4. เลือกวัสดุอุปกรณ์และสร้างชุดทดลอง			←→													
5. ออกแบบขั้นตอนการทดลองและตารางบันทึกผล			←→													
6. ทำการทดลองและวิเคราะห์ผล						←→										
7. สรุปผลการวิจัย											←→					
8. จัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์													←→			

จากตารางที่ 3.1 แสดงขั้นตอนการดำเนินงานที่วางแผนการดำเนินงานเอาไว้รวม 4 เดือน โดยเริ่มจากหัวข้อดังต่อไปนี้

3.1 ศึกษากระบวนการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อขดและทฤษฎี

ศึกษากระบวนการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ รวมถึงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อขด รวบรวมผลงานวิจัยเพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการออกแบบคำนวณและวางแผนการทดลองในขั้นตอนต่อไป

3.2 ออกแบบระบบการทำงาน

ออกแบบชุดทดลอง โดยการออกแบบระบบการทำงาน การติดตั้งเครื่องมือวัดและอุปกรณ์ต่างๆที่เกี่ยวข้อง

3.2.1 ขั้นตอนวิจัยการออกแบบสร้างชุดทดลองแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

ในการออกแบบชุดทดลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อนจัดทำขึ้นเพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของชุดทดลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด โดยใช้น้ำเป็นของไหลร้อนและของไหลเย็น ซึ่งของไหลเย็นเป็นของไหลภายในท่อ ส่วนของไหลร้อนเป็นการไหลภายนอกท่อที่มีส่วนผสมของสารแขวนลอย โดยน้ำเย็นที่ไหลอยู่ภายในท่อเป็นตัวดึงความร้อนออกจากน้ำร้อนที่ไหลภายนอกท่อ ซึ่งทำการทดลองโดยการปรับอัตราการไหลของของไหลภายในและภายนอกให้คงที่ที่ 0.066 kg/s, 1.1 kg/s ตามลำดับ จากนั้นเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของของไหลภายนอกที่มีส่วนผสมของสารแขวนลอยในอัตราส่วนผสม 100:0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8 และ 93.3:6.7 ตามลำดับ และทำการควบคุมอุณหภูมิของของไหลภายนอกที่ถังใบที่ 2 ให้คงที่ที่ 65°C และรูปแบบการไหลของชุดทดลองเป็นแบบไหลสวนทางกัน (Counter Flow) โดยของไหลภายในท่อเป็นการไหลครั้งเดียวผ่านท่อขดที่ติดตั้งภายในถังใบที่ 2 และของไหลภายนอกท่อเป็นการไหลหมุนวนเข้าและออกในถังใบที่ 2 ดังภาพที่ 3.2

3.2.2 วิธีการจำลองชุดทดลอง

สถานะที่ใช้ในการศึกษา

- 1) อัตราการไหลภายใน 0.066 kg/s
- 2) อัตราการไหลภายนอก 1.1 kg/s
- 3) อุณหภูมิของน้ำเย็น $30 \pm 3^{\circ}\text{C}$

- 4) อุณหภูมิของน้ำร้อน 65°C คงที่
- 5) อัตราส่วนของน้ำร้อนกับสารแขวนลอย 100:0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8 และ 93.3:6.7 ตามลำดับ

3.2.3 สมมุติฐานของชุดทดลอง

- 1) ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซัด แซ่ในถึงน้ำร้อนที่หุ้มฉนวนอย่างดี รวมถึงระบบท่อทาง ข้อต่อ ข้องอ ทั้งหมดถูกหุ้มฉนวนอย่างดี ทำให้ไม่สูญเสียความร้อนออกนอกขอบเขตของอุปกรณ์ดังกล่าว หรือกล่าวได้ว่าการสูญเสียความร้อนออกจากถึงน้ำร้อนเป็นกระบวนการอะไดแบติก (Adiabatic Process) ดังนั้นความร้อนสูญเสียออกนอกขอบเขตเท่ากับศูนย์
- 2) อุณหภูมิผิวท่อซัด มีอุณหภูมิเฉลี่ยสม่ำเสมอและเท่ากันตลอดความยาวของท่อ
- 3) ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซัดถูกแช่อยู่ในถึงน้ำร้อนที่ไหลเวียน ดังนั้นการคำนวณการถ่ายเทความร้อนผิวท่อด้านนอก เป็นการคำนวณการพาความร้อนแบบบังคับ (Force Convection)
- 4) คุณสมบัติของน้ำที่ใช้ในการคำนวณและการทดลองสำหรับของไหลภายในท่อ มีคุณสมบัติเท่ากับน้ำบริสุทธิ์และของไหลภายนอกท่อ มีคุณสมบัติเท่ากับน้ำผสมสารแขวนลอย
- 5) ในการคำนวณไม่คิดผลของการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ (Kinematic Energy) และพลังงานศักย์ (Potential Energy)
- 6) ไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงความดันในระบบ เนื่องจากระบบที่ใช้เป็นระบบเปิด และความดันของไหลในระบบเท่ากับความดันบรรยากาศ
- 7) เมื่ออัตราการไหลที่มากขึ้น ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมดีขึ้น

3.3 กำหนดหาขนาดของอุปกรณ์

คำนวณเลือกขนาด รูปร่าง และรูปแบบการติดตั้งของอุปกรณ์แต่ละตัว เพื่อให้สามารถนำมาประกอบเข้ากันได้ และสามารถทำงานให้ได้ตามที่ทำการออกแบบชุดทดลองไว้

3.3.1 สูตรคำนวณทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซัด

รายละเอียดและสูตรคำนวณทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซัดที่ต้องดำเนินการใช้ในการทดลองวิจัยถูกแสดงในตารางที่ 3.2, 3.3 ดังต่อไปนี้ (ตัวอย่างการคำนวณดูจากภาคผนวก ก)

ตารางที่ 3.2 ค่าคงที่ในชุดทดลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

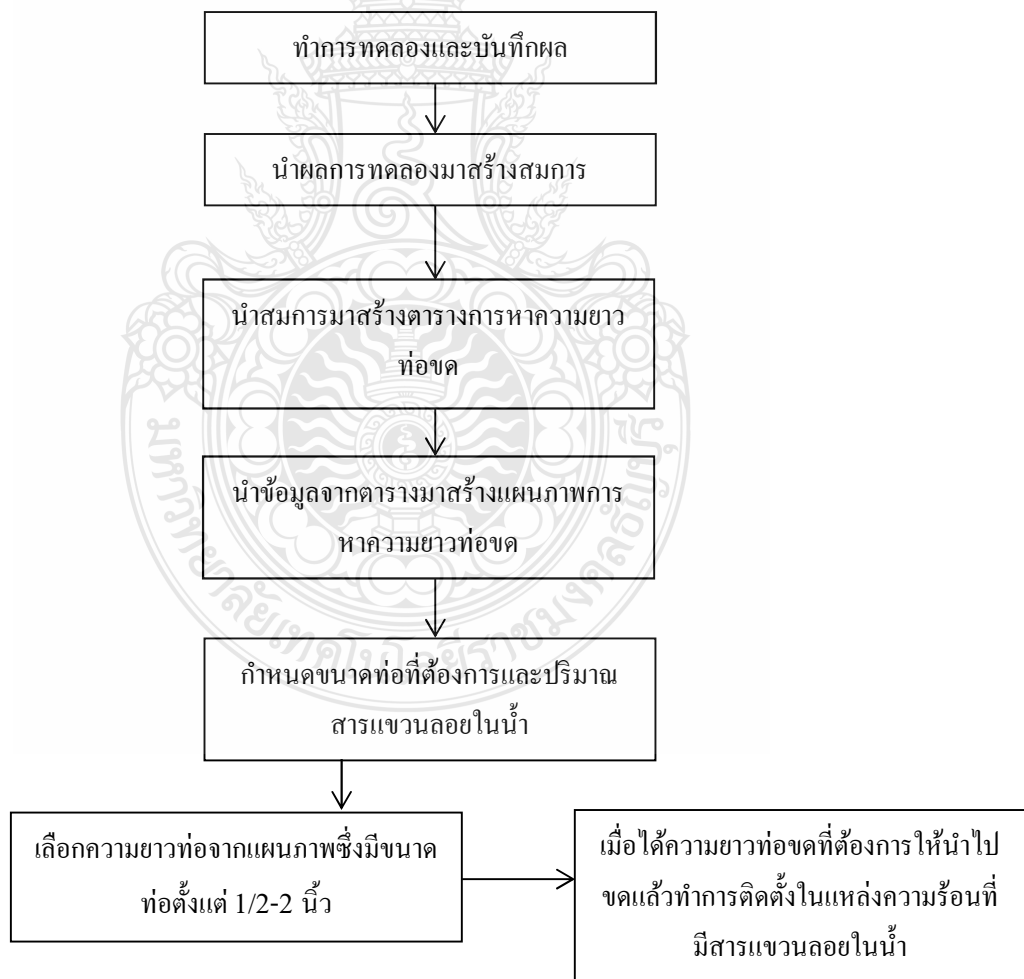
ตัวแปร	สูตร/วิธีการ	ค่า/หน่วย
\dot{m}_c	กำหนดค่า	0.066 kg/s
\dot{m}_h	กำหนดค่า	1.1 kg/s
T_s	กำหนดค่า	65°C
A_s	กำหนดค่า	0.6336 m ²
k_{copper}	ค่ามาตรฐาน	401 W/m · K

ตารางที่ 3.3 สูตรคำนวณหลักในชุดทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

ตัวแปร	สูตร/วิธีการ	ค่า/หน่วย
T_b	$(T_{c,in} + T_{c,out})/2$	K
\dot{m}_c	$\rho A_c V_m$	kg/s
A_c	$\pi D_i^2/4$	m ²
V_m	$\dot{m}_c / \rho A_c$	m/s
Nu	$\frac{h_i D_h}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$	-
h_i	$k Nu / D_h$	W/m ² · K
\dot{m}_h	$\rho A_c V_m$	kg/s
V_{max}	$\dot{m}_h / \rho A_c$	m/s
G_{max}	ρV_{max}	kg/m ² · s
Re	$G_{max} D / \mu$	-
Nu	$\frac{h_o D}{k} = A Re^n Pr^{0.36} 1^{1/4}$	-
U	$\frac{1}{\frac{1}{h_i} + r_w + \frac{1}{h_o}}$	m ² · K/W
r_w	$\frac{\text{ความหนาของผนังท่อ}}{\text{ค่าการนำความร้อนของวัสดุ}}$	W/m ² · k
\dot{Q}	$\dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in})$	W

ตัวแปร	สูตร/วิธีการ	ค่า/หน่วย
\dot{Q}	$\dot{m}_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,o})$	W
$T_{h,o}$	$T_{h,i} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h C_p}$	K
ΔT_{lm}	$\left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \right)$	K
\dot{Q}	$U A_s \Delta T_{lm}$	W
f	$0.184 Re^{-0.2}$	-
ΔP	$f \frac{L \rho V^2}{D \cdot 2}$	N/m ²
\dot{W}_{pump}	$\dot{m}_c \Delta P / \rho$	kW

3.3.2 ขั้นตอนเลือกความยาวท่อขดเพื่อการออกแบบ



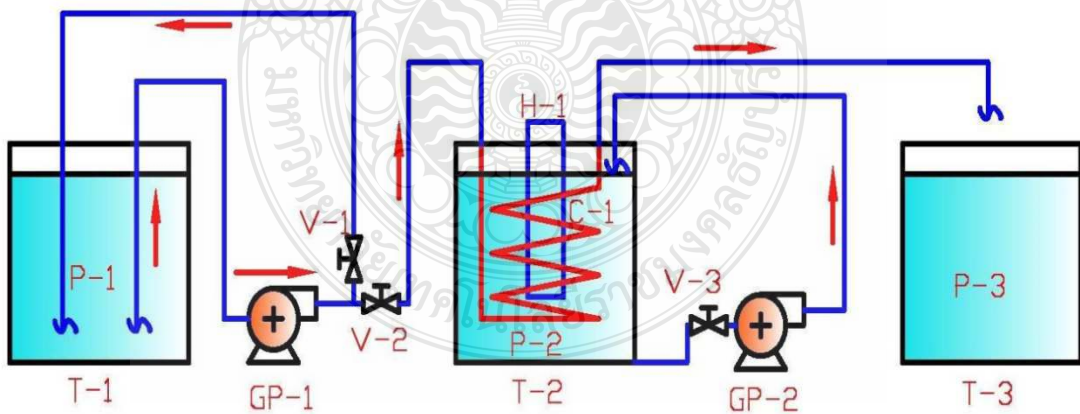
ภาพที่ 3.1 ขั้นตอนการเลือกความยาวท่อขด

จากภาพที่ 3.1

เป็นการนำผลจากการทดลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย (Sus) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดมาสร้างสมการจากตัวแปรดังต่อไปนี้ อัตราการไหลภายในท่อ (\dot{m}_h) kg/s, ความหนาแน่นของของไหลภายนอก (ρ_h) kg/m³, อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอก (ΔT_{lm}) °C, และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) W/m²K จากสมการดังกล่าวสามารถนำไปสร้างตารางการหาความยาวท่อขดตั้งแต่ขนาด 1/2-2 นิ้ว และได้นำค่าจากตารางดังกล่าวมาสร้างแผนภาพความสัมพันธ์ของ Sus กับ L (ความยาวท่อขด) สำหรับการหาความยาวของท่อขดเพื่อให้สะดวกต่อการนำไปใช้งาน จากนั้นเมื่อได้ความยาวท่อขดที่ที่ต้องการแล้ว จึงนำไปขุดในลักษณะท่อขดสปริง และนำไปใช้ในแหล่งความร้อนที่มีสารแขวนลอยอยู่ในน้ำที่อัตราส่วนตั้งแต่ 0-6.7 % จากกระบวนการถ่ายเทความร้อนของชุดแลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถผลิตน้ำร้อนเพื่อนำไปใช้งานในวัตถุประสงค์ต่างๆ ในเงื่อนไขความร้อนที่ 62°C

