

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์เมื่อมีการเพิ่มการไหล  
แบบปั่นป่วนภายในท่อด้วยพื้นผิวที่แตกต่างกัน



นาย จินตวัฒน์ โฆษิตวัฒนาพานิชย์

สถาบันวิทยบริการ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2545

ISBN 974-17-2099-8

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

PERFORMANCE COMPARISON BETWEEN AUTOMOTIVE RADIATORS WITH  
DIFFERENT TURBULENT PROMOTER IN TUBE



Mr. JINTAWAT KOSITWATTANAPANICH

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering in Chemical Engineering

Department of Chemical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic year 2002

ISBN 974-17-2099-8

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์เมื่อมีการเพิ่มการไหล  
แบบปั่นป่วนภายในท่อด้วยพื้นผิวที่แตกต่างกัน

โดย

นาย จินตวัฒน์ โสมจิตวัฒนาพานิชย์

สาขาวิชา

วิศวกรรมเคมี

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ ดร.สมประสงค์ ศรีชัย

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัย  
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

(ศาสตราจารย์ ดร.สมศักดิ์ ปัญญาแก้ว)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการสอบ

(รองศาสตราจารย์ ดร.ชัยฤทธิ์ สัตยาประเสริฐ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(อาจารย์ ดร.สมประสงค์ ศรีชัย)

..... กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.ธวัชชัย ชรินพานิชกุล)

..... กรรมการ

(อาจารย์ ดร.วิทย์ สุนทรนันท์)

จินตวัฒน์ โขษิตวัฒน์พานิชย์ : การเปรียบเทียบประสิทธิภาพหม้อน้ำรถยนต์เมื่อมีการเพิ่ม  
การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อด้วยพื้นผิวที่แตกต่างกัน (PERFORMANCE COMPARISON  
BETWEEN AUTOMOTIVE RADIATORS WITH DIFFERENT TURBULENT PROMOTER  
IN TUBE) : อ.ที่ปรึกษา : อาจารย์ ดร.สมประสงค์ ศรีชัย 113 หน้า. ISBN 974-17-2099-8

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์ เมื่อมี  
การเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนด้วยพื้นผิวแบบขรุขระที่แตกต่างกันบนผนังด้านในของท่อ โดยพื้นผิวแบบ  
ขรุขระนี้ประกอบไปด้วยพื้นผิวแบบริบรูปตัววี พื้นผิวริบแบบขนาน พื้นผิวแบบริบรูปตัววีแยกกลาง และ  
พื้นผิวแบบติမ်เปิด การจัดเรียงตัวของพื้นผิวริบบนผนังท่อด้านตรงข้ามทั้งสองด้านจะมีทั้งแบบตรงใน  
แนวเดียวกัน และแบบเยื้องกัน (สำหรับริบรูปตัววีการจัดเรียงจะเป็นแบบเยื้องกันเท่านั้น) พื้นผิวริบทั้ง  
หมดจะเอียงทำมุม 45 องศากับทิศทางการไหลของน้ำ การศึกษานี้จะอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ของน้ำ  
ระหว่าง 2,500 ถึง 16,000 โดยค่าความเร็วของอากาศมีค่าคงที่ที่ 8 เมตรต่อวินาที

จากการศึกษาพบว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบริบรูปตัววีจะให้ค่าการระบายความร้อนที่ดีที่สุดที่  
สุดตามมาด้วยหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบติမ်เปิด และหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบ จากการเปรียบเทียบพบว่า  
หม้อน้ำแบบผิวเรียบจะให้อัตราส่วนของการระบายความร้อนที่เพิ่มขึ้นต่อหนึ่งหน่วยพลังงานที่สูญเสีย  
จากความเสียดทานที่มากที่สุด กล่าวคือในสภาวะที่ความดันตกถูกจำกัดที่อัตราการไหลหนึ่งๆ หม้อน้ำ  
ที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบจะให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ดีที่สุด แต่เมื่อเปรียบเทียบที่ค่ากำลังการ  
ส่งจ่ายของไหลที่เท่ากัน หม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบริบรูปตัววีจะให้การระบายความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร  
ของหม้อน้ำที่ดีที่สุด ดังนั้นจึงสามารถนำพื้นผิวแบบริบมาประยุกต์ใช้กับผิวของท่อ เพื่อลดปริมาตร  
และวัตถุดิบในการผลิตหม้อน้ำรถยนต์

ในการวิจัยยังพบว่าพื้นผิวแบบขรุขระที่มาจากกรัดขึ้นรูปบนผิวท่อจะทำให้การสัมผัสกันของ  
ครีบกับผิวท่อด้านนอกไม่สมบูรณ์ ทำให้การถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อนด้านในท่อ ออกสู่อากาศด้าน  
นอกมีค่าลดลง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนรวมของหม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบขรุขระบางใบมีค่าการ  
ระบายความร้อนที่ต่ำกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบ

ภาควิชา.....วิศวกรรมเคมี.....ลายมือชื่อนิสิต.....  
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเคมี.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....  
ปีการศึกษา.....2545.....

# # 4270249821 : MAJOR CHEMICAL ENGINEERING

KEY WORD : TURBULENT PROMOTER / AUTOMOTIVE RADIATOR / COMPACT HEAT EXCHANGER / ROUGHNESS / RIB / DIMPLE / AUGMENTED HEAT TRANSFER

JINTAWAT KOSITWATTANAPANICH : PERFORMANCE COMPARISON BETWEEN AUTOMOTIVE RADIATORS WITH DIFFERENT TURBULENT PROMOTER IN TUBE : THESIS ADVISOR : SOMPRASONG SRICHAH, Ph.D, 113 pp. ISBN 974-17-2099-8

Objective of this research is to compare performance between automotive radiators with different turbulent promoters in tubes. Turbulent promoters studied include V-shaped ribs, Parallel ribs, Broken V-shaped ribs and dimple impression made repeatedly on two opposite tube walls. The alignment of these ribs are in-line and staggered (V-shaped rib is only staggered alignment). Ribs angle-of-attack are  $45^\circ$  with respect to the water flow. The range of Reynolds number is varied from 2,500 to 16,000 and air is a constant 8 m/s.

The results from the study reveal that radiator with V-shaped rib tubes yields the best heat dissipation followed by that of dimple tube and smooth tube respectively water pressure drop of composite-ribbed tube radiators is higher than that of dimple tube and smooth tube. A comparison shows that radiator with smooth tubes gives the highest ratio of thermal performance per unit of friction loss of water side. In other words, Radiator with smooth tube gives the best thermal performance when the flow rate is fixed. Radiator with V-shaped rib tube gives the highest ratio of thermal performance per unit core volume when fluid pumping power is constant. Lastly, the study finds that contact area between tubes and louvered fins for roughened surfaces is lower than that on smooth tube. As a result, lost contact area penalizes the benefit of enhanced heat dissipation created by turbulent flow. On some ribbed tube radiators, this yields lower overall heat dissipation than smooth tube radiator.

Department.....Chemical engineering..... Student's signature.....

Field of Study.....Chemical engineering..... Advisor's signature.....

Academic year.....2002.....