3.4 เลือกวัสดุอุปกรณ์และสร้างชุดทดลอง

เลือกวัสดุอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการสร้างชุดทดลอง โดยเลือกอุปกรณ์ที่สามารถหาได้ง่าย และมีขายตามท้องตลาด เช่น ชุดสร้างอัตราการไหล บั๊ม ท่อที่ใช้ทำท่อขดและเครื่องมือวัดที่ใช้ในการเก็บค่าจากการทดลอง



ภาพที่ 3.2 ชุดทดลองแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

ตารางที่ 3.4 รายการอุปกรณ์

สัญลักษณ์	ชื่อ	ขนาด	จำนวน
T-1	ถังใบที่ 1	100 ลิตร	1
T-2	ถังใบที่ 2	70 ลิตร	1
T-3	ถังใบที่ 3	100 ลิตร	1
GP-1	เกียร์ปัม 1	1 นิ้ว, 1.5 กิโลวัตต์	1
GP-2	เกียร์ปัม 2	1 นิ้ว, 1.5 กิโลวัตต์	1
V-1	วาล์ว 1	1 นิ้ว	1
V-2	วาล์ว 2	1 นิ้ว	1
V-3	วาล์ว 3	1 นิ้ว	1
H-1	ฮีตเตอร์	3000 วัตต์	1
P-1	หัววัดอุณหภูมิ+หน้าจอ 1	-	1
P-2	หัววัดอุณหภูมิ+หน้าจอ 2	-	1
P-3	หัววัดอุณหภูมิ+หน้าจอ 3	-	1
C-1	ท่อขด	Ø19 มม.	1

3.4.1 อุปกรณ์ในการทดลอง

- 1) ถังทรงกระบอกแบบฝาเปิด วัสดุ พลาสติก ขนาด 100 ลิตร
- 2) ถังทรงกระบอกแบบฝาเปิด วัสดุ เหล็ก ขนาด 70 ลิตร (ภาคผนวก ข.3)
- 3) เกียร์ปัมขนาด 1 นิ้ว ขับด้วยมอเตอร์ ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ (ภาคผนวก ข.4)
- 4) วาล์ว ขนาด 1 นิ้ว
- 5) ฮีตเตอร์แบบจุ่ม ขนาด 3000 วัตต์ (ภาคผนวก ข.5)
- 6) หัววัดอุณหภูมิและหน้าจอแสดงผล (ภาคผนวก ข.2)
- 7) ท่อขดแลกเปลี่ยนความร้อนเส้นผ่านศูนย์กลาง 19 มม.หนา 0.68 มม. วัสดุ

ทองแดง (ภาคผนวก ข.1)

3.4.2 เครื่องมือวัดในการทดลอง

- 1) เครื่องชั่งน้ำหนัก
- 2) นาฬิกาจับเวลา
- 3) ตลับเมตร

3.4.3 วัสดุที่ใช้ในการทดลอง

- 1) น้ำที่อุณหภูมิห้อง
- 2) ผงคาร์บอน (ภาคผนวก ข.6)

3.4.4 การใช้เครื่องมือวัดและการจัดเก็บข้อมูลในการทดลอง (จากภาพที่ 3.2)

1) การวัดอุณหภูมิจะบันทึกค่าที่ตำแหน่ง ดังนี้ อุณหภูมิของน้ำเย็น ($T_{c,in}$) ภายในถังใบที่ 1, อุณหภูมิของน้ำร้อนผสมสารแขวนลอย (T_s) ภายในถังใบที่ 2 (T-2) และอุณหภูมิน้ำร้อนก่อนเข้า ($T_{c,out}$) ที่ถังใบที่ 3 (T-3) โดยทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ลภายในถังใบที่ 1, 2 (T-1, T-2) และใช้วิธีเจาะท่อก่อนน้ำร้อนเข้าถังใบที่ 3 (T-3)

2) การวัดอัตราการไหลใช้วิธีตวงน้ำใส่ภาชนะทรงกระบอก แล้วทำการจับเวลาจากนั้นนำน้ำที่ได้ไปชั่งน้ำหนัก และทำการคำนวณหาอัตราการไหล

3) การวัดค่าความหนืดน้ำร้อนที่ผสมกับสารแขวนลอย เพิ่มอุณหภูมิให้แก่น้ำจนกระทั่งมีอุณหภูมิ 65°C จากนั้นนำน้ำที่ได้ไปเข้าเครื่องวัดความหนืด เพื่อหาค่าความหนืดของน้ำที่อัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่สภาวะต่างๆ

4) การปรับอัตราส่วนของน้ำกับสารแขวนลอย ใช้วิธีชั่งน้ำหนักโดยเครื่องชั่งดิจิตอลเต็มสารแขวนลอยที่ละ 0.5 kg และตวงน้ำร้อนออกชั่งที่น้ำหนักที่ 0.5 kg จากในถังใบที่ 2 (T-2)

3.5 ออกแบบขั้นตอนการทดลองและตารางบันทึกผล

ออกแบบขั้นตอนการทดลอง เพื่อให้สามารถเก็บผลการทดลองมาใช้ในการวิเคราะห์ผลตามวัตถุประสงค์ที่วางไว้

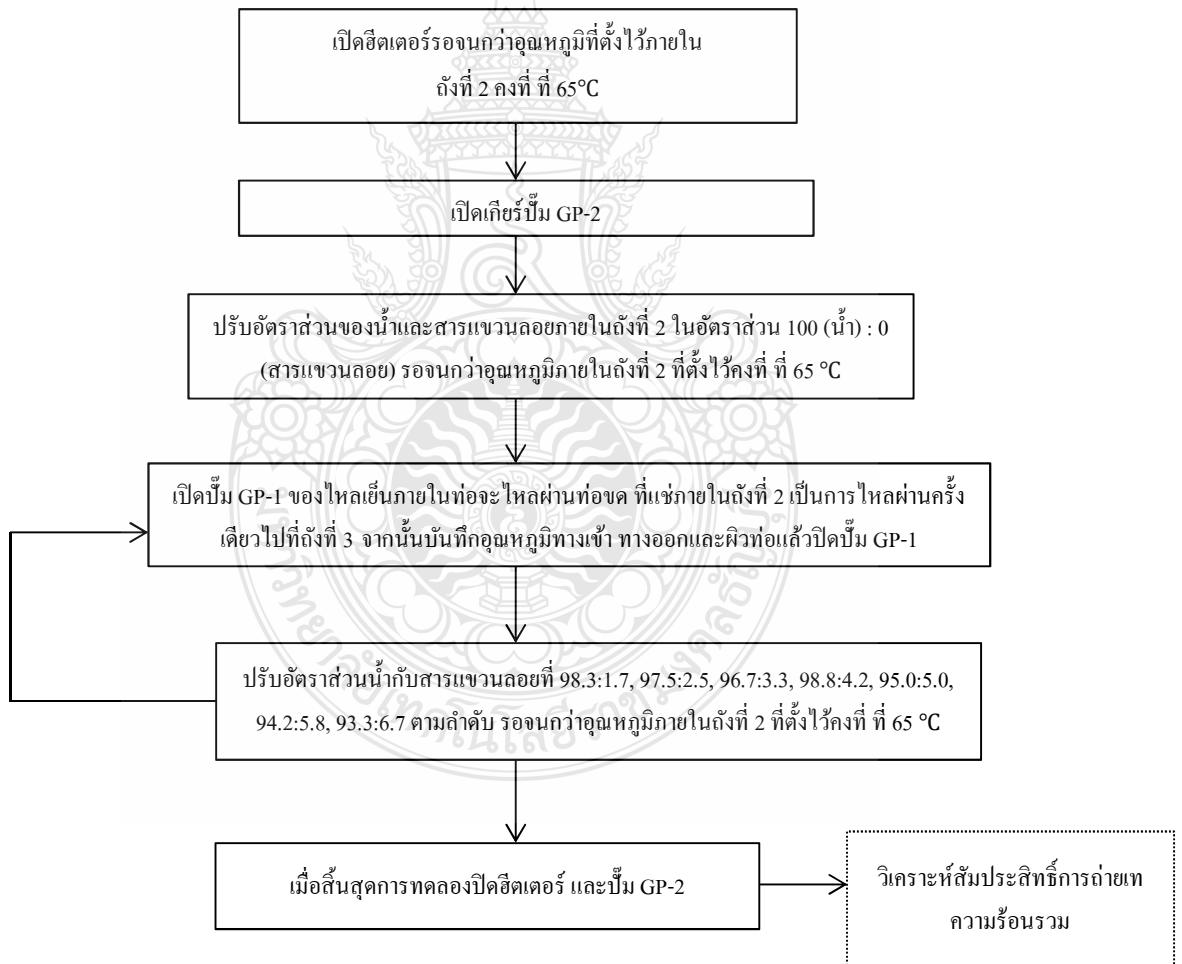
3.5.1 ขั้นตอนการทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

เงื่อนไขและวิธีการทดลอง วิจัยโดยใช้ผงคาร์บอนเป็นสารแขวนลอยในน้ำภายในถังใบที่ 2 ที่ติดตั้งท่อขดแลกเปลี่ยนความร้อนภายในถังควบคุมอุณหภูมิที่ 65°C ที่อัตราการไหล 0.066 kg/s สำหรับของไหลในท่อ ใช้น้ำเย็นที่อุณหภูมิห้อง $30\pm 3^{\circ}\text{C}$ โดยควบคุมอัตราการไหลที่ 1.1 kg/s เพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยจากชุดทดลอง ซึ่งมีรายละเอียดขั้นตอนการทดลองตามภาพที่ 3.3 ดังต่อไปนี้

3.5.2 ขั้นตอนการทดลอง มีรายละเอียดตามภาพที่ 3.3 อธิบายโดยสังเขปดังนี้

1) เปิดฮีตเตอร์เพื่อให้ความร้อนภายในถังใบที่ 2 รอจนกว่าอุณหภูมิคงที่ที่ 65°C ซึ่งเป็นถังสำหรับผสมอัตราส่วนของน้ำร้อนกับสารแขวนลอย และภายในถังใบที่ 2 ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

- 2) เปิดปั๊ม GP-2 ให้น้ำร้อนหมุนวนในถังใบที่ 2 ความจุอัตราการไหลที่ 1.1 kg/s
- 3) ปรับอัตราส่วนของน้ำและสารแขวนลอยภายในถังใบที่ 2 ในอัตราส่วน (น้ำ 100%) ต่อ (สารแขวนลอย 0%) รอกจนกว่าอุณหภูมิภายในถังใบที่ 2 ที่ตั้งไว้คงที่ ที่ 65 °C
- 4) เปิดเกียร์ปั๊ม GP-1 ของไหลเย็นภายในท่อจะไหลผ่านท่อขดที่แช่ภายในถังใบที่ 2 เป็นการไหลผ่านครั้งเดียวไปที่ถังใบที่ 3 จากนั้นก็อุณหภูมิทางเข้าทางออกและผิวท่อแล้วปิดปั๊ม GP-1
- 5) ปรับอัตราส่วนน้ำกับสารแขวนลอยที่ 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 98.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8, 93.3:6.7 ตามลำดับ ให้อุณหภูมิในถัง 2 ไร่คงที่ที่ 65 °C และทดลองซ้ำขั้นตอนที่ 4
- 6) เมื่อสิ้นสุดการทดลองปิดฮีตเตอร์ และปั๊ม GP-2
- 7) วิเคราะห์สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม



ภาพที่ 3.3 ขั้นตอนการทดลอง

3.6 ทำการทดลองและวิเคราะห์ผล

ทำการทดลอง เก็บข้อมูลจากการทดลอง และนำผลการทดลองที่ได้มาวิเคราะห์ผล เพื่อหาค่าตัวแปรต่างๆที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่ได้สร้างขึ้น

ตารางที่ 3.5 ข้อมูลที่ต้องการจากการทดลอง

Water by mass	Sus by mass	\dot{m}_h	\dot{m}_c	ρ_h	μ_h	$T_{c,in}$	$T_{c,out}$	T_s
------------------	----------------	-------------	-------------	----------	---------	------------	-------------	-------

3.6.1 ข้อมูลที่ต้องการจากการทดลอง

- 1) อุณหภูมิของของไหลในท่อขาเข้า ($T_{c,in}$, °C)
- 2) อุณหภูมิของของไหลในท่อทางออก ($T_{c,out}$, °C)
- 3) อุณหภูมิของของไหลผสมสารแขวนลอยนอกท่อ (T_s), °C
- 4) อัตราการไหลภายในท่อ (\dot{m}_c), kg/s
- 5) อัตราการไหลภายนอกท่อ (\dot{m}_h), kg/s
- 6) ความหนืดของน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยภายนอกท่อ (μ), kg/m · s
- 7) ความหนาแน่นของน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยภายนอกท่อ (ρ_h), kg/m³

3.6.2 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล

- 1) วิเคราะห์อัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยลงในน้ำร้อน
- 2) วิเคราะห์ความหนาแน่นที่เปลี่ยนแปลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยลงในน้ำร้อน
- 3) วิเคราะห์ความหนืดที่เปลี่ยนแปลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยลงในน้ำร้อน
- 4) วิเคราะห์อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยลงในน้ำร้อน
- 5) วิเคราะห์สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทั้งอัตราส่วนผสมของน้ำร้อนกับสารแขวนลอย

3.7 สรุปผลการวิจัย

นำผลการทดลองและวิเคราะห์ผลในข้อ 6 มาทำการสรุปผลและเขียนไว้ในบทที่ 5 ของเอกสารเล่มนี้ โดยได้นำเสนอข้อเสนอนี้สำหรับผู้วิจัยอื่นที่ต้องการศึกษาต่อไป

3.8 จัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์

หลังจากทำการรวบรวมเอกสารจนสมบูรณ์แล้ว จึงเริ่มดำเนินการนัดหมายการสอบวิทยานิพนธ์ แก่ใจ และจัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์ต่อไป



บทที่ 4

ผลการดำเนินงานและการวิเคราะห์

เนื้อหาในบทนี้ได้ นำเอาผลการทดลองที่ได้จากการทดลองในบทที่ 3 มานำเสนอถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด โดยศึกษาถึงลักษณะของอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยของของไหลภายนอกท่อที่มีผลกระทบต่อแลกเปลี่ยนความร้อนต่อของไหลภายในท่อ จากนั้นนำผลที่ได้จากการทดลองมาหาสมการเพื่อสร้างตารางและแผนภูมิภาพในการเลือกขนาดและความยาวท่อขดให้เหมาะสมกับพื้นที่การติดตั้ง และมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ดีตามอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำของแต่ละอัตราส่วน

4.1 ผลการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่ได้จากการทดลอง

ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด (ค่าเฉลี่ย)

Water by mass	Sus by mass	\dot{m}_h	\dot{m}_c	ρ_h	μ_h	$T_{c,in}$	$T_{c,out}$	T_s	ΔT_{ln}	A_s	U
100.0	0.0	1.10	0.066	980.4	4.33^{-04}	31	62	65	12.8	0.37	1582
99.2	0.8	1.07	0.066	988.2	4.36^{-04}	31	61	65	14.0	0.37	1573
98.3	1.7	1.05	0.066	997.0	4.40^{-04}	31	60	65	15.1	0.37	1567
97.5	2.5	1.02	0.066	1004.9	4.44^{-04}	31	59	65	16.1	0.37	1558
96.7	3.3	1.00	0.066	1012.8	4.47^{-04}	30	56	65	19.1	0.37	1532
95.8	4.2	0.98	0.066	1021.6	4.51^{-04}	30	55	65	20.0	0.37	1522
95.0	5.0	0.96	0.066	1029.4	4.55^{-04}	30	54	65	20.7	0.37	1515
94.2	5.8	0.93	0.066	1037.0	4.58^{-04}	30	53	65	21.5	0.37	1507
93.3	6.7	0.91	0.066	1046.1	4.62^{-04}	30	52	65	22.2	0.37	1498

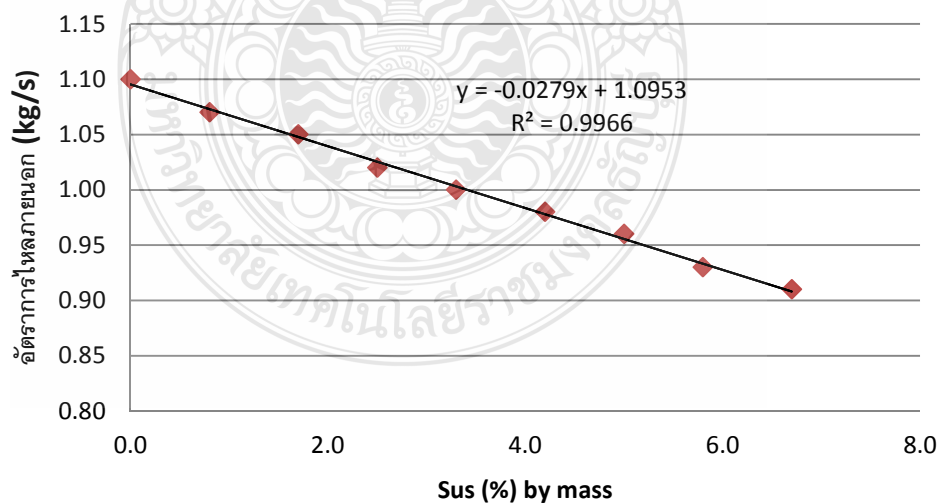
หน่วยและสัญลักษณ์ที่ใช้ในการทดลอง

Water (%), Suspension (%) = Sus \dot{m}_h (kg/s), \dot{m}_c (kg/s), A_s (m²)
 ρ_h (kg/m³), $T_{c,in}$, $T_{c,out}$, T_s , ΔT_{ln} (°C), ε (%), μ_s (kg/m · s), U (W/m² · K)

ผลการทดลองแสดงค่าตารางที่ 4.1 ทดลองใช้อัตราการไหลภายนอก (\dot{m}_h) และภายใน (\dot{m}_c) ที่สภาวะเริ่มต้น 1.10 kg/s, 0.066 kg/s ตามลำดับ โดยควบคุมอุณหภูมิของไหลภายนอก (T_s) ที่ 65 °C ผลการทดลองพบว่า เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำ (Sus) เพิ่มขึ้นจาก 0-6.7 % ส่งผลให้ความหนาแน่นของไหลภายนอก (ρ_h) เพิ่มขึ้นจาก 980.4-1046.1 kg/m³ และทำให้อัตราการไหลภายนอก (\dot{m}_h) ลดลงจาก 1.10-0.91 kg/s ตามลำดับ นอกจากนี้ยังเป็นผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอก (ΔT_{ln}) เพิ่มขึ้นจาก 12.8-22.2°C และเมื่อนำตัวแปรต่างๆที่ได้จากการทดลองมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) พบว่าค่าลดลงจาก 1582-1498 W/m²K หรือ 84 W/m²K คิดเป็น 5.3%

4.2 การหาสมการจากผลการทดลอง

เพื่อสร้างแผนภาพความสัมพันธ์ของอัตราส่วนผสมสารแขวนลอยในน้ำต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อขด และเลือกใช้ความยาวท่อขดที่เหมาะสมในการถ่ายเทความร้อนตามการทดลองในตารางที่ 4.1 จึงได้นำผลการทดลองมาสร้างสมการดังต่อไปนี้

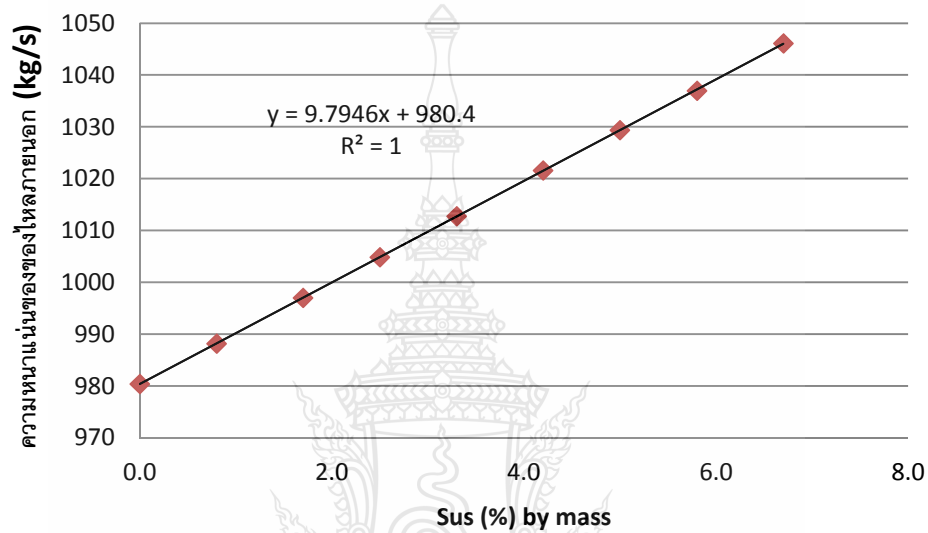


ภาพที่ 4.1 อัตราการไหลภายนอกกับอัตราส่วนผสมสารแขวนลอยในน้ำ

จากภาพที่ 4.1

เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการไหลภายนอกลดลงตามลำดับ และ ได้แสดงสมการอัตราการไหลภายนอกดังนี้

$$\dot{m}_h = 1.0953 - 0.0279(Sus) \quad (4.1)$$

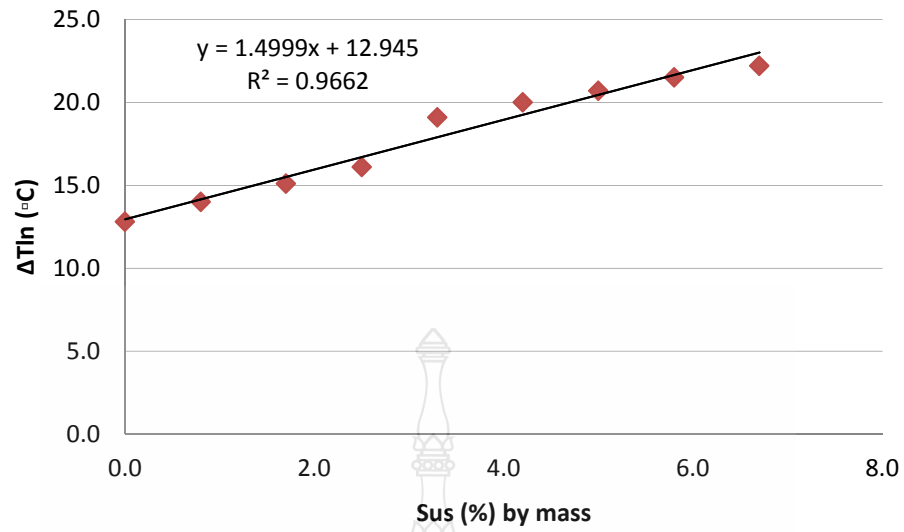


ภาพที่ 4.2 ความหนาแน่นของของไหลภายนอกกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ

จากภาพที่ 4.2

เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าความหนาแน่นของของไหลภายนอก (ρ_h) มีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับ และ ได้แสดงสมการความหนาแน่นของของไหลภายนอกดังนี้

$$\rho_h = 980.4 + 9.7946(Sus) \quad (4.2)$$

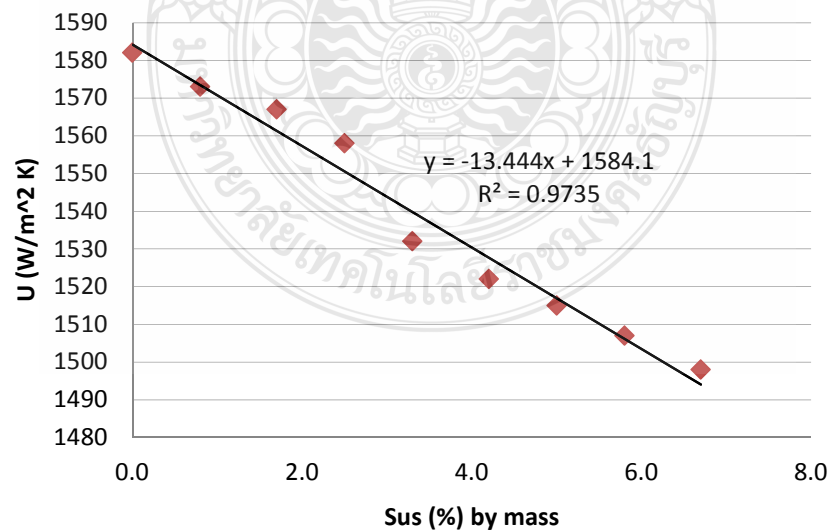


ภาพที่ 4.3 อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ

จากภาพที่ 4.3

เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (ΔT_{ln}) เพิ่มขึ้นตามลำดับ และได้แสดงสมการอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมดังนี้

$$\Delta T_{ln} = 12.945 + 1.4999(Sus) \quad (4.3)$$



ภาพที่ 4.4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกับอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ

จากภาพที่ 4.4

เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ลดลงตามลำดับ และได้แสดงสมการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมดังนี้

$$U = 1584.1 - 13.444(Sus) \quad (4.4)$$

สรุปผลจากสมการที่ 4.1-4.4

สามารถนำมาสร้างตารางการหาความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1/2-2 นิ้ว ตามหัวข้อที่ 4.3 ดังนี้

4.3 การเลือกความยาวท่อขดตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำ

ตารางที่ 4.2-4.5 เป็นการนำผลจากสมการที่ 4.1-4.4 มาสร้างตารางที่ 4.2-4.5 ที่มีขนาดท่อตั้งแต่ 1/2-2 นิ้ว เพื่อให้สะดวกต่อการเลือกขนาดและความยาวของท่อให้เหมาะสมตามปริมาณอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำ ดังเช่น สำหรับสเปรย์น้ำของระบบบำบัดกลิ่นที่มีน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยในน้ำ ซึ่งต้องการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ตามข้อกำหนดของอุณหภูมิน้ำเย็นทางเข้า ($T_{c,in}$) 31°C อุณหภูมิน้ำเย็นทางออก ($T_{c,out}$) 62°C อุณหภูมิผิวท่อภายนอก (T_s) 65°C อัตราการไหลของน้ำเย็นภายในท่อ (\dot{m}_c) 0.066 kg/s และอัตราการไหลของน้ำร้อนภายนอกท่อ (\dot{m}_h) 1.1 kg/s จะสามารถทำนายความยาวท่อและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อขดตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำตามตารางที่ 4.2-4.5 ดังนี้