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของดร. สมประสงค์ ศรีชัย อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งกรุณาใช้เวลาตรวจแก้ไขข้อบกพร่อง ตลอดจนให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่างๆ ด้วยความเอาใจใส่ตลอดการทำงานวิจัยครั้งนี้ ขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. ชัยฤทธิ์ สัตยาประเสริฐ ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร. ธวัชชัย ชรินทร์ พาณิชกุล และดร. วิทย์ สุนทรนันท์ กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์ทำให้งานวิจัยนี้มีความสมบูรณ์ และถูกต้องเที่ยงตรงยิ่งขึ้น ขอกราบขอบพระคุณคุณวิศิษฐ์ เขาวงศ์ศิริ ประธานบริษัท เเรดิคอน จำกัด เป็นอย่างสูงที่ได้กรุณาให้คำแนะนำและสนับสนุนโอกาสในการทำวิจัยครั้งนี้ ตลอดจนพนักงานฝ่ายต่างๆ ของบริษัท เเรดิคอน ที่ให้ความร่วมมือในการทำงานด้วยดี ขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา และครอบครัวที่ให้การสนับสนุน และเป็นกำลังใจที่สำคัญโดยตลอด ทำยสุดนี้ขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ และทุกคนที่มีส่วนช่วยเหลือในการวิจัยด้วยดีตลอดมา



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูป.....	ช
คำอธิบายสัญลักษณ์.....	ณ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	3
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.5 ขั้นตอนการทำงานวิจัย.....	4
2 ทฤษฎีพื้นฐาน และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	6
2.1 ระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์.....	6
2.2 ทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน.....	11
2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัด.....	23
2.4 การคำนวณพื้นที่ของหม้อน้ำรถยนต์.....	29
2.5 การคำนวณค่าความดันลดของน้ำ.....	35
2.6 การคำนวณค่าการระบายความร้อนของหม้อน้ำ.....	39
2.7 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน.....	43
2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	45
3 การทดลอง.....	47
3.1 หม้อน้ำตัวอย่างสำหรับการทดสอบ.....	47
3.2 การเตรียมหม้อน้ำตัวอย่าง.....	53
3.3 การทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำ.....	57
3.4 ผลการทดลอง.....	60

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4. การวิเคราะห์ผล	
4.1 การเปรียบเทียบค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน.....	65
4.2 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวม.....	66
4.3 การเปรียบเทียบค่าความดันลดของน้ำ.....	68
4.4 การเปรียบเทียบแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อน ของโคลเบิร์ต.....	69
4.5 การเปรียบเทียบค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของน้ำในท่อของรังผึ้ง.....	71
4.6 การเปรียบเทียบด้วยวิธี Area goodness factor.....	75
4.7 การเปรียบเทียบด้วยวิธี Volume goodness factor.....	77
4.8 บทสรุป.....	79
5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	91
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	91
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	93
รายการอ้างอิง.....	94
ภาคผนวก.....	99
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	113

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ลักษณะของพื้นผิวและคุณลักษณะของครีบลูเวอร์สำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง.....	48
ตารางที่ 3.2 ลักษณะและคุณสมบัติของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง.....	49
ตารางที่ 3.3 ขนาดและอัตราส่วนของพื้นผิวแบบขรุขระ.....	50
ตารางที่ 3.4 รายละเอียดของอุปกรณ์วัดต่างๆ .....	59
ตารางที่ 3.5 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง STR.....	60
ตารางที่ 3.6 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง DTR.....	61
ตารางที่ 3.7 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง PIR .....	61
ตารางที่ 3.8 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง PSR .....	62
ตารางที่ 3.9 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง VSR .....	62
ตารางที่ 3.10 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง BIR .....	63
ตารางที่ 3.11 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง BSR .....	64
ตารางที่ 4.1 ผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและ ความเสียดทานของการไหลผ่านพื้นผิวเรียบของ Liou และ Han.....	83
ตารางที่ 4.2 ผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทาน ของหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบเรียบ ที่ศึกษาในงานวิจัยนี้.....	84
ตารางที่ 4.3 พื้นที่การสัมผัสของครีบบท่อของหม้อน้ำตัวอย่าง .....	85

## สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 1.1 รังผึ้งแบบต่างๆ ที่มีพื้นผิวครีบที่แตกต่างกัน.....	2
รูปที่ 1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่ใช้ท่อแบบกลม และแบบแบน.....	2
รูปที่ 1.3 ตัวอย่างการพัฒนาารูปแบบท่อที่ใช้กับหม้อน้ำรถยนต์ของผู้ผลิตต่างๆ.....	3
รูปที่ 2.1 สัดส่วนการสูญเสียพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์.....	7
รูปที่ 2.2 ระบบระบายความร้อนเครื่องยนต์ด้วยของเหลว.....	8
รูปที่ 2.3 อุปกรณ์ต่างๆ ในระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์.....	8
รูปที่ 2.4 การทำงานของเทอร์โมสแตท.....	9
รูปที่ 2.5 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของหม้อน้ำรถยนต์.....	10
รูปที่ 2.6 การถ่ายเทความร้อนของครีบที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่.....	13
รูปที่ 2.7 ความหนาแน่นของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตร ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ.....	25
รูปที่ 2.8 ตัวอย่างพื้นผิวที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ.....	26
รูปที่ 2.9 ตัวอย่างการแบ่งกลุ่มของพื้นผิวขรุขระ.....	27
รูปที่ 2.10 ภาพวาดแสดงตัวแปรและลักษณะของครีบและท่อ.....	29
รูปที่ 2.11 ภาพวาดแสดงตัวแปรและลักษณะของครีบบีบลูเวอร์.....	30
รูปที่ 2.12 ภาพวาดแสดงตัวแปรในโมดูลของรังผึ้ง.....	30
รูปที่ 2.13 ภาพวาดแสดงขนาดของท่อน้ำ และถึงพักน้ำตอนบน.....	38
รูปที่ 2.14 ภาพวาดแสดงขนาดของท่อน้ำ และถึงพักน้ำตอนล่าง.....	38
รูปที่ 3.1 ภาพวาดแสดงตัวแปรแสดงขนาดของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	47
รูปที่ 3.2 ครีบบีบลูเวอร์ของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	48
รูปที่ 3.3 ผิวด้านนอกของท่อที่ทำการศึกษา.....	50
รูปที่ 3.4 ภาพวาดแสดงตัวแปรของพื้นผิวแบบขรุขระ.....	51
รูปที่ 3.5 เครื่องกีดขึ้นรูปสำหรับการขึ้นรูปผิวท่อ.....	54
รูปที่ 3.6 แม่พิมพ์ และท่อผิวเรียบก่อนและหลังการขึ้นรูป.....	54
รูปที่ 3.7 หม้อน้ำและส่วนประกอบต่างๆ.....	55
รูปที่ 3.8 การประกอบรังผึ้งหม้อน้ำ.....	55
รูปที่ 3.9 รังผึ้งของหม้อน้ำตัวอย่าง (ก่อนผ่านการอบร้อน).....	56
รูปที่ 3.10 การประกอบหม้อน้ำ.....	56
รูปที่ 3.11 ระบบการทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำ.....	57

## สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 3.12 การติดตั้งหม้อน้ำเข้ากับอุโมงค์ลม.....	58
รูปที่ 3.13 อุโมงค์ลมสำหรับการทดสอบ.....	58
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงอัตราการระบายความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	65
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	67
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงค่าความดันลดของน้ำของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	68
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงค่าแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	70
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงอัตราส่วนแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่าง เทียบกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ.....	71
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความเสียดทานของการไหลในท่อผิวเรียบ.....	72
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	73
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงค่าอัตราส่วนของแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่าง เทียบกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ.....	74
รูปที่ 4.9 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่าง ด้วยวิธี Area goodness factor.....	75
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่าง กับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบด้วยวิธี Area goodness factor.....	77
รูปที่ 4.11 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่าง ด้วยวิธี Volume goodness factor .....	78
รูปที่ 4.12 การสลายและสร้างตัวใหม่ของของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิวเรียบ ที่มีระยะห่างของริบต่างๆ กัน.....	80
รูปที่ 4.13 ลักษณะรูปแบบการไหลของของไหลภายในท่อ.....	80
รูปที่ 4.14 ลักษณะการไหลของอนุภาคของไหลผ่านพื้นผิวแบบริบ ที่ทำมุมเอียงกับทิศทางการไหล.....	81
รูปที่ 4.15 พื้นที่การสัมผัสของท่อและครีบของหม้อน้ำตัวอย่าง.....	86