ตารางที่ 4.2 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1/2 นิ้ว

Suspension (%) by mass	$U(W/(m^2 K))$	$\Delta T_{lm}(^{\circ}C)$	$A_s(m^2)$	$D_o(m)$	L (m)
0	1584	12.8	0.4216	0.0217	6.19
0.8	1573	12.8	0.4245	0.0217	6.23
1.7	1561	12.8	0.4278	0.0217	6.28
2.5	1550	12.8	0.4307	0.0217	6.32
3.3	1540	12.8	0.4337	0.0217	6.37
4.2	1528	12.8	0.4372	0.0217	6.42
5.0	1517	12.8	0.4403	0.0217	6.46
5.8	1506	12.8	0.4434	0.0217	6.51
6.7	1494	12.8	0.4470	0.0217	6.56

ตารางที่ 4.3 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1 นิ้ว

Suspension (%) by mass	$U(W/(m^2 K))$	$\Delta T_{ln}(^{\circ}C)$	$A_s(m^2)$	$D_o(m)$	L (m)
0	1584	12.8	0.4216	0.034	3.95
0.8	1573	12.8	0.4245	0.034	3.98
1.7	1561	12.8	0.4278	0.034	4.01
2.5	1550	12.8	0.4307	0.034	4.03
3.3	1540	12.8	0.4337	0.034	4.06
4.2	1528	12.8	0.4372	0.034	4.09
5.0	1517	12.8	0.4403	0.034	4.12
5.8	1506	12.8	0.4434	0.034	4.15
6.7	1494	12.8	0.4470	0.034	4.19

ตารางที่ 4.4 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1 1/2 นิ้ว

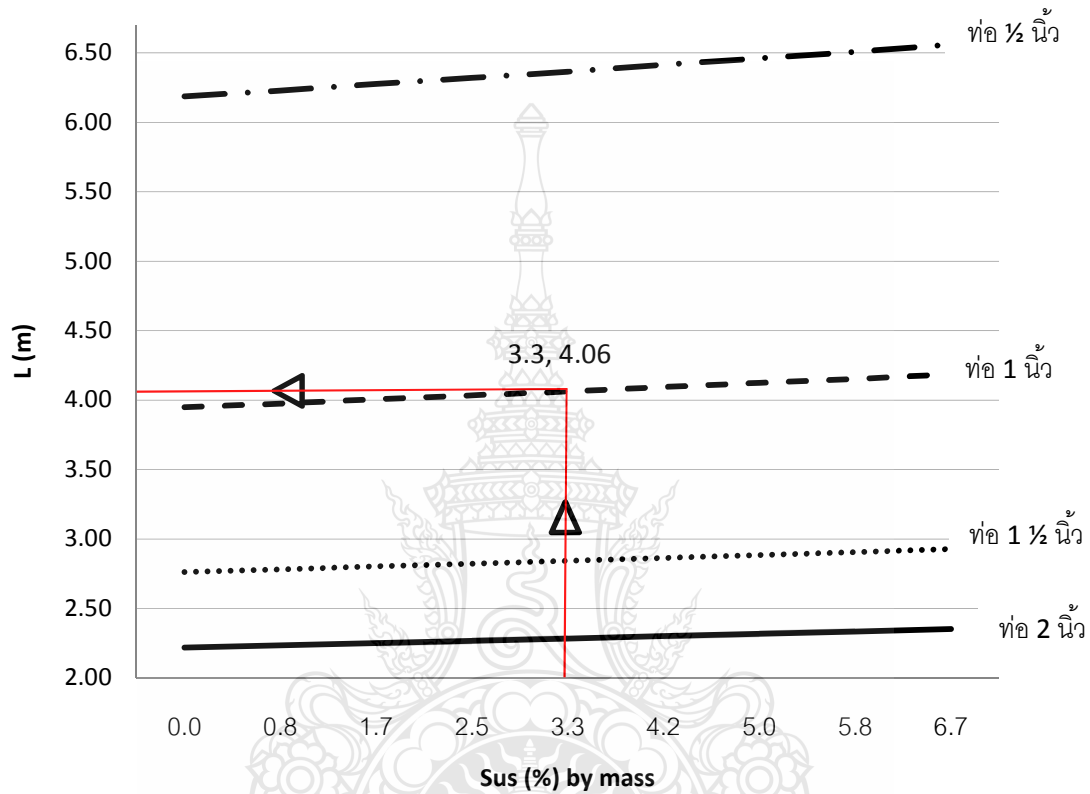
Suspension (%) by mass	$U(W/(m^2 K))$	$\Delta T_{ln}(^{\circ}C)$	$A_s(m^2)$	$D_o(m)$	L (m)
0	1584	12.8	0.4216	0.0486	2.76
0.8	1573	12.8	0.4245	0.0486	2.78
1.7	1561	12.8	0.4278	0.0486	2.80
2.5	1550	12.8	0.4307	0.0486	2.82
3.3	1540	12.8	0.4337	0.0486	2.84
4.2	1528	12.8	0.4372	0.0486	2.86
5.0	1517	12.8	0.4403	0.0486	2.89
5.8	1506	12.8	0.4434	0.0486	2.91
6.7	1494	12.8	0.4470	0.0486	2.93

ตารางที่ 4.5 ความยาวท่อตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 2 นิ้ว

Suspension (%) by mass	$U(W/(m^2 K))$	$\Delta T_{ln}(^{\circ}C)$	$A_s(m^2)$	$D_o(m)$	L (m)
0	1584	12.8	0.4216	0.0605	2.22
0.8	1573	12.8	0.4245	0.0605	2.23
1.7	1561	12.8	0.4278	0.0605	2.25
2.5	1550	12.8	0.4307	0.0605	2.27
3.3	1540	12.8	0.4337	0.0605	2.28
4.2	1528	12.8	0.4372	0.0605	2.30
5.0	1517	12.8	0.4403	0.0605	2.32
5.8	1506	12.8	0.4434	0.0605	2.33
6.7	1494	12.8	0.4470	0.0605	2.35

จากภาพที่ 4.5

เป็นการนำข้อมูลจากตารางที่ 4.2-4.5 มาสร้างแผนภูมิภาพในการเลือกหาความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1/2-2 นิ้ว



ภาพที่ 4.5 ความยาวท่อตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำสำหรับท่อ 1/2-2 นิ้ว

สรุปผลจาก ภาพที่ 4.5

สามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดสำหรับหาความยาวท่อขดที่ต้องการตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำตามตัวอย่างต่อไปนี้ สมมุติเลือกท่อขนาด 1 นิ้ว ซึ่งเหมาะสมกับสถานที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดในน้ำร้อนผสมสารแขวนลอย ผลจากการสำรวจหาแหล่งความร้อนที่มีสารแขวนลอยน้ำพบว่า อัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำเท่ากับ 3.3% จากภาพที่ 4.5 ทำการลากเส้นที่อัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำที่ 3.3% ไปตัดกับเส้นท่อขนาด 1 นิ้ว จากนั้นลากเส้นจากจุดตัดไปทางซ้ายมือจะได้รับความยาวท่อขั้นต่ำที่ต้องการเท่ากับ 4.06 เมตร เมื่อได้ความยาวท่อที่ต้องการ ให้นำท่อไปขดลักษณะเป็นวงและนำไปแช่ในแหล่งความร้อนที่มีสารแขวนลอยในน้ำที่สภาวะดังต่อไปนี้ อุณหภูมิผิวท่อ (T_s) 65°C อุณหภูมิน้ำ

เย็นขาเข้า ($T_{c,in}$) 31°C อัตราการไหลภายในท่อ (\dot{m}_c) 0.066 kg/s อัตราการไหลภายนอกท่อ (\dot{m}_h) 1.1 kg/s ผลที่ได้คือ อุณหภูมิขาออก ($T_{c,out}$) ประมาณ 62°C จากนั้นนำน้ำร้อนที่ได้ไปใช้ประโยชน์ เช่น การล้างทำความสะอาดภาชนะที่มีคราบน้ำมันเกาะติด เป็นต้น



บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลงานวิจัย

จากผลการวิจัยการออกแบบสร้างชุดทดลอง การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยจากชุดทดลอง และผลที่ได้จากการทดลองทางผู้วิจัยได้นำตัวแปรเหล่านั้น ไปสร้างสมการจากตัวแปรต่างๆ เช่น อัตราการไหลภายในท่อ (m_h) kg/s, ความหนาแน่นของของไหลภายนอก (ρ_h) kg/m³, อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอก (ΔT_{lm}) °C และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) W/m²K สมการดังกล่าวสามารถนำไปสร้างแผนภาพการหาความยาวท่อขดตั้งแต่ขนาด 1/2-2 นิ้ว ตามอัตราส่วนของสารแขวนลอยในน้ำ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัดกลิ่นของบริษัทไทยเพอร์ซิเดนซ์ฟู๊ดส์

จากผลการทดลอง สามารถสรุปผลได้ดังนี้

5.1.1 เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการไหลภายนอก ลดลงจาก 1.1-0.91 kg/s หรือ 0.19 kg/s คิดเป็น 17.3%

5.1.2 เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าความหนาแน่นของของไหลภายนอกมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 980.4-1046.1 kg/m³ หรือ 65 kg/m³ คิดเป็น 6.7%

5.1.3 เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าความหนืดเพิ่มขึ้น จาก 4.33×10^{-4} - 4.62×10^{-4} kg/m · s หรือ 2.9×10^{-5} kg/m · s คิดเป็น 6.7%

5.1.4 เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิเชิงลอกเพิ่มขึ้น จาก 12.8-22.2°C หรือ 9.4 °C คิดเป็น 73.4%

5.1.5 เมื่ออัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยในน้ำเพิ่มขึ้น ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลงจาก 1582-1498 W/m²K หรือ 84 W/m²K คิดเป็น 5.3%

จากผลการทดลองจากชุดทดลอง การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่สร้างขึ้นเป็นไปตามทฤษฎี และสมมุติฐานการวิจัย ซึ่งสามารถนำไปใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบกับแหล่งความร้อนที่มีสารแขวนลอยในน้ำได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

สำหรับชุดทดลอง

5.2.1 ควรติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหล เพื่อความแม่นยำในการนำค่าไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

5.2.2 ควรเพิ่มขนาดถังที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด เพื่อให้สามารถรักษาอุณหภูมิภายในถังให้คงที่เมื่อเกิดการถ่ายเทความร้อน

สำหรับการการออกแบบ

5.2.3 การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดกับแหล่งความร้อนที่มีสารแขวนลอยในน้ำ ควรมีการเผื่อพื้นที่การถ่ายความร้อนตามอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ ซึ่งสามารถนำข้อมูลจากแผนภาพที่ 4.5 ในการเลือกขนาดท่อและความยาวท่อให้เหมาะสมกับพื้นที่การติดตั้งและอัตราส่วนสารแขวนลอยในน้ำ เนื่องจากปริมาณสารแขวนลอยในน้ำส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลง

5.2.4 เมื่อตรวจพบว่าแหล่งความร้อนมีสารแขวนลอยในน้ำเกิน 6.7% ควรมีการเปลี่ยนถ่ายน้ำที่จุดดังกล่าว เพื่อป้องกันการเสียหายของปั๊มน้ำและเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดให้ดีขึ้น

5.2.5 ควรเลือกวัสดุของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับพื้นที่การติดตั้ง เพื่อทนการกัดกร่อน และเพิ่มอายุการใช้งานที่ยาวนาน

บรรณานุกรม

- [1] จำเนียร สุวะไกร, “การวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อแบบขดเป็นวง,” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ, กรุงเทพฯ, 2550.
- [2] ธนาพล สุขชนะ และ สรวุฒิ สิริเกษมสุข, “การศึกษาทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบขดท่อขดเกลียว,” ใน งานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25, กระบี่, 2554.
- [3] ธนภัทร บุญศรี, “การศึกษาจากการทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดสปริงคิดครีบ,” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพฯ, 2554.
- [4] ไพศาล นาผล, “การศึกษาเชิงทฤษฎีและเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด,” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพฯ, 2547.
- [5] สุพจน์ มุนินทร์รางกูล, “เกณฑ์การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในอุตสาหกรรม,” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพฯ, 2544.
- [6] สมเกียรติ บุญณะ, “การศึกษาพารามิเตอร์ และการจำลองระบบการนำความร้อนที่สูญเสียออกจากเตาหลอมซิลิกากลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น,” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ, 2540.
- [7] เหมันต์ สุธรรม, “การออกแบบและการสร้างอุปกรณ์สารพัดการแลกเปลี่ยนความร้อน” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ, 2554.

บรรณานุกรม (ต่อ)

- [8] อุทัย ผ่องศรีศรี และ คณะ, “การออกแบบเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดสำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านครั้งเดียว,” วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร, กรุงเทพฯ, 2555.
- [9] อนุสรณ์ ชินสุวรรณ, “การพาความร้อนในท่อที่มีครีบกาวเคลือบอยู่ภายใน,” วารสารวิจัย มข., 2546, 66-73, ก.ค.-ธ.ค. 2546
- [10] Zhu, X.X. and Nie, X.R. “Pressure drop considerations for heat exchanger network grassroots design.” *Journal Computer & Chemical Engineering*. 26 (2002) : 1661-1676.
- [11] Akbarnia, M., Amidpour, M. and Shadaram, A. “A new approach in pinch technology considering piping costs in total cost targeting for heat exchanger network,” *Journal Chemical Engineering Research and Design*. 87 (2009) : 357-365.
- [12] JACK P. HOLMAN, การถ่ายเทความร้อน, แปลและเรียบเรียงโดย ศศ.ดร.ชนาคม สุนทรชัยนาคแสง, Mc Graw Hill, กรุงเทพฯ : บริษัท สำนักพิมพ์ที่อุป
- [13] G. Walker, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานอุตสาหกรรม, แปลและเรียบเรียงโดย ดร. พงษ์ธร จริญญากรณ์. กรุงเทพฯ : บริษัท เอ็มแอนดีอี, 2542.

ภาคผนวก





ภาคผนวก ก

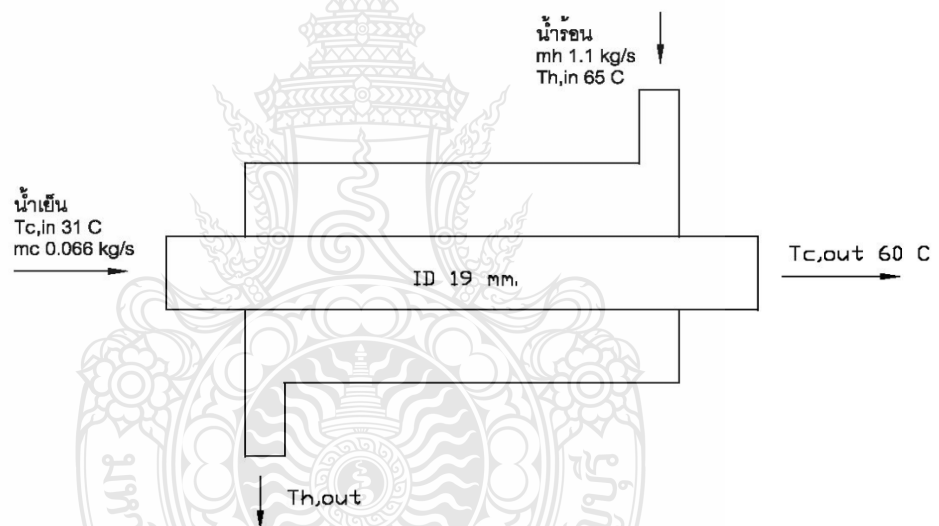
การคำนวณเพื่อหาขนาดของชุดทดลอง

การคำนวณเพื่อหาขนาดและหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของชุดทดลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด
เงื่อนไขการคำนวณ

- พิจารณาทิศทางการไหลของของไหลร้อนและเย็นเป็นแบบสวนทาง
- ของไหลเย็นอยู่ในท่อ, ของไหลร้อนอยู่นอกท่อ

การคำนวณหาขนาดเพื่อสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอย
เงื่อนไขการคำนวณ

- พิจารณาทิศทางการไหลของของไหลร้อนและเย็น เป็นแบบไหลสวนทาง
- ของไหลเย็นอยู่ในท่อ, ของไหลร้อนผสมสารแขวนลอยอยู่นอกท่อ



ตัวแปร

$$\dot{m}_c = 0.066 \text{ kg/s}, \dot{m}_h = 1.1 \text{ kg/s}$$

$$T_{c,in} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{c,out} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{h,i} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D_i = 0.019 \text{ m}, D_o = 0.020 \text{ m}$$

พิจารณาสมบัติที่อุณหภูมิเฉลี่ย (การไหลในท่อ)

$$T_b = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} = \frac{31 + 60}{2} = 45.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

สมบัติของน้ำ 45.5°C

$$\rho = 989.9 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.638 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$$

$$C_p = 4180.1 \text{ J/kg} \cdot \text{°C}$$

$$Pr = 3.874$$

$$\mu = 0.000591 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 5.97 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\dot{m}_c = \rho A_c V_m, \quad A_{c,i} = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{(3.14)(0.019 \text{ m})^2}{4} = 0.000283 \text{ m}^2$$

$$V_m = \frac{\dot{m}_c}{\rho A_c} = \frac{0.066 \text{ kg/s}}{(989.9 \text{ kg/m}^3)(0.000283 \text{ m}^2)} = 0.2356 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V_m D}{\nu} = \frac{(0.2356 \text{ m/s})(0.019 \text{ m})}{5.97 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 7,498$$

$Re > 4000$ (ไหลแบบปั่นป่วน)

$$Nu = \frac{h_i D_h}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = (0.023)(7,498)^{0.8} (3.874)^{0.4} = 50$$

$$h_i = \frac{k}{D_i} Nu = \left(\frac{0.638 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0.019 \text{ m}} \right) (50) = 1679 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

การไหลขวางกลุ่มท่อ (Flow across Cylinders)

สมบัติของน้ำพิจารณาที่ $T_{h,i} = 65^\circ\text{C}$

$$C_p = 4187 \text{ J/kg} \cdot \text{°C}, \quad \rho = 980.4 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.659 \text{ W/m} \cdot \text{°C}, \quad \mu = 0.000433 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$Pr = 2.75$$

$$\dot{m}_h = \rho A_c V_m \rightarrow V_{max} = V_m = \frac{\dot{m}_h}{\rho A_c} = \frac{1.1 \text{ kg/s}}{(980.4 \text{ kg/m}^3)(0.000314 \text{ m}^2)} = 3.57 \text{ m/s}$$

$$G_{max} = \rho V_{max} = (980.4 \text{ kg/m}^3)(3.57 \text{ m/s}) = 3500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{G_{max} D}{\mu} = \frac{(3500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})(0.020 \text{ m})}{(0.000433 \text{ kg/m} \cdot \text{s})} = 161,662$$

$$Nu = \frac{h_o D}{k} = AR e^n Pr^{0.36} 1^{1/4}$$

$$h_o = \frac{0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} 1^{1/4} k}{D} = \frac{(0.27)(161,662)^{0.63} (2.75)^{0.36} (1)^{1/4} (0.659 \text{ W/m} \cdot \text{°C})}{0.020 \text{ m}} = 24,479 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + r_w + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{1,679} + \frac{0.0005}{14.9} + \frac{1}{24,479}} = 1,493 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$r_w = \frac{\text{ความหนาของผนังท่อ}}{\text{ค่าการนำความร้อนของวัสดุ}} = \frac{0.0005 \text{ m}}{14.9 \text{ W/m} \cdot \text{K}}$$

หมายเหตุ : ค่าการนำความร้อนของวัสดุ (k) Stainless Steels : AISI 304 = 14.9 W/m · K

อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำในท่อ

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) = (0.066 \text{ kg/s})(4178 \text{ J/kg} \cdot \text{°C})(60 - 31 \text{ °C}) = 7,997 \text{ W}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,o}) \rightarrow T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h C_p} = 65 \text{ °C} - \left(\frac{7997}{\left(1.1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(4187)} \right) = 63.26 \text{ °C}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 65 - 60 = 5 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 63.26 - 31 = 32.26 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{lm} = \left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \right) = \left(\frac{5 - 32.26}{\ln(5/32.26)} \right) = 14.6 \text{ °C}$$

พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \rightarrow A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{lm}} = \frac{7997}{(1,493 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})(14.6 \text{ °C})} = 0.3668 \text{ m}^2$$

อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} = (1,493 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})(0.3668 \text{ m}^2)(14.6 \text{ °C}) = 7,995 \text{ W}$$

ความยาวที่ต้องการของท่อ

$$A_s = \pi D L \rightarrow L = \frac{A_s}{\pi D_o} = \frac{(0.3668 \text{ m}^2)}{(3.14)(0.020 \text{ m})} = 5.84 \text{ m}$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน แรงเสียดทานภายในท่อหาได้จาก

$$f = 0.184 Re^{-0.2} = (0.184)(7,498)^{-0.2} = 0.031$$

ความดันตกในท่อ และขนาดของปั๊ม

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} = (0.031) \frac{(5.84 \text{ m})}{(0.019 \text{ m})} \frac{(989.9)(0.2356)^2}{2} = 262 \text{ N/m}^2$$

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_c \Delta P}{\rho} = \frac{(0.066)(262)}{(989.9)} = 0.017 \text{ kW}$$





ภาคผนวก ข

อุปกรณ์และเครื่องมือการวิจัย



ภาพที่ ข.1 ท่อขดแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ ข.2 หน้าจอควบคุมและแสดงผลอุณหภูมิ



ภาพที่ ข.3 ถังทรงกระบอกแบบฝาเปิดขนาด 70 ลิตร



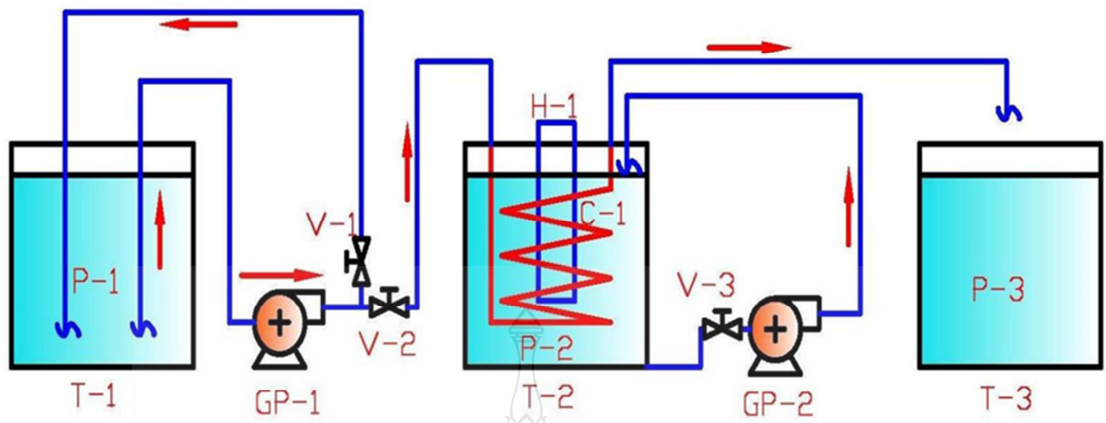
ภาพที่ ข.4 เกียร์ปั๊ม



ภาพที่ ข.5 ซิตเตอร์แบบจุ่ม



ภาพที่ ข.6 ฟงคาร์บอน



ภาพที่ ข.7 ระบบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด





ภาคผนวก ค

ตารางคุณสมบัติ

ตารางที่ ค.1 คุณสมบัติของน้ำ

อุณหภูมิ °C	ความหนาแน่น $\rho(kg/m^3)$	ความร้อนจำเพาะ $C_p(J/kg \cdot ^\circ C)$	ค่าการนำความร้อน $k(W/m \cdot ^\circ C)$	ความหนืด $\mu(kg/m \cdot s)$	Prandtl number, Pr
0.01	999.8	4217	0.561	1.792×10^{-3}	13.5
5	999.9	4205	0.571	1.519×10^{-3}	11.2
10	999.7	4194	0.580	1.307×10^{-3}	9.45
15	999.1	4186	0.589	1.138×10^{-3}	8.09
20	998.0	4182	0.598	1.002×10^{-3}	7.01
25	997.0	4180	0.607	0.891×10^{-3}	6.14
30	996.0	4178	0.615	0.798×10^{-3}	5.42
35	994.0	4178	0.623	0.720×10^{-3}	4.83
40	992.1	4179	0.631	0.653×10^{-3}	4.32
45	990.1	4180	0.637	0.596×10^{-3}	3.91
50	988.1	4181	0.644	0.547×10^{-3}	3.55
55	985.2	4183	0.649	0.504×10^{-3}	3.25
60	983.3	4185	0.654	0.467×10^{-3}	2.99
65	980.4	4187	0.659	0.433×10^{-3}	2.75
70	977.5	4190	0.663	0.404×10^{-3}	2.55
75	974.7	4193	0.667	0.378×10^{-3}	2.38
80	971.8	4197	0.670	0.355×10^{-3}	2.22
85	968.1	4201	0.673	0.333×10^{-3}	2.08
90	965.3	4206	0.675	0.315×10^{-3}	1.96
95	961.5	4212	0.677	0.297×10^{-3}	1.85
100	957.9	4217	0.679	0.282×10^{-3}	1.75

ตารางที่ ค.2 คุณสมบัติของน้ำผสมสารแขวนลอย

น้ำ%	สารแขวนลอย%	ความหนาแน่น $\rho(kg/m^3)$	μ_s $(kg/m^2 \cdot s)$	อุณหภูมิ $^{\circ}C$
100.0	0.0	980.4	4.33^{-04}	65
99.2	0.8	988.2	4.36^{-04}	65
98.3	1.7	997.0	4.40^{-04}	65
97.5	2.5	1004.9	4.44^{-04}	65
96.7	3.3	1012.8	4.47^{-04}	65
95.8	4.2	1021.6	4.51^{-04}	65
95.0	5.0	1029.4	4.55^{-04}	65
94.2	5.8	1037.0	4.58^{-04}	65
93.3	6.7	1046.1	4.62^{-04}	65