## คำอธิบายสัญลักษณ์

$A$	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่ทำการพิจารณา
$A_a$	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของอากาศ
$A'_a$	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของอากาศต่อหนึ่งโมดูล
$A_{cf}$	พื้นที่หน้าตัดของครีป
$A_{c,pipe}$	พื้นที่หน้าตัดของท่อของถังพักน้ำ
$A_F$	พื้นที่ด้านหน้าของรังผึ้งที่สัมผัสกับอากาศ
$A'_F$	พื้นที่ด้านหน้าของรังผึ้งที่สัมผัสกับอากาศต่อหนึ่งโมดูล
$A_f$	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของครีป
$A'_f$	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของครีปต่อหนึ่งโมดูล
$A_{ff,a}$	พื้นที่การไหลอิสระของอากาศ
$A'_{ff,a}$	พื้นที่การไหลอิสระของอากาศต่อหนึ่งโมดูล
$A_{ff,w}$	พื้นที่การไหลอิสระของน้ำ
$A'_{ff,w}$	พื้นที่การไหลอิสระของน้ำต่อหนึ่งโมดูล
$A_{ta}$	พื้นที่ผิวของท่อที่สัมผัสกับอากาศ
$A'_{ta}$	พื้นที่ผิวของท่อที่สัมผัสกับอากาศต่อหนึ่งโมดูล
$A_{tf}$	พื้นที่ผิวของท่อที่สัมผัสกับครีป
$A'_{tf}$	พื้นที่ผิวของท่อที่สัมผัสกับครีปต่อหนึ่งโมดูล
$A_w$	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำ
$A'_w$	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำ
$C$	ค่าคงที่ในสมการของ $\eta_{o,c}$
$C_c$	อัตราความจุความร้อนของของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำ
$C_h$	อัตราความจุความร้อนของของไหลที่มีอุณหภูมิสูง
$C_{max}$	อัตราความจุความร้อนของของไหลที่มีค่ามากกว่า
$C_{min}$	อัตราความจุความร้อนของของไหลที่มีค่าน้อยกว่า
$C^*$	อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อนของของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำต่อของไหลที่มีอุณหภูมิสูง
$c_{p,a}$	ความจุความร้อนของอากาศ
$c_{p,w}$	ความจุความร้อนของน้ำ
$D$	ความลึก (ความหนา) ของรังผึ้งหม้อน้ำ

## คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

$D_f$	ความลึกของครีป
$D_{h,f}$	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีป
$D_{h,t}$	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ
$D_{h,tan k}$	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของถังน้ำ
$D_{pipe}$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำของถังพักน้ำ
$D_t$	ความลึกของท่อ
$D_{tan k}$	ความลึกของถังพักน้ำ
$E$	พารามิเตอร์ของรูปร่างที่ขึ้นอยู่กับรูปร่างของช่องการไหลที่มีพื้นผิวขรุขระอยู่
$E_w$	กำลังการส่งของไหล
$e$	ความสูงของพื้นผิวขรุขระ
$e^+$	เลขเรย์โนลด์ของการไหลผ่านผิวขรุขระ
$F$	แฟกเตอร์แก้ไขผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก
$f$	แฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลในท่อ
$f_{w,s}$	แฟกเตอร์ความเสียดทานของน้ำที่ไหลในท่อผิวเรียบ
$f_w$	แฟกเตอร์ความเสียดทานของน้ำที่ไหลผ่านท่อน้ำ
$f_{w,tan k}$	แฟกเตอร์ความเสียดทานของน้ำที่ไหลผ่านถังพักน้ำ
$G_w$	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่
$g(e^+)$	ฟังก์ชันการถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวแบบขรุขระ
$H$	ความสูงของรังผึ้งหม้อน้ำ
$H_f$	ความสูงของครีป
$H_{tan k}$	ความสูงของถังพักน้ำสมมติ
$h_a$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ
$h_w$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ
$ITD$	ผลต่างอุณหภูมิทางเข้าของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
$j$	แฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์ต
$j_{w,s}$	แฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ไหลในท่อผิวเรียบ
$j_w$	แฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ
$K_c$	สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่หน้าตัดของการไหล
$K_e$	สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการเพิ่มขนาดพื้นที่หน้าตัดของการไหล

## คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

$k_a$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ
$k_f$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีป
$k_t$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ
$k_w$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของน้ำ
$L_{pipe}$	ความยาวของท่อน้ำของถังพักน้ำ
$L_t$	ความยาวของท่อของหม้อน้ำ
$l$	พารามิเตอร์ของครีป
$l_f$	ความยาวของครีป
$l_L$	ความยาวของลูเวอร์
$l_r$	ความยาวของพื้นผิวขรุขระตามแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล
$l\theta$	ความยาวส่วนโค้งที่รองรับมุม $\theta$ ของครีป
$m$	พารามิเตอร์ของครีป
$m_a$	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ
$m_w$	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ
$NTU$	จำนวนหน่วยของการถ่ายเทความร้อน
$N_f$	จำนวนครีปของหม้อน้ำ
$N_m$	จำนวนโมดูลต่อครีปหนึ่งแถว
$N_t$	จำนวนท่อของหม้อน้ำ
$P$	ความยาวรอบรูปพื้นที่หน้าตัดของครีป
$Pr$	เลขแพรนต์เทิล
$P_f$	ระยะห่างของครีป
$P_L$	ระยะห่างของลูเวอร์
$P_r$	ระยะห่างของพื้นผิวแบบขรุขระ
$P_s$	ระยะห่างของพื้นผิวแบบขรุขระที่อยู่เยื้องกันของผนังด้านตรงกันข้าม
$P_t$	ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อถึงท่อ
$P_{\tan k}$	ความยาวรอบรูปพื้นที่หน้าตัดสมมติของถังพักน้ำ
$Q$	อัตราการถ่ายเทความร้อน
$Q_a$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ
$Q_{a,max}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่มากที่สุด



## คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

$Q_{act}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง
$Q_{COND}$	อัตราการระบายความร้อนโดยการนำความร้อน
$Q_{CONV}$	อัตราการระบายความร้อนโดยการพาความร้อน
$Q_f$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีป
$Q_{f,ideal}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปที่มีประสิทธิภาพ 100%
$Q_{max}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
$Q_{ta}$	อัตราการพาความร้อนจากผนังท่อด้านนอกที่ไม่สัมผัสกับครีปสู่อากาศ
$Q_w$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ
$Q_{w,60}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ ที่อุณหภูมิผลต่างทางเข้าของของไหล เท่ากับ 60 องศาเซลเซียส
$R$	ความต้านทานการนำความร้อนของพื้นผิว
$R_{t,c}$	ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนผ่านจุดสัมผัสของครีปและท่อ
$R(e^+)$	ฟังก์ชันความเสียดทานของพื้นผิวแบบขรุขระ
$Re$	เลขเรย์โนลด์
$Re_D$	เลขเรย์โนลด์ที่อ้างอิงกับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ
$Re_{PL}$	เลขเรย์โนลด์ของการไหลของอากาศผ่านครีปที่อ้างอิงกับระยะห่างของลูเวอร์
$Re_w$	เลขเรย์โนลด์ของน้ำ
$r$	รัศมีความโค้งของครีปพับงอ
$r'$	รัศมีภายในของครีปพับงอ
$St$	เลขสแตนต์ันของของไหล
$t_a$	อุณหภูมิของอากาศ
$t_f$	อุณหภูมิของผิวครีป
$t_w$	อุณหภูมิของน้ำ
$t_{wall,i}$	อุณหภูมิของผนังท่อด้านใน
$t_{wall,o}$	อุณหภูมิของผนังท่อด้านนอก
$U_a$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อ้างอิงกับพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศ
$U_w$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อ้างอิงกับพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำ
$u_a$	ความเร็วของการไหลของอากาศ
$u_w$	ความเร็วการไหลของน้ำ

## คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

$V_w$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ
$W_r$	ความกว้างของพื้นผิวแบบขรุขระ
$W_{r,t}$	ความกว้างส่วนยอดของพื้นผิวแบบขรุขระ
$x$	ความยาวของพื้นผิวที่เกิดการถ่ายเทความร้อน
$\alpha$	มุมของพื้นผิวแบบขรุขระที่ทำกับทิศทางการไหลของของไหล
$\alpha$	มุม $\alpha$ ของครีป
$\beta$	มุม $\beta$ ของครีป
$\beta_a$	อัตราส่วนของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของอากาศต่อปริมาตรของรังผึ้ง
$\beta_w$	อัตราส่วนของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำต่อปริมาตรของรังผึ้ง
$\delta_f$	ความหนาของผิวครีป
$\delta_t$	ความหนาของผิวท่อ
$\varepsilon$	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
$\eta$	อัตราส่วนของ $\frac{j_w / j_{w,s}}{f_w / f_{w,s}}$
$\eta_o$	ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนรวมของครีปและฐานของครีป
$\eta_{o,c}$	ประสิทธิภาพรวมของครีปและฐานของครีปกรณีที่มีการสัมผัสของครีปและท่อไม่สมบูรณ์
$\eta_f$	ประสิทธิภาพของครีป
$\mu_a$	ความหนืดของอากาศ
$\mu_w$	ความหนืดของน้ำ
$\theta$	ความแตกต่างของอุณหภูมิของครีปที่จุดใดๆ กับอุณหภูมิของอากาศ
$\theta$	มุม $\theta$ ของครีป
$\theta_L$	มุมเปิดของลูเวอร
$\theta_r$	มุมของพื้นผิวขรุขระที่ทำกับทิศทางการไหลของของไหล
$\sigma_a$	อัตราส่วนของพื้นที่การไหลอิสระของอากาศต่อพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศ
$\rho_a$	ความหนาแน่นของอากาศ
$\rho_w$	ความหนาแน่นของน้ำ
$\Delta P$	ความดันลด
$\Delta P_a$	ความดันลดของอากาศ



## คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

$\Delta P_w$	ความดันลดของน้ำ
$\Delta P_{w,exp}$	ความดันลดของน้ำของหม้อน้ำตัวอย่างจากการทดลอง
$\Delta P_{w,pipe}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อของถังพักน้ำ
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อทางเข้าของระบบน้ำในอุปกรณ์การทดสอบ
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อทางออกของระบบน้ำในอุปกรณ์การทดสอบ
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อของถังพักน้ำตอนบน
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อของถังพักน้ำตอนล่าง
$\Delta P_{w,pipe}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อของถังพักน้ำ
$\Delta P_{w,tan k}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านถังพักน้ำ
$\Delta P_{w,tube}$	ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อ
$\Delta t_{lm}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก
$\Delta t_m$	ผลต่างอุณหภูมิของของไหล

สัญลักษณ์ตัวห้อย

$a$	อากาศ
$avg$	ค่าเฉลี่ย
$c$	ของไหลด้านที่อุณหภูมิต่ำ
$f$	ครีป
$h$	ของไหลด้านที่อุณหภูมิสูง
$i$	ด้านใน
$L$	ลูเวอร์
$o$	ด้านนอก
$r$	พื้นผิวขรุขระ
$s$	ท่อผิวเรียบ
$t$	ท่อ
$w$	น้ำ
1	ทางเข้า
2	ทางออก

## บทที่ 1

### บทนำ

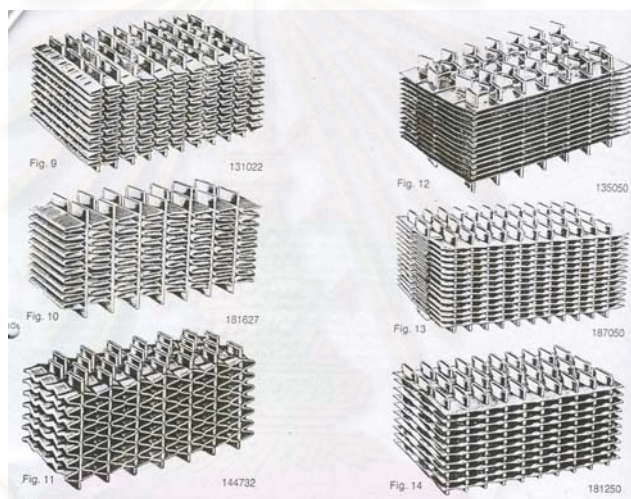
#### 1.1 ความเป็นมา และความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันอุตสาหกรรมยานยนต์กำลังมีการเจริญเติบโตอย่างรวดเร็ว เนื่องจากยานยนต์ได้กลายมาเป็นส่วนสำคัญสำหรับชีวิตในปัจจุบัน อุตสาหกรรมที่เติบโตควบคู่ไปกับอุตสาหกรรมยานยนต์ก็คือ อุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์ต่างๆ ซึ่งในปัจจุบันมีการแข่งขันที่สูงมากทั้งจากผู้ผลิตภายในประเทศเองและผู้ผลิตจากต่างประเทศ ดังนั้นผู้ผลิตจึงต้องมีการวิจัยและพัฒนาผลิตภัณฑ์ต่างๆ ให้มีคุณภาพสูงควบคู่ไปกับการลดต้นทุนการผลิต เพื่อสร้างความได้เปรียบให้กับผลิตภัณฑ์ของตัวเอง ให้สามารถแข่งขันกับสภาวะตลาดเสรีการค้าในปัจจุบันได้

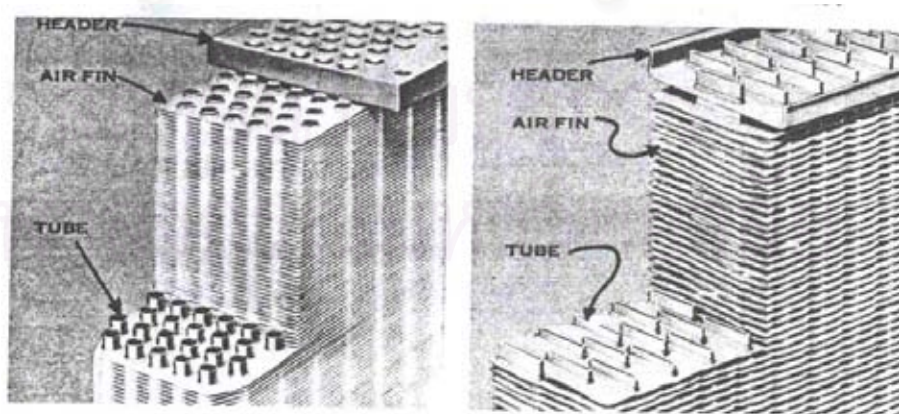
หม้อน้ำรถยนต์เป็นชิ้นส่วนยานยนต์อีกประเภทหนึ่ง ซึ่งในการออกแบบนั้นผู้ผลิตจะต้องทราบข้อมูลเกี่ยวกับ ปริมาณความร้อนที่น้ำร้อนจะถูกระบายออกสู่อากาศ และขนาดพื้นที่การติดตั้งภายในยานยนต์ ซึ่งมีแนวโน้มที่จะถูกจำกัดพื้นที่สำหรับการติดตั้งให้มีน้อยลง ในขณะที่ปริมาณความร้อนที่ต้องการระบายออกยังคงเดิมหรือเพิ่มมากขึ้น ซึ่งการแก้ปัญหาในการออกแบบนี้จะสอดคล้องกับการแก้ปัญหาในด้านต้นทุนการผลิต กล่าวคือผู้ผลิตต้องพัฒนาการออกแบบให้หม้อน้ำรถยนต์ใช้วัสดุในการผลิตลดลง หรือมีขนาดเล็กลง ในขณะที่การระบายความร้อนยังมีค่าเท่าเดิมหรือมากกว่าเดิม ซึ่งก็หมายถึงว่าหม้อน้ำต้องมีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น ดังนั้นการเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์เป็นสิ่งสำคัญ และควรมีการวิจัยและพัฒนาอย่างต่อเนื่อง

ประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์นั้นจะขึ้นอยู่กับพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนของท่อและครีปที่ประกอบรวมกันเป็นรังผึ้งของหม้อน้ำรถยนต์ ในการพัฒนาการออกแบบหม้อน้ำรถยนต์ที่ผ่านมาพบว่าพื้นผิวของครีปที่เป็นพื้นผิวที่ใช้ในการระบายความร้อนกับอากาศ ได้รับการศึกษาและพัฒนาอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากอากาศเป็นของไหลที่มีค่าความหนาแน่น และการนำความร้อนต่ำ ดังนั้นจึงต้องมีการเพิ่มความหนาแน่นของพื้นที่ผิวสัมผัสของครีป ซึ่งนอกจากจะช่วยเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังช่วยให้ความเร็วและความปั่นป่วนของอากาศที่ไหลผ่านมีมากขึ้น ทำให้การระบายความร้อนที่ได้มีค่าเพิ่มสูงขึ้นด้วย (ดูรูปที่ 1.1 ประกอบ)

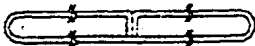
แต่ในการออกแบบนั้นเราจำเป็นจะต้องพิจารณา การระบายความร้อนของน้ำภายในท่อควบคู่กันไปด้วย เนื่องจากการระบายความร้อนของของไหลทั้งคู่จะส่งผลซึ่งกันและกัน ถ้าการระบายความร้อนของน้ำมีค่าสูงขึ้น ความร้อนที่จะถูกระบายออกสู่อากาศก็จะมีค่าสูงขึ้น ดังนั้นการระบายความร้อนรวมของหม้อน้ำก็จะมีค่าที่สูงขึ้นด้วยเช่นกัน การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของน้ำนั้นทำได้หลายวิธี แต่ด้วยข้อจำกัดของความดันลด และต้นทุนการผลิต การเพิ่มการระบายความร้อนด้วยการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสภายในให้กับท่อจึงไม่เหมาะสม แต่การเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนด้วยรูปทรงของช่องการไหล และพื้นผิวสัมผัสแบบต่างๆ นั้นนอกจากจะไม่สิ้นเปลืองวัสดุในการผลิตแล้ว ความสูญเสียพลังงานเนื่องจากความเสียดทานที่เกิดขึ้นยังมีค่าต่ำกว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสภายในอีกด้วย (ดูรูปที่ 1.2 และ 1.3 ประกอบ)





รูปที่ 1.1 รังผึ้งแบบต่างๆ ที่มีพื้นผิวดังที่แตกต่างกัน





รูปที่ 1.2 รังผึ้งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระแทกรัศที่ใช้ท่อกลม และท่อแบน

  
**Calsonic (Japanese Patent 63242432 A) - 1987**

  
**Behr (EPO Patent 302,232 A1) - 1989**

  
**Visteon (U.S. Patent 5,579,837) - 1996**

  
**Nippondenso (WIPO Patent 95/08089) - 1995**

  
**Valeo (U.S. Patent 5,765,634) - 1998**

รูปที่ 1.3 ตัวอย่างการพัฒนาารูปแบบท่อที่ใช้กับหม้อน้ำรถยนต์ของผู้ผลิตต่างๆ

งานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นที่จะศึกษาประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์ โดยเลือกที่จะศึกษาเปรียบเทียบ การเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนด้วยพื้นผิวของท่อรูปแบบต่างๆ ที่ส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพโดยรวมของหม้อน้ำรถยนต์ภายใต้สภาวะการใช้งานจริงเพื่อนำข้อมูลที่ได้มาเป็นแนวทางในการออกแบบ และพัฒนาการผลิตของอุตสาหกรรมหม้อน้ำรถยนต์ รวมทั้งเป็นแนวทางการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทำครัดต่อไป

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของหม้อน้ำรถยนต์ เมื่อมีการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ ด้วยพื้นผิวที่แตกต่างกัน

## 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ออกแบบและสร้างหม้อน้ำตัวอย่างที่ประกอบไปด้วย
  - 1.1 ครีบบนลูเวอร์ที่ทำจากทองแดง
  - 1.2 ท่อแบนที่ทำจากทองเหลืองอบตะกั่ว มีพื้นผิวสัมผัสภายในแบบต่างๆ ดังนี้
    - พื้นผิวท่อแบบผิวเรียบ (Smooth tube)

- พื้นผิวท่อแบบดิมเบิล (Dimple tube)
- พื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววี ที่เอียงกัน ( $45^\circ$  V-shape staggered rib roughened tube)
- พื้นผิวท่อแบบริบขนาน ที่ขึ้นตรงในแนวเดียวกัน ( $45^\circ$  parallel inline rib roughened tube)
- พื้นผิวท่อแบบริบขนาน ที่เอียงกัน ( $45^\circ$  parallel staggered rib roughened tube)
- พื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววีแยกกลาง ที่ขึ้นตรงในแนวเดียวกัน ( $45^\circ$  broken V-shaped inline rib roughened tube)
- พื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววีแยกกลาง ที่เอียงกัน ( $45^\circ$  broken V-shaped staggered rib roughened tube)

## 2. ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของแต่ละชุดการทดลองที่สภาวะการทดลองต่างๆ

2.1 อัตราการไหลของน้ำในชุดการทดลองมีค่า 10-60 l/min

2.2 อัตราการไหลของอากาศผ่านชุดการทดลองมีค่า 8 m/s

## 3. นำผลการทดลองมาทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันลดของชุดการทดลองแต่ละชุด

### 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถทราบถึงอิทธิพลของการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วน ด้วยพื้นผิวสัมผัสรูปแบบต่างๆ เมื่อนำมาประยุกต์ใช้กับผิวด้านในของท่อว่ามีผลต่อประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์อย่างไร

2. สามารถนำข้อมูลที่ได้มาใช้เป็นแนวทางในการพัฒนาอุตสาหกรรมหม้อน้ำรถยนต์รวมไปถึงนำมาเป็นแนวทางสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัดในอุตสาหกรรมประเภทอื่นๆ ต่อไป

### 1.5 ขั้นตอนการทำงานวิจัย

1. ศึกษาข้อมูล และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน และความดันลดที่เกิดกับครีป และท่อรูปแบบต่างๆ



2. เลือกรูปแบบของครีป และพื้นผิวสัมผัสแบบต่างๆ ที่ใช้กับท่อแบบแบน มาออกแบบหม้อน้ำตัวอย่างเพื่อทำการศึกษา

3. เสนอข้อมูล และรูปแบบการทดลองให้ทางโรงงานเพื่อผลิตหม้อน้ำตัวอย่าง

4. ทำการทดลอง และเก็บรวบรวมข้อมูลจากชุดการทดลองที่สภาวะการทดลองต่างๆ

5. นำข้อมูลที่ได้มาคำนวณหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และค่าความดันลด