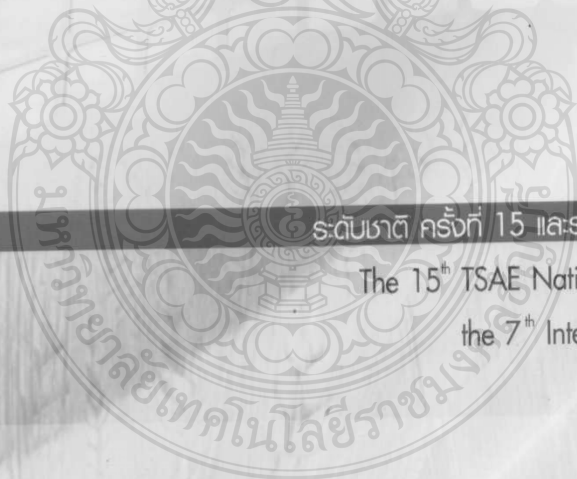


ภาคผนวก ง
ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่



International Conference of TSAE 2014

งานประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย



ระดับชาติ ครั้งที่ 15 และระดับนานาชาติ ครั้งที่ 7

The 15th TSAE National Conference and
the 7th International Conference
(TSAE 2014)



Kubota
พลังขับเคลื่อนเกษตรกรรมไทย



บทคัดย่อ การประชุมงานวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15
นวัตกรรมเกษตรยั่งยืน พลิกฟื้นเศรษฐกิจไทย

TRE-07	การออกแบบการจำลองระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าโดยใช้ Photovoltaic สำหรับบ้านพักอาศัยและ ทางด้านเกษตรกรรม	105
TRE-08	ระบบจำลองการผลิตไฟฟ้าของโซลาร์เซลล์แบบเคลื่อนที่ตามดวงอาทิตย์ชนิดสองแกน อรัณย์ หะสีเม, ณรงค์ มั่งคั่ง, ทิพวรรณ ปะละไทย และ ณัฐ กาศยปนนท์	106
TRE-09	การออกแบบและพัฒนาระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็งสำหรับการปรับอากาศใน โรงเรือน ธวัชชัย สุขะ และ ตามร บัณฑิตน์	107
TRE-10	การศึกษาผลกระทบจากการควบคุมอากาศต่อการเผาไหม้ของเตาเผาขยะขนาดเล็กแบบสาม ชั้นตอน ธนาพล สุขชนะ และ สรวาภูมิ สิริเกษมสุข	108
TRE-11	การทดสอบและประเมินผลเตาแก๊สซีพีเออร์แบบไหลขึ้นกลับทางเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า นฤเบศร์ หนูโสเพ็ชร, ภูษิตธูย์ ปัญญาเทพ, สิทธิชัย วงศ์หน่อ และ วิวัฒน์ คล่องพานิช	109
TRE-12	การศึกษาคุณสมบัติทางกายภาพเบื้องต้นของเปลือกธัญพืชจากกระบวนการผลิตแป้งมัน สำหรับใช้เป็นเชื้อเพลิงชีวมวล พิรุณ ชมศรี และ ชัยยันต์ จันทร์ศิริ	110
TRE-13	การประเมินศักยภาพกากมะเขือเทศเพื่อผลิตก๊าซชีวภาพ (กรณีศึกษาจังหวัดหนองคาย) ณัฐจรรย์ จิระคกุล และ พินิจ จิระคกุล	111
TRE-14	ศึกษาศักยภาพการผลิตต้นเล้าสำหรับการผลิตก๊าซชีวภาพ พินิจ จิระคกุล, ทักษิณา คັນสยะวิชัย และ ปรีชา กาเพ็ชร	112
TRE-15	การศึกษาเชิงทดลองการทำน้ำอุ่นด้วยถังเทอร์โมไซโฟนชนิดวงจรแบบเปิด ธนาพล สุขชนะ	113
TRE-16	กรณีศึกษาการเผาไหม้แก๊สโดยใช้ฮีตเตอร์ สกุลตลา วรณปะเช และ ภูษฎากร บุคควาจันทร์	114
TRE-17	อุปกรณ์วัดความต้านทานด้วยไฟฟ้าแรงดันสูงในการหาความชื้นในยางแผ่นดิบ ปรีดาวรรณ ไชยศรีชลธาร, ชุศักดิ์ ชวประดิษฐ์, อนุชิต ฉ่ำสิงห์, สุภัทร หนูสวัสดิ์ และ กอบชัย ไกรเทพ	115
TRE-18	การทดสอบสมรรถนะใบกังหันลมและการทำนายประสิทธิภาพพลังงานลมของกังหันลมแบบซาโว เนียส ธนาพล สุขชนะ	116
TRE-19	อิทธิพลของพลาสมาจากก๊าซต่อการดัดแปรคุณสมบัติพื้นผิวของฟิล์มพอลิแลคติกแอซิด อัจฉราภรณ์ บุญมา และ วีระศักดิ์ เลิศสิริโยธิน	117
TRE-20	ศึกษาสภาวะที่เหมาะสมต่อการผลิตไฟฟ้าและน้ำร้อนด้วยเซลล์แสงอาทิตย์ในประเทศไทย สุพัฒน์ ทองหนูน้อย, บุญยฤทธิ ประสาทแก้ว และ สถาพร ทองวิค	118
* TRE-21	การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อชุด สุรศักดิ์ คเนเร้ว และ สถาพร ทองวิค	119



การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย
ระดับชาติครั้งที่ 15 และระดับนานาชาติครั้งที่ 7
2-4 เมษายน 2557 โรงแรมกรุงศรีริเวอร์ จ. อยุธยา

การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด
**HEAT TRANSFER BETWEEN WATER AND WATER SUSPENSIONS IN HELICAL
COIL HEAT EXCHANGER**

สุรศักดิ์ คะเนเรว¹ สาทพร ทองวิก²

SURASAK KANEREW¹ SATHAPORN THONGWIK²

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อการออกแบบสร้างชุดทดสอบการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด เพื่อศึกษาความสัมพันธ์ของตัวแปรที่สำคัญเช่น อัตราการไหล อุณหภูมิ พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งต้องการนำผลที่ได้จากการทดลอง เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัดกลิ่นที่มีความร้อนเหลือทิ้งของบริษัทไทยเพอร์ซิเดนทึฟูดส์ โดยออกแบบสร้างชุดทดสอบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด ได้ทำการติดตั้งชุดวัดอุณหภูมิที่ทางเข้า, ทางออก และอุณหภูมิผิวท่อ โดยควบคุมอัตราการไหลภายในท่อและภายนอกท่อให้คงที่ (\dot{m}_c) 0.066 kg/s, (\dot{m}_h) 1.1 kg/s และทำการทดลองโดยเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยสำหรับของไหลภายนอกท่อที่ 100:0.0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8, 93.3:6.7 ตามลำดับ จากนั้นนำผลการทดลองมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ผลการทดลองจากชุดทดสอบพบว่า จากการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้นดังกล่าว ส่งผลทำให้อัตราการไหลของของไหลภายนอกท่อลดลงอย่างต่อเนื่อง สาเหตุเกิดจากความหนืดที่เพิ่มขึ้น จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลง $80 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ หรือ 5.1% เมื่อเทียบกับน้ำบริสุทธิ์ และมีค่าน้อยกว่าการออกแบบ $43 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ หรือ 2.7% เทียบจากค่าเฉลี่ยของแต่ละอัตราส่วนผสม

คำสำคัญ: สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, ประสิทธิภาพ, ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม

Abstract

The objective of this research is to design and fabrication of the testing set for heat transfer between water and water suspensions in helical coil heat exchanger this study investigates the relationship of the key variables of flow rate, temperature and heat exchanger area. Which requires the results of an experiment to be used in the design of the heat exchanger with wet scrubber with waste heat of company Thai president foods. And fabricate of the testing set for heat transfer between water and water suspensions in helical coil heat exchanger. Installed a thermometer at the entrance pipe, exit pipe and surface temperature of the pipe. And tested by changing the mixing ratio of water with suspended solids for fluid outside the pipe at 100:00, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8, 93.3:6.7 respectively. Then the results were used to calculate the overall heat transfer coefficient. The results of the tests showed. Ratio changes of the suspension increases. A result, the flow rate of the fluid outside the tube reduced continuously. The cause of the increased viscosity. Therefore, the overall heat transfer coefficient decreases $80 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ or 5.1% compared with pure water and is less than the design $43 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ or 2.7% Based on the average of each ratio.

Keywords: Overall heat transfer coefficient, Effectiveness, Logarithmic mean temperature difference.

1. บทนำ

โรงงานอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ต้องใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนในรูปแบบต่างๆ ในกระบวนการผลิต ดังเช่นอุตสาหกรรมอาหารใช้น้ำในการนึ่งฆ่าเชื้อ การอบไล่ความชื้น การล้างทำความสะอาดเครื่องมือและอุปกรณ์ในกระบวนการผลิต เป็นต้น จากราคาของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นค่าใช้จ่ายในการผลิตไอน้ำก็มีต้นทุนสูงตามไปด้วย ส่งผลต่อต้นทุนในการผลิตสินค้า ตัวอย่างเช่นบริษัทไทยเพอร์ซิเดนท์ฟู๊ดส์ [1] จัดซื้อพลังงานไอน้ำจากบริษัท สหโครเจน [2] ในราคา 1.4 baht/kg ไอน้ำส่วนหนึ่งประมาณ $4 \text{ m}^3/\text{day}$ ถูกนำไปใช้ในการผสมน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 55°C สำหรับใช้ในการล้างทำความสะอาดถังบรรจุน้ำมันที่ผ่านการใช้งานแล้วจากกระบวนการผลิต และในปีนี้ทางบริษัทมีนโยบายการลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ทางแผนกซ่อมบำรุงจึงพยายามหาแนวทางลดหรือทดแทนการใช้พลังงานไอน้ำดังกล่าวด้วยการหาแหล่งความร้อนที่ปล่อยทิ้งไปแล้วนำกลับมาใช้ใหม่ จากการสำรวจแหล่งความร้อนภายในโรงงานและพิจารณาจุดที่เหมาะสมพบว่าในถังเก็บน้ำของระบบบำบัดกลิ่นที่ใช้ร่วมกับกระบวนการผลิตฟริกป่นมีขนาด กว้าง 602 cm. ยาว 198 cm. และสูง 153 cm. มีน้ำร้อนผสมสารแขวนลอยเหลือทิ้งปริมาตร 15.4 m^3 อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำภายในถังเท่ากับ 70°C ซึ่งมีความเป็นไปได้ในการนำความร้อนดังกล่าวไปแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับผลิตน้ำร้อนทดแทนการใช้ไอน้ำในการผสมน้ำร้อนแบบเดิมได้ จากการพิจารณาสถานที่ติดตั้ง ขนาดอุปกรณ์ และการดำเนินงานสร้างทางบริษัทสรุปว่าให้สร้างระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด

จากการสืบค้นหนังสือและข้อมูลงานวิจัยจะเห็นได้ว่าระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดกรณีแฉ่อยู่ในของเหลว [1-12] จะใช้ทั้งท่อเปลือยและแบบติดครีปตัวอย่างเช่น 1. การศึกษาเชิงทฤษฎีและเชิงทดลองเกี่ยวกับ

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด (ไพศาล นาผล) [3] การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดทั้งทดลองและทฤษฎี ในส่วนของการทดลองได้มีการออกแบบและสร้างอุปกรณ์การทดลองซึ่งประกอบด้วยวงจรของสารทำความเย็น วงจรของน้ำหล่อเย็น วงจรของอากาศร้อนและระบบเครื่องมือในการบันทึกข้อมูล โดยการทดลองได้ใช้น้ำและอากาศเป็นสารทำงาน ท่อทดสอบที่ใช้ในการทดลองเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อที่มีครีบบนผนังซึ่งมีทั้งหมด 6 ชั้น สามารถสร้างโดยการนำท่อทองแดงมาขดเป็นวง 2. การศึกษาทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบขดท่อทองแดง (ธนาพล สุขชนะ) [9] การศึกษาทดลองประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบขดท่อทองแดง เป็นการศึกษาเพื่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับระบายความร้อนสารทำความเย็น โดยใช้น้ำแบบระบบปิด เพื่อประสิทธิภาพการทำงานและความเหมาะสมของระบบการทำน้ำเย็นขนาดเล็ก โดยทดลองกับระบบทำน้ำเย็นขนาด 1 tons ใช้ท่อทองแดงขนาด 6.35 mm. สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเกลียว 2 แถว ชนิดไหลแบบสวนทางและไหลวนกลับ ทดลองด้วยน้ำหล่อเย็นที่มีอัตราการไหลคงที่ 5 อัตราไหลจากการศึกษาทดลองพบว่าประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ทั้งสองชนิดต่างกัน โดยที่ชนิดไหลแบบสวนทางมีประสิทธิภาพสูงกว่าชนิดไหลวนกลับเฉลี่ย 5% เป็นต้น แต่เนื่องจากของเหลวมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่สูง สามารถใช้ในการถ่ายเทความร้อนได้ดี ไม่จำเป็นต้องเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มครีบบนผนัง นอกจากนั้นการใช้ท่อเปลือยยังช่วยลดการอุดตันที่อาจจะมาติดครีบบนผนังความร้อนได้อีกด้วย

จากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่พบผลการศึกษาระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่แช่อยู่ในของเหลวที่มีสารแขวนลอยสูง ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้ศึกษาหาตัวแปรที่ส่งผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการสร้างชุดทดสอบจำลองสภาพการทำงานระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในขณะไหลผ่านท่อขด เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัดกลิ่นดังกล่าวต่อไป นอกจากนั้นความรู้ที่ได้จากการศึกษานี้ยังสามารถไปประยุกต์ใช้กับโรงงานอุตสาหกรรมที่มีแหล่งความร้อนทั้งในลักษณะดังกล่าวกลับมาใช้ประโยชน์ได้



2. อุปกรณ์และวิธีการ

2.1 อุปกรณ์ ประกอบด้วย

1. ถังทรงกระบอกพลาสติกขนาด 100 Liter บรรจุน้ำบริสุทธิ์ที่อุณหภูมิ $T = 29 - 33^{\circ}\text{C}$
2. ถังทรงกระบอกแบบฝาเปิดขนาด 70 Liter ติดตั้ง Helical coil heat exchanger
3. บั๊มเฟือง P1, P2 ทำหน้าที่สูบของไหลภายในท่อและของไหลภายนอกท่อ
4. บอลวาล์วทองเหลือง 1 inch ควบคุมอัตราการไหลของของไหลภายในท่อและของไหลภายนอกท่อ
5. Immersion heater 3000 W ให้ความร้อนภายในถังขนาด 70 Liter
6. Helical coil heat exchanger size $\frac{3}{4}$ inch thk. 0.68 mm. ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลภายในท่อและของไหลภายนอกท่อ
7. ท่อเหล็กขนาด 1 inch ระบบท่อเข้าและออกของของไหลภายในและภายนอก
8. Thermocouple ชุดวัดอุณหภูมิที่ $T_{c,in}$, $T_{c,out}$, T_s
9. Display temperature control ใช้ตั้งค่าอุณหภูมิของ Immersion heater และแสดงอุณหภูมิ $T_{c,in}$, $T_{c,out}$, T_s
10. เบรกเกอร์ ควบคุมการทำงานของบั๊มเฟืองและ Immersion heater
11. ผงถ่านคาร์บอนใช้เป็นสารแขวนลอยในการผสมกับของไหลภายนอกท่อที่ Tank 2



Figure 1 Carbon powder to be mixed with water for the fluid outside the tube

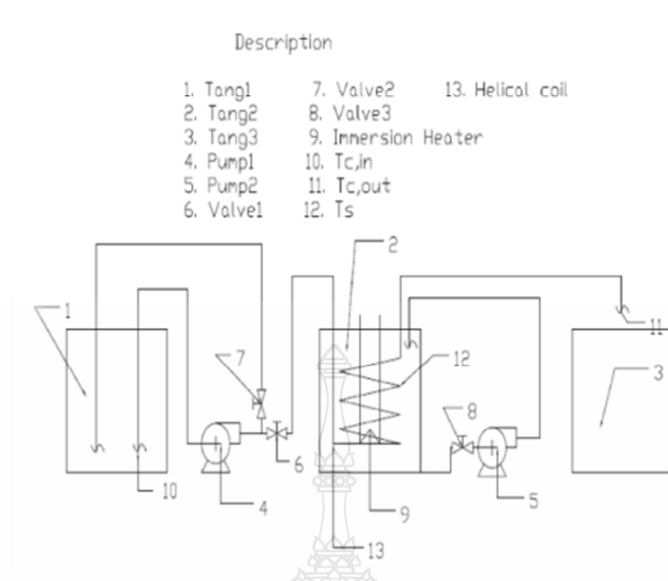


Figure 2 Flow Diagram of Helical Coil Heat Exchanger System.

2.2 การออกแบบระบบการทำงาน

ในการออกแบบชุดทดสอบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนจัดทำขึ้นเพื่อศึกษาตัวแปรที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของชุดทดสอบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจัด โดยใช้น้ำเป็นของไหลร้อนและของไหลเย็น ซึ่งของไหลเย็นเป็นของไหลภายในท่อ ส่วนของไหลร้อนเป็นการไหลภายนอกท่อที่มีส่วนผสมของสารแขวนลอย โดยน้ำเย็นที่ไหลอยู่ภายในท่อเป็นตัวดึงความร้อนออกจากน้ำร้อนที่ไหลภายนอกท่อ ซึ่งทำการทดลองโดยการปรับอัตราการไหลของของไหลภายในและภายนอกให้คงที่ จากนั้นเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของของไหลภายนอกที่มีส่วนผสมของสารแขวนลอยในอัตราส่วนผสมต่างๆ และทำการควบคุมอุณหภูมิของของไหลภายนอกที่ Tank 2 ให้คงที่ และรูปแบบการไหลของชุดทดสอบเป็นแบบไหลสวนทางกัน (Counter Flow) โดยของไหลภายในท่อเป็นการไหลครั้งเดียวผ่านชุดท่อจัดที่ Tank 2 และของไหลภายนอกท่อเป็นการไหลหมุนวนเข้าและออกใน Tank 2

2.3 ขั้นตอนการทดลอง Helical Coil Heat Exchanger ที่มีทิศทางการไหลแบบสวนทางกัน (Counter Flow)

1. เปิดเบรกเกอร์ของ Immersion Heater เพื่อให้ความร้อนภายใน Tank 2 ซึ่งเป็นถังสำหรับผสมอัตราส่วนของน้ำกับสารแขวนลอยสำหรับของไหลภายนอกท่อ และภายในถัง Helical coil heat exchanger จากนั้นรอนกว่าอุณหภูมิที่ตั้งไว้ภายในถังคงที่ที่ 65°C

2. เปิดวาล์ว V3 แล้วทำการเปิดเบรกเกอร์ปั๊ม P2

3. ปรับอัตราส่วนของน้ำและสารแขวนลอยภายใน Tank 2 ในอัตราส่วน 100 (น้ำ):0 (สารแขวนลอย) รอจนกว่าอุณหภูมิภายใน Tank 2 ที่ตั้งไว้คงที่ที่ 65°C

4. เปิดเบรกเกอร์ปั๊ม P1 เพื่อสูบน้ำเย็นจาก Tank 1 ที่อุณหภูมิ 28-32°C สำหรับของไหลภายในท่อ และเปิดวาล์ว V1 และ V2 เพื่อควบคุมอัตราการไหลให้คงที่ที่ 0.066 kg/s ของไหลเย็นภายในท่อจะไหลผ่าน Helical coil heat exchanger ที่แช่ภายใน Tank 2 แบบไหลผ่านครั้งเดียว และไหลออกไปยัง Tank 3 จากนั้นทำการบันทึกอุณหภูมิที่ท่อทางเข้าเข้า, ท่อทางออกสำหรับการไหลภายในท่อ และอุณหภูมิผิวท่อสำหรับการไหลภายนอกท่อ ลงในตารางบันทึกผล แล้วปิดเบรกเกอร์ปั๊ม P1 สำหรับของไหลภายในท่อ

5. ทำการทดลองซ้ำตามขั้นตอนที่ 3 โดยปรับอัตราส่วนน้ำกับสารแขวนลอยสำหรับของไหลภายนอกท่อใน Tank 2 ที่ 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 98.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2 : 5.8, 93.3 : 6.7 ตามลำดับ แล้วทำการทดลองซ้ำตามขั้นตอนที่ 4

6. เมื่อสิ้นสุดการทดลองให้ทำการปิดเบรกเกอร์ Immersion Heater และปั๊ม P2

2.4 ทฤษฎี

สำหรับการไหลเต็มท่อแบบปั่นป่วนกับพื้นผิวราบเรียบ

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$(0.7 \leq Pr \leq 160, Re > 10,000)$$

$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$, $n=0.4$ สำหรับการให้ความร้อน และ $n=0.3$ สำหรับการระบายความร้อนของของไหล

เมื่อความหนาของท่อมีขนาดบางและการนำความร้อนของวัสดุท่อมีค่าสูง ความสัมพันธ์อย่างง่ายหาได้จาก

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่หุ้มฉนวนเป็นอย่างดี อัตราการถ่ายเทความร้อนจากของไหลร้อนเท่ากับอัตราของการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็น นั่นคือ

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc}(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph}(T_{h,in} - T_{h,out}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (4)$$

ขณะที่ตัวห้อย c และ h สำหรับของไหลเย็น และของไหลร้อนตามลำดับ ผลของอัตราการไหลของมวล และค่าความร้อนจำเพาะของของไหล $C = \dot{m}C_p$ เรียกว่าอัตราความจุความร้อน

จำนวนหน่วยการถ่ายเท NTU จะแสดงเป็น

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad (5)$$

ประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนถูกกำหนดให้เป็น

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_c C_{pc}(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (7)$$

และ C_{min} คือค่าต่ำสุด, $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ และ $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$

การไหลขวางท่วมกลุ่มท่อ

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลในท่อ และของไหลนอกท่อ กลุ่มท่อที่ใช้จะแบ่งออกเป็นการจัดเรียงแนวตรงกันและการจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ในที่นี้แนะนำให้ใช้ตามสหสัมพันธ์ของซูเคิลส์คาสินรูปของ

$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} = A Re_D^n Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (8)$$

สมการ (8) ใช้ได้ทั้งของเหลวและก๊าซ สำหรับก๊าซ นั้น $(Pr/Pr_s) = 1$ และพิจารณาสมบัติทุกตัวในสมการที่อุณหภูมิฟิล์ม $T_f = (T_s + T_\infty)/2$ สำหรับของเหลวนั้นพิจารณาสมบัติทุกตัวในสมการอุณหภูมิเฉลี่ย $T_{bm} = (T_{mi} + T_{mo})/2$ ยกเว้น Pr_s พิจารณาที่อุณหภูมิผิวท่อ T_s สำหรับค่าคงที่ $A = 0.27$ และ $n = 0.63$

3. ผลและวิจารณ์

ผลการทดลองของการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและน้ำผสมสารแขวนลอยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อชุด โดยศึกษาถึงลักษณะของอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยของของไหลภายนอกที่มีผลกระทบต่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในท่อ ผลที่ได้แสดงในหัวข้อ 3.1 และหัวข้อ 3.2 เป็นการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผลการทดลองกับผลการคำนวณเชิงตัวเลข จะได้ข้อมูลของ \dot{Q} , ε , U ซึ่งใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบบำบัดกลิ่นที่มีแหล่งความร้อนเหลือทิ้งของบริษัทไทยเพอร์ซิเดนซ์ฟู๊ดส์

3.1 ผลการทดลอง Heat Transfer Between Water And Water suspensions in Helical Coil Heat Exchanger และอภิปรายผล

Table 1 Results of Heat Transfer Between Water And Water suspensions in Helical Coil Heat Exchanger

Water %	Suspension %	\dot{m}_h ($\frac{kg}{s}$)	\dot{m}_c ($\frac{kg}{s}$)	ρ_h ($\frac{kg}{m^3}$)	$T_{c,in}$ ($^{\circ}C$)	$T_{c,out}$ ($^{\circ}C$)	T_a ($^{\circ}C$)	ΔT_{in} ($^{\circ}C$)	\dot{Q} (W)	ϵ (%)	U ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)
100.0	0.0	1.10	0.066	980.4	31	62	65	12.8	8548.19	91	1582
99.2	0.8	1.07	0.066	988.2	31	61	65	14.0	8272.44	88	1574
98.3	1.7	1.05	0.066	997.0	31	60	65	15.1	7996.69	85	1568
97.5	2.5	1.02	0.066	1004.9	31	59	65	16.1	7720.94	82	1560
96.7	3.3	1.00	0.066	1012.8	30	56	65	19.1	7169.45	74	1534
95.8	4.2	0.98	0.066	1021.6	30	55	65	20.0	6893.70	71	1525
95.0	5.0	0.96	0.066	1029.4	30	54	65	20.7	6617.95	69	1518
94.2	5.8	0.93	0.066	1037.0	30	53	65	21.5	6342.20	66	1511
93.3	6.7	0.91	0.066	1046.1	30	52	65	22.2	6066.46	63	1502

อัตราการไหลของของไหลภายนอก (น้ำร้อน) 1.10, 1.07, 1.05, 1.02, 1.00, 0.98, 0.96, 0.93, 0.91 kg/s เปลี่ยนแปลงตามอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยตามลำดับ อัตราการไหลของของไหลภายใน (น้ำเย็น) คงที่ 0.066 kg/s อัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอย (ของไหลภายนอก) 100:0.0, 99.2:0.8, 98.3:1.7, 97.5:2.5, 96.7:3.3, 95.8:4.2, 95.0:5.0, 94.2:5.8, 93.3:6.7 ผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าลดลงตามอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้น

สรุปผลจาก Table 1

ช่วงอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยที่ 100:0 เป็นช่วงที่มีค่าประสิทธิผล (ϵ) สูงสุด คือ 91% ช่วงอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอยที่ 93.3:6.7 เป็นช่วงที่มีค่าประสิทธิผล (ϵ) ต่ำสุดคือ 63%

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าลดลงเท่ากับ $80 W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ หรือ 5.1% เทียบกับอัตราส่วนผสมน้ำกับสารแขวนลอยที่ 100:0.0 ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้นของของไหลภายนอก (น้ำร้อนผสมสารแขวนลอย) ส่งผลทำให้อัตราการไหลของของไหลภายนอกลดลงและความหนืดเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้น