7. วิเคราะห์ และสรุปผลการทดลอง

8. จัดทำวิทยานิพนธ์ฉบับสมบูรณ์

9. นำเสนอข้อมูลที่ได้แก่ทางโรงงานที่ให้การสนับสนุนการทำงานวิจัย



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 2

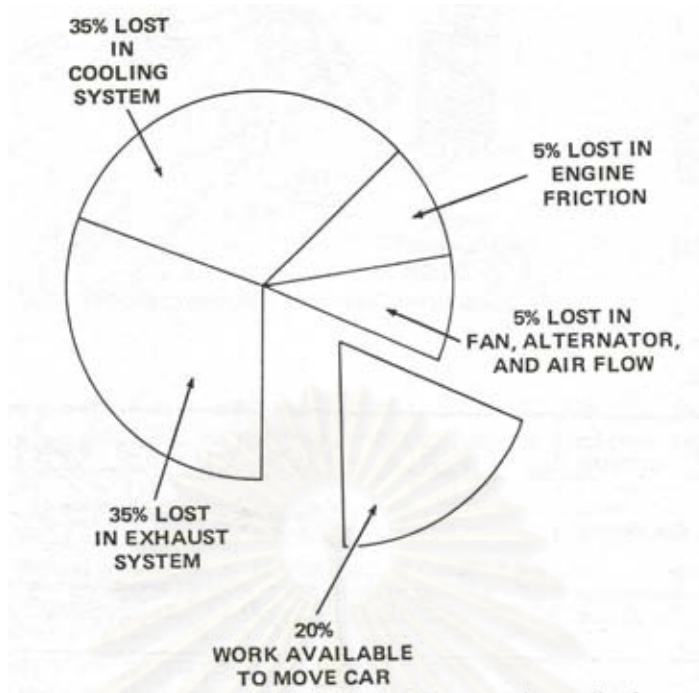
### ทฤษฎีพื้นฐานและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ และส่วนประกอบที่สำคัญต่างๆ จากนั้นจะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานและการคำนวณต่างๆ ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ พื้นฐานเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด การประมาณค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสุดท้ายคืองานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่เคยมีผู้ศึกษามาก่อนหน้านี้

#### 2.1 ระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ (Automotive cooling system)

เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในจำเป็นต้องมีระบบระบายความร้อนเพื่อรักษาเครื่องยนต์ให้อยู่ในอุณหภูมิทำงานและทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ หากระบบระบายความร้อนไม่สามารถระบายความร้อนจากการเผาไหม้ได้มากพอ ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้จะถูกถ่ายเทไปยังชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ เช่น ผนังกระบอกสูบ ฝาสูบ ลูกสูบ หรือ วาล์ว ทำให้ชิ้นส่วนเหล่านี้เกิดความเสียหาย เนื่องจากความร้อนที่ถ่ายเทไปยังชิ้นส่วนต่างๆ เหล่านี้มีอุณหภูมิสูงมาก นอกจากนี้ยังทำให้น้ำมันหล่อลื่นสลายตัว และหมดสภาพการเป็นน้ำมันส่งผลให้เกิดความบกพร่องในระบบหล่อลื่น และทำให้เกิดการโขกเนื่องจากการจุดระเบิดก่อนกำหนดซึ่งจะทำให้ลิ้นหรือลูกสูบไหม้อีกด้วย

การระบายความร้อนออกจากชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์นั้นถ้ามากเกินไปนอกจากจะทำให้ประสิทธิภาพในการทำงานของเครื่องยนต์ลดต่ำลง สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้นแล้ว ยังทำให้เกิดการรวมตัวของน้ำทำให้เกิดยางเหนียว (sludge) ขึ้นภายในอ่างน้ำมันเครื่องด้วย ระบบระบายความร้อนที่มีประสิทธิภาพจะต้องทำให้เครื่องยนต์ร้อนถึงอุณหภูมิทำงานเร็วกว่าปกติเมื่อเริ่มเดินเครื่อง และระบายความร้อนออกจากเครื่องยนต์เมื่อเครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิทำงาน ซึ่งอุณหภูมิที่เครื่องยนต์ทำงานมีประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 80-90 องศาเซลเซียส ในระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์โดยทั่วไปนั้น จะต้องสามารถกำจัดความร้อนได้ประมาณ 25-35% ของความร้อนทั้งหมดที่ได้รับจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 2.1



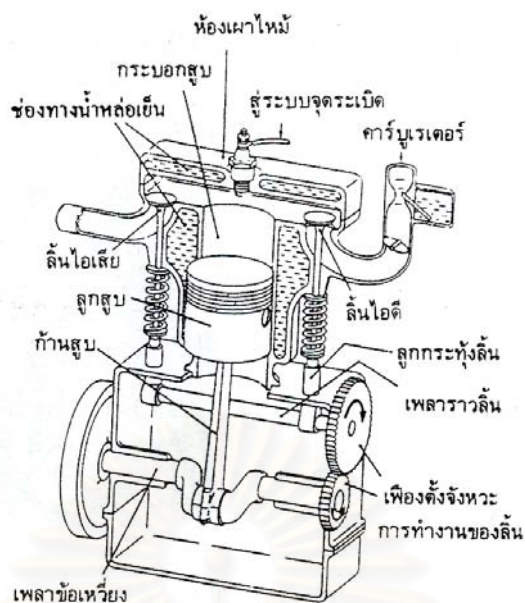
รูปที่ 2.1 สัดส่วนของการสูญเสียพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

สำหรับระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ที่นิยมใช้ในรถยนต์คือ ระบบระบายความร้อนด้วยของเหลว (liquid cooling system) ระบบระบายความร้อนแบบนี้ ตัวระบายความร้อนที่นิยมใช้กันมากที่สุดได้แก่ น้ำ เนื่องจากหาง่ายและเป็นตัวระบายความร้อนที่ดี สามารถไหลวนเวียนได้สะดวกในเกือบทุกอุณหภูมิ แต่น้ำที่ใช้จะต้องสะอาดและเป็นน้ำอ่อน ข้อเสียของการใช้น้ำคือ จุดเยือกแข็งสูง เดือดและระเหยง่ายเมื่อร้อน นอกจากนั้นยังทำให้เกิดสนิมและตะกรันขึ้นในท่อหล่อเย็น บางครั้งจึงจำเป็นต้องใช้สารพิเศษเติมลงไปเพื่อปรับปรุงระบบระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพในการทำงานดีขึ้น เครื่องยนต์ที่ใช้ระบบระบายความร้อนแบบนี้ ที่เสื้อสูบและฝาสูบจะไม่มีครีป แต่ระหว่างเสื้อสูบกับผนังกระบอกสูบ จะมีช่องให้น้ำหรือของเหลวหล่อเย็นเข้าไประบายความร้อนได้ ดังแสดงในรูปที่ 2.2

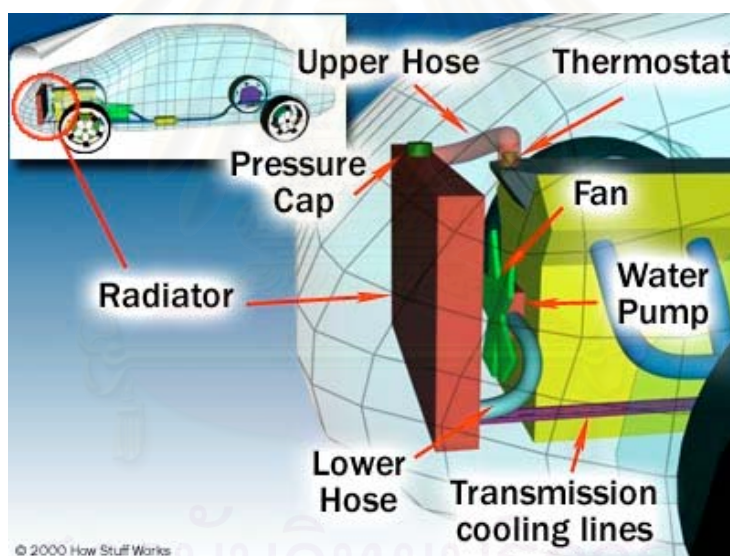
### 2.1.1 หม้อน้ำ (radiator)

หม้อน้ำทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของเหลวที่ใช้สำหรับหล่อเย็นเครื่องยนต์ ออกสู่อากาศโดยรอบ และช่วยเก็บรักษาของเหลวที่ใช้เป็นตัวระบายความร้อนให้กับระบบ โดยทำงานร่วมกับอุปกรณ์อื่นๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.3





รูปที่ 2.2 ระบบการระบายความร้อนเครื่องยนต์ด้วยของเหลว



รูปที่ 2.3 อุปกรณ์ต่างๆ ในระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์