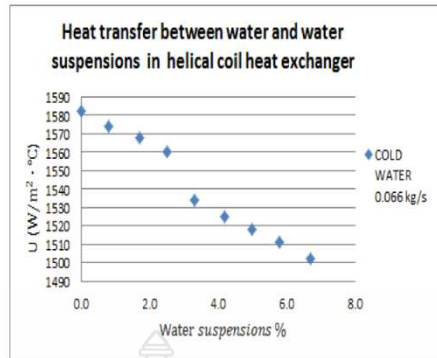


Figure 3 Relationship between overall heat transfer coefficient with water suspensions
สรุปผลจาก Figure 3

เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนผสมที่เพิ่มขึ้นของสารแขวนลอยของของไหลภายนอก (น้ำร้อน) จะมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ลดลงซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีและสมมติฐานการวิจัย

อภิปรายผลการทดลอง Heat Transfer Between Water And Water suspensions in Helical Coil Heat Exchanger

เมื่อปรับอัตราการไหลภายในท่อ (Cool Water) คงที่ที่ 0.066 kg/s และปรับอัตราการไหลภายนอกท่อ (Hot Water) คงที่ที่ 1.10 kg/s, และมีการปรับอัตราส่วนของน้ำกับสารแขวนลอย เช่น (100 น้ำ):(0.0 สารแขวนลอย) และ (93.3 น้ำ):(6.7สารแขวนลอย) จะส่งผลให้อัตราการไหลภายนอกท่อที่ตั้งไว้ที่สถานะเริ่มต้น ที่ 1.10 kg/s เปลี่ยนแปลงเป็น 1.07, 1.05, 1.02, 1.00, 0.98, 0.96, 0.93, 0.91 kg/s ตามลำดับ เป็นผลเนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลให้ค่า Q, ε, U ลดลง เมื่อเทียบกับอัตราส่วนผสมน้ำกับสารแขวนลอยที่สถานะเริ่มต้นที่ 100:0.0

ค่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม (Logarithmic Mean Temperature Difference) จะแปรผันตามค่าอัตราส่วนผสมของน้ำกับสารแขวนลอย และค่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมที่มีค่ามากขึ้น ก็จะทำให้ค่า Q, ε, U ลดลงตามลำดับ

3.2 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างผลการทดลองกับผลการคำนวณ

Table 2 Comparison of the overall heat transfer coefficient between the experimental results with the design results.

Water (%)	Suspension (%)	$T_{c,i}$ (°C)	$T_{c,o}$ (°C)	T_s (°C)	\dot{m}_h (kg/s)	\dot{m}_c (kg/s)	Heat Transfer (Experiment)			Heat Transfer (Design)		
							U (W/m ² ·°C)	NTU	ϵ (%)	h_i (W/m ² ·°C)	h_o (W/m ² ·°C)	U (W/m ² ·°C)
100	0.0	31	62	65	1.10	0.066	1582	3.636	91	1694.3	26629	1593
99.2	0.8	31	61	65	1.07	0.066	1574	3.616	88	1694.3	26170	1591
98.3	1.7	31	60	65	1.05	0.066	1568	3.603	85	1694.3	25860	1590
97.5	2.5	31	59	65	1.02	0.066	1560	3.583	82	1694.3	25392	1588
96.7	3.3	30	56	65	1.00	0.066	1534	3.524	74	1689.0	25078	1582
95.8	4.2	30	55	65	0.98	0.066	1525	3.504	71	1689.0	24760	1581
95.0	5.0	30	54	65	0.96	0.066	1518	3.488	69	1689.0	24441	1580
94.2	5.8	30	53	65	0.93	0.066	1511	3.472	66	1689.0	23957	1578
93.3	6.7	30	52	65	0.91	0.066	1502	3.452	63	1689.0	23631	1576

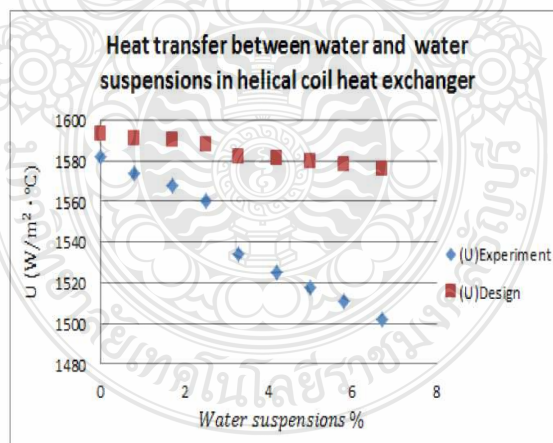


Figure 4 Comparison the overall heat transfer coefficient between the experimental results with the design.

อภิปรายผลจาก Table 2

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการทดลองมีค่าน้อยกว่าการออกแบบ $43 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ หรือ 2.7% เทียบจากค่าเฉลี่ยของแต่ละอัตราส่วนผสม

อภิปรายผลจาก Figure 4

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการทดลองมีค่าน้อยกว่าการคำนวณ แต่มีความสัมพันธ์ไปในทางเดียวกัน คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลงตามอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากความหนืดของของไหลภายนอกท่อที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการไหลของของไหลภายนอกท่อต่ำลง

4. สรุป

จากการวิจัยการออกแบบสร้างชุดทดสอบ Helical Coil Heat Exchanger โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบน้ำที่มีสารแขวนลอยที่ปริมาณมาก โดยทำการศึกษาและออกแบบสร้างอุปกรณ์เพื่อใช้ในการศึกษาผลกระทบของการถ่ายเทความร้อนที่มีสารแขวนลอยปริมาณมาก และการหาค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถสรุปผลจากการทดลองดังนี้

1. เมื่ออัตราส่วนผสมของน้ำผสมสารแขวนลอยเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลง

2. อุปกรณ์สารพัดการแลกเปลี่ยนความร้อนปรับอัตราการไหลคงที่ภายในท่อ 0.066 kg/s และอัตราการไหลคงที่ภายนอกท่อ 1.10 kg/s ที่สภาวะของไหลบริสุทธิ์ และจะเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลตามอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้น 1.07, 1.05, 1.02, 1.00, 0.98, 0.96 0.93, 0.91 kg/s ตามลำดับ

3. ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (Logarithmic Mean Temperature Difference) จะเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนผสมของสารแขวนลอยที่เพิ่มขึ้นของของไหลภายนอกท่อ และทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนรวมลดลง

จากผลการทดลองจึงสามารถสรุปได้ว่าชุดทดสอบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดที่สร้างขึ้นนี้เป็นไปตามทฤษฎีและสมมุติฐานการวิจัย และสามารถนำไปใช้ในการออกแบบกับแหล่งความร้อนที่มีลักษณะของสารแขวนลอยที่มีปริมาณในน้ำสูงได้

ผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผลการทดลองกับผลการคำนวณ

ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนรวมจากการทดลองน้อยกว่าการออกแบบ $43 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ หรือ 2.7% เทียบจากค่าเฉลี่ยของแต่ละอัตราส่วนผสม สรุปผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจากการทดลองมีความแตกต่างจากการออกแบบประมาณ 2.7% เทียบจากค่าเฉลี่ยของแต่ละอัตราส่วนผสม ซึ่งมีสาเหตุดังนี้

- เนื่องจากการทดลอง Helical coil ถูกสารแขวนลอยเคลือบไว้จากการทดลองครั้งก่อน จึงทำให้เกิดการเกาะเป็นฉนวนบางๆทำให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลภายในและภายนอกลดลง

- เกิดจากผิวในท่อทองแดงเกิดคราบตะกรันที่สะสมภายในท่อจึงเป็นสาเหตุให้การแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำลง

- วิธีวัดอัตราการไหลของของไหลภายในและภายนอกยังไม่แม่นยำเท่าการติดตั้ง Flow meter

ข้อเสนอแนะสำหรับโครงการในอนาคต

- ควรติดตั้ง Flow meter สำหรับระบบท่อของไหลภายในท่อและภายนอกท่อเพื่อควบคุมอัตราการไหลได้ง่าย และสามารถดูการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของของไหลที่สถานะต่างๆ

- ควรเพิ่มความจุของถังสำหรับแช่ท่อขดให้ให้มีปริมาตรเพิ่มขึ้น เนื่องจากการดึงความร้อนออกของไหลเย็นในท่อรวดเร็วมาก ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิผิวท่อของของไหลภายนอก (T_s) ลดลงเร็วมากยากต่อการควบคุมหรือเพิ่มกำลังวัตต์ของ Immersion heater

5. กิตติกรรมประกาศ

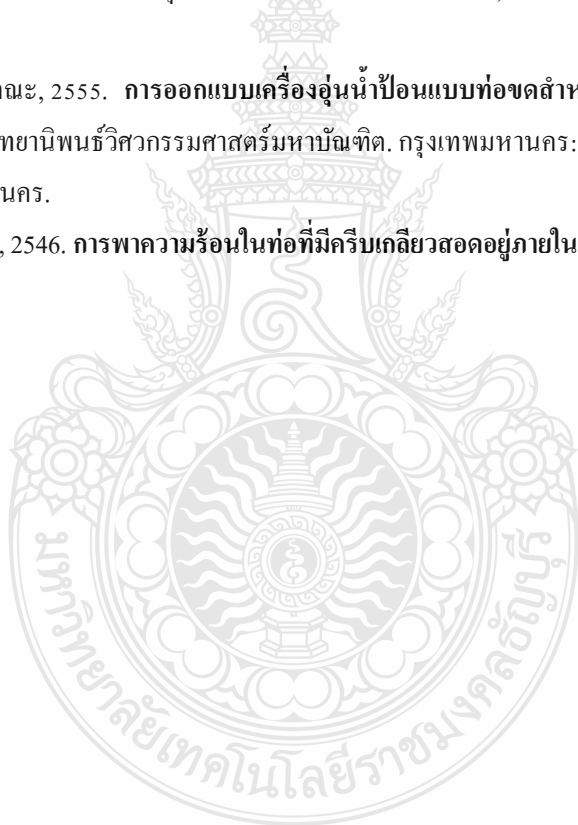
วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สามารถเสร็จลุล่วงตามวัตถุประสงค์ ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งจาก ดร.สถาพร ทองวิค อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำข้อมูลทางวิชาการ และข้อเสนอแนะต่างๆ ของการวิจัยมาโดยตลอด รวมทั้งการแนะนำแก้ไขวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ให้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น และการวิจัยนี้ได้รับความช่วยเหลือในการประกอบและติดตั้งชุดทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากเพื่อนๆ ของบริษัท ไทยเพรซิเดนท์ฟู้ดส์ จึงขอขอบพระคุณเพื่อนๆ ทุกคนที่ได้ช่วยเหลือการวิจัย ณ ที่นี้ด้วย

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา และอาจารย์ทุกท่านที่ประสิทธิ์ประสาทวิชา และให้ความช่วยเหลือในทุกๆ ด้าน จนกระทั่งงานวิจัยชิ้นนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี หากงานวิจัยชิ้นนี้เป็นประโยชน์แก่ท่านผู้ใด ผู้จัดทำขอมอบความดีทั้งหมดนี้ให้แก่ทุกท่านที่กล่าวมาแล้วในข้างต้น

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Thai President Foods Public Company Limited , 601 Moo 11 Sukhapiban 8 Rd., Nongkam, Sriracha,Chonburi 20232 Thailand
- [2] บริษัท สหโคเจน (ชลบุรี) จำกัด (มหาชน) หมู่ที่ 11, 210/131 ต.หนองขาม อ.ศรีราชา จ.ชลบุรี 20110
- [3] จำเนียร สุวะไกร, 2550.การวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อแบบขดเป็นวง. วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.
- [4] ธนาพล สุขชนะ, สราวุฒิ สิริเกษมสุข, 2554. การศึกษาทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบขดท่อขดเกลียว. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25 ประจำปี 2554. ปทุมธานี: ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยปทุมธานี. 19–21 ตุลาคม 2554, ภาวะบี.
- [5] ธนภัทร บุญศรี, 2554. การศึกษาจากการทดลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดสปริงติดคريب. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

- [6] ไพศาล นาผล, 2547. การศึกษาเชิงทฤษฎีและเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [7] สุพจน์ มุรินทร์รางกูล, 2544.เกณฑ์การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [8] สมเกียรติ บุญนสะ, 2540. การศึกษาพารามิเตอร์ และการจำลองระบบการนำความร้อนที่สูญเสียออกจากเตาหลอมซิลิกากลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น. วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [9] เหมันต์ สุธรรม, 2553. การออกแบบและการสร้างอุปกรณ์สาธิตการแลกเปลี่ยนความร้อน. วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [10] อุทัย ผ่องรัศมี และคณะ, 2555. การออกแบบเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดสำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านครั้งเดียว. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. กรุงเทพมหานคร: บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร.
- [11] อนุสรณ์ ชินสุวรรณ, 2546. การพาความร้อนในท่อที่มีครีบกาวติดอยู่ภายใน.วารสารวิจัย มข. 8(2), 66-7



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	นายสุรศักดิ์ คณะเร็ว
วัน เดือน ปีเกิด	8 กรกฎาคม 2527
ที่อยู่	124/32 หมู่ 2 ตำบลบึง อำเภอสรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230
การศึกษา	ปริญญาตรี คณะวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น ปี พ.ศ. 2551
ประสบการณ์การทำงาน	วิศวกรซ่อมบำรุง บริษัท ไทยเพอร์ซิเจนท์ฟลูอิดส์ จำกัด (มหาชน) พ.ศ. 2553 ถึงปัจจุบัน
เบอร์โทรศัพท์	08-6631-5478
อีเมล	ae_kkuen@hotmail.com