### 2.1.2 ฝาปิดหม้อน้ำ (radiator cap)

ฝาปิดหม้อน้ำที่นิยมใช้กับเครื่องยนต์โดยทั่วไปในปัจจุบันเป็นแบบรักษาแรงดัน (Pressure cap) ซึ่งจะทำหน้าที่เพิ่มและรักษาแรงดันดังกล่าวให้สม่ำเสมอ โดยขนาดของแรงดันจะถูกกำหนดไว้ที่ด้านบนของฝาปิดหม้อน้ำ การเพิ่มแรงดันในระบบมีข้อดีคือ ทำให้จุดเดือดของน้ำสูงขึ้น และไม่ทำให้เกิดไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) ภายในหม้อน้ำเมื่ออุณหภูมิภายในหม้อน้ำมีค่า

สูง และยังช่วยให้อุณหภูมิทำงานของเครื่องยนต์สูงถึงระดับที่เหมาะสมในการทำงาน ส่งผลให้การเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในกระบอกสูบสมบูรณ์ยิ่งขึ้น นอกจากนี้ ยังทำให้น้ำและสิ่งแปลกปลอมต่างๆ ที่ปะปนอยู่ในน้ำมันเครื่องระเหยตัวออก ทำให้ประสิทธิภาพในการทำงานของเครื่องยนต์ดีขึ้น

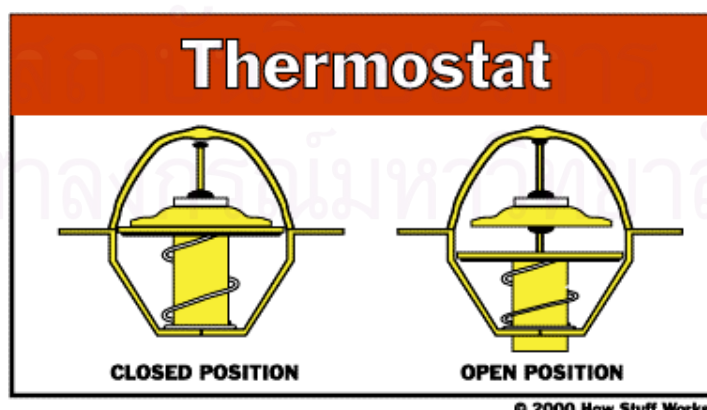
### 2.1.3 ปั๊มน้ำ (water pump)

ปั๊มน้ำจะทำหน้าที่ดูดน้ำเย็นจากถังตอนล่างของหม้อน้ำส่งไปตามท่อต่างๆ ภายในเครื่องยนต์ไปยังจุดที่ต้องการระบายความร้อนเพื่อระบายความร้อนส่วนที่ไม่ต้องการให้ออกไปจากเครื่องยนต์ ดังนั้นถ้าปั๊มน้ำไม่ทำงานหรือทำงานไม่มีประสิทธิภาพก็จะทำให้เครื่องยนต์ร้อนจัดและเกิดความเสียหายได้ ปั๊มน้ำที่ใช้ในปัจจุบันส่วนใหญ่จะเป็นแบบหล่อลื่นในตัว (Self lubricated) ซึ่งเพลापั๊มจะหมุนอยู่ในแบริ่งที่มีซีลสำหรับป้องกันไม่ให้น้ำเข้าไปทำความเสียหายให้กับแบริ่งที่อยู่ด้านในได้

### 2.1.4 พัดลม (fan)

พัดลมจะทำหน้าที่ดูดอากาศให้ผ่านรังผึ้งหม้อน้ำเพื่อระบายความร้อนให้กับน้ำร้อนที่ไหลผ่าน ทำให้น้ำเย็นตัวลง พัดลมที่นิยมใช้กับเครื่องยนต์ขนาดเล็กโดยทั่วไปมักจะติดอยู่กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าซึ่งติดตั้งอยู่ทางด้านหลังของหม้อน้ำและจะถูกขับเคลื่อนด้วยสายพานที่ได้รับกำลังงานมาจากเพลาช้อเหวี่ยง ดังนั้นในขณะที่เครื่องยนต์ทำงาน ทั้งพัดลมและเครื่องกำเนิดไฟฟ้าก็จะถูกขับให้หมุนไปด้วยกัน

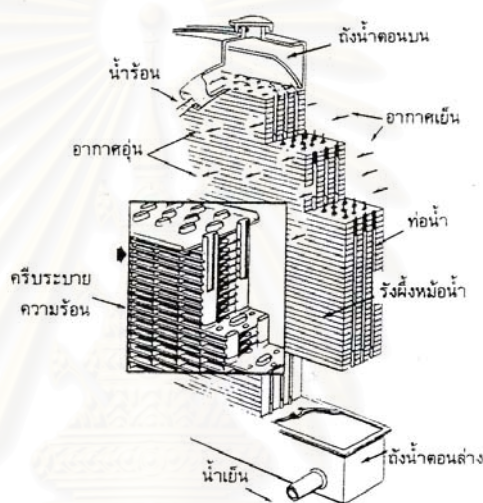
### 2.1.5 เทอร์โมสแตท (thermostat)



รูปที่ 2.4 การทำงานของเทอร์โมสแตท

เทอร์โมสแตทจะทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิของเครื่องยนต์ให้อยู่ในระดับที่ต้องการโดยอัตโนมัติ โดยจะติดตั้งอยู่ระหว่างช่องทางของน้ำหล่อเย็นที่ฝาสูบกับหม้อน้ำโดยมีท่อน้ำต่อไปยังหม้อน้ำตอนบน ในขณะที่เครื่องยนต์ยังเย็นอยู่ เทอร์โมสแตทจะปิดไม่ให้น้ำหล่อเย็นภายในตัวเครื่องยนต์ผ่านออกไป ทำให้เครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูงถึงอุณหภูมิทำงานเร็วกว่าปกติ และจะเปิดให้น้ำร้อนไหลจากเครื่องยนต์ผ่านออกไประบายความร้อนที่หม้อน้ำได้ เมื่อเครื่องยนต์ร้อนถึงอุณหภูมิทำงาน ลักษณะการทำงานของเทอร์โมสแตทดูได้จากรูปที่ 2.4

### 2.1.6 ส่วนประกอบและหลักการทำงานของหม้อน้ำรถยนต์



รูปที่ 2.5 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของหม้อน้ำรถยนต์

ส่วนประกอบ หม้อน้ำจะประกอบด้วยถังพักน้ำตอนบนและถังพักน้ำตอนล่าง และรั้วฝักหม้อน้ำที่อยู่ระหว่างถังพักน้ำทั้งสอง ถังพักน้ำตอนบนจะมีช่องสำหรับตรวจ และเติมน้ำโดยมีฝาหม้อน้ำปิดอยู่ และมีท่อน้ำสั้นเพื่อระบายน้ำที่มีอุณหภูมิและแรงดันสูงเกินกำหนด ถังตอนล่างจะเป็นที่สำหรับพักน้ำร้อนที่ผ่านการระบายความร้อน ก่อนที่จะส่งต่อไประบายความร้อนส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ด้วยการดูดของปั๊ม สำหรับรั้วฝักหม้อน้ำนั้นจะประกอบด้วยท่อน้ำเล็กๆ เป็นจำนวนมาก โดยรอบๆ ท่อเหล่านี้จะติดกระจับเพื่อเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนออกไปสู่อากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.5

หลักการทำงาน น้ำที่มีอุณหภูมิสูงจากเครื่องยนต์จะไหลเข้าทางตอนบนของหม้อน้ำ และไหลเข้าไปในท่อน้ำเล็กๆ ซึ่งวางเรียงกันอยู่เป็นจำนวนมาก โดยมีอากาศซึ่งถูกดูดด้วยพัดลมไหลผ่านไประบายความร้อนรอบท่อเหล่านี้ ระหว่างท่อที่วางเรียงกันเป็นแถวๆ จะมีกระจับยึดติดต่อกันหมด

ครีบน้ำร้อนจะนำความร้อนออกจากน้ำเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศที่ไหลผ่านรังผึ้ง ระหว่างนี้ จะมีการระบายความร้อนออกจากท่อและครีบน้ำร้อนตลอดเวลา ทำให้อุณหภูมิของน้ำที่ไหลผ่านเย็นลง จากนั้นน้ำจะถูกดูดด้วยปั๊มเพื่อนำไปใช้ระบายความร้อนจากเครื่องยนต์ต่อไปและจะหมุนเวียนอยู่เช่นนี้ ตลอดเวลาที่เครื่องยนต์ทำงานอยู่

## 2.2 ทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับกลไกการถ่ายเทความร้อน 3 รูปแบบคือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ทำการศึกษานี้ กลไกที่มีความสำคัญต่อการระบายความร้อนคือ การนำความร้อน และการพาความร้อน ดังนั้นจะไม่กล่าวถึงการแผ่รังสีความร้อนในที่นี้

### 2.2.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)

เป็นกลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเมื่อมีผลต่างของอุณหภูมิภายในวัตถุ โดยการนำความร้อนนี้จะเป็นสัดส่วนกับผลต่างของอุณหภูมิระหว่างจุดสองจุด ต่อระยะทางระหว่างจุดสองจุดนั้น และอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนนี้จะขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อนของวัตถุ (Thermal conductivity) ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของตัวกลางที่มีความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน

ในปี พ.ศ. 2365 โจเซฟ ฟูเรียร์ (Joseph Fourier) ได้นำเสนอกฎของฟูเรียร์ (Fourier's law) โดยรวบรวมข้อมูลจากการทดลอง และนำเสนอสมการสำหรับอัตราการนำความร้อนไว้ดังนี้

$$Q_{cond} = -kA \left( \frac{dt}{dx} \right) \quad (2.1)$$

โดยที่

$Q_{cond}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อน (วัตต์)

$k$  คือ ค่าการนำความร้อนของวัตถุที่ความหนาแน่นที่ผ่าน (วัตต์/เมตร\*เคลวิน)

$A$  คือ พื้นที่ที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของความร้อน (ตารางเมตร)

$\left( \frac{dt}{dx} \right)$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับระยะทาง (เคลวิน/เมตร)

## 2.2.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (Convection heat transfer)

เมื่อของไหลไหลผ่านและสัมผัสกับพื้นผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน จะเกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุนั้น โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะขึ้นอยู่กับผลต่างของอุณหภูมิของของไหลกับวัตถุนั้น และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิวของวัตถุ

นิวตัน ได้นำเสนอ กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) สำหรับการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนไว้ดังนี้

$$Q_{conv} = hA(t_h - t_c) \quad (2.2)$$

โดยที่

$Q_{conv}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (วัตต์)

$h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล (วัตต์/ตารางเมตร\*เคลวิน)

$A$  คือ พื้นผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล (ตารางเมตร)

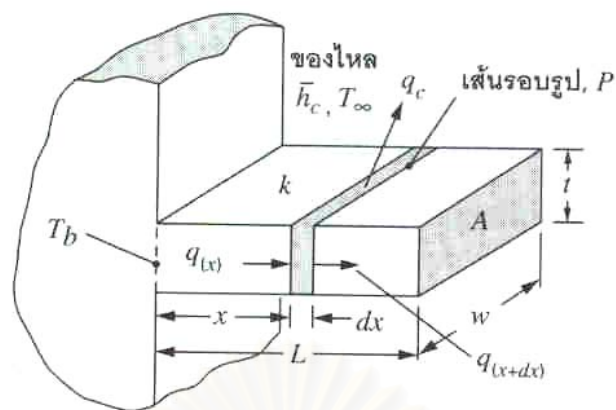
$(t_h - t_c)$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลกับพื้นผิวที่ของไหลไหลผ่าน (เคลวิน)

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลจะขึ้นอยู่กับ ความหนาแน่น ความหนืด และความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิววัตถุนั้นๆ รวมทั้งขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางความร้อนต่างๆ ของของไหล คือ ค่าการนำความร้อน และค่าความร้อนจำเพาะ

## 2.2.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีป (Heat transfer from fins)

ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของครีป จำเป็นต้องทราบการกระจายตัวของอุณหภูมิตามความยาวของครีป ด้วยการทำสมดุลพลังงานของพื้นที่หน้าตัดเล็กๆ ภายในพื้นผิวของครีป (ดูรูปที่ 2.6 ประกอบ) โดยตั้งสมมติฐานว่าระบบเป็นสภาวะคงตัว อัตราการนำความร้อนเข้าสู่พื้นที่หน้าตัดของครีปที่ระยะห่างจากฐานของครีปเท่ากับ  $x$  จะมีค่าเท่ากับ อัตราการนำความร้อนที่ไหลออกจากครีปที่ระยะห่างจากฐานครีปเท่ากับ  $x + dx$  รวมกับอัตราการพาความร้อนออกจากพื้นผิวของครีประยะ  $dx$





รูปที่ 2.6 การถ่ายเทความร้อนของครีปที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ในการศึกษาหาอัตราการระบายความร้อนของครีป จะกำหนดให้

$Q_f$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีป

$k_f$  คือ ค่าการนำความร้อนของครีป

$h_a$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ

$A_{cf}$  คือ พื้นที่หน้าตัดของครีป

$P$  คือ ความยาวรอบรูปพื้นที่หน้าตัดของครีป

$t_a$  คือ อุณหภูมิของอากาศ

$t_f$  คือ อุณหภูมิของครีป

อัตราการนำความร้อนผ่านผิวครีปที่ระยะ  $x$  มีค่าเท่ากับ

$$Q_{f(COND),x} = -k_f A_{cf} \left. \frac{dt_f}{dx} \right|_x \quad (2.3)$$

อัตราการนำความร้อนออกจากครีปที่มีความยาว  $dx$  มีค่าเท่ากับ

$$Q_{f(COND),x+dx} = Q_{f(COND),x} + \frac{dQ_{f(COND),x}}{dx} \cdot dx \quad (2.4)$$

$$= -k_f A_{cf} \left. \frac{dt_f}{dx} \right|_x - k_f A_{cf} \frac{d}{dx} \left( \left. \frac{dt_f}{dx} \right|_x \right) \cdot dx \quad (2.5)$$

$$= -k_f A_{cf} \frac{dt_f}{dx} \Big|_x - k_f A_{cf} \left( \frac{d^2 t_f}{dx^2} \right) \cdot dx \quad (2.6)$$

อัตราการนำความร้อนผลลัพท์ผ่านครีบริบที่ระยะ  $dx$  มีค่าเท่ากับ

$$Q_{f(COND),dx} = Q_{f(COND),x} - Q_{f(COND),x+dx} \quad (2.7)$$

$$= k_f A_{cf} \left( \frac{d^2 t_f}{dx^2} \right) \cdot dx \quad (2.8)$$

อัตราการพาความร้อนออกจากครีบริบที่มีความยาว  $dx$  มีค่าเท่ากับ

$$Q_{f(CONV),dx} = h_a P dx (t_f - t_a) \quad (2.9)$$

อัตราการสะสมความร้อนในครีบริบที่มีความยาว  $dx$  มีค่าเท่ากับ

$$Q_{f(ACCUM),dx} = A_{cf} dx \rho_f c_{p,f} \left( \frac{dt_f}{dt} \right) \quad (2.10)$$

จากสมดุลพลังงาน

$$Q_{f(COND),dx} = Q_{f(CONV),dx} + Q_{f(ACCUM),dx} \quad (2.11)$$

$$k_f A_{cf} \left( \frac{d^2 t_f}{dx^2} \right) \cdot dx = h_a P dx (t_f - t_a) + A_{cf} dx \rho_f c_{p,f} \left( \frac{dt_f}{dt} \right) \quad (2.12)$$

กำหนดให้

$$\theta_x = t_{f,x} - t_a \quad (2.13)$$

จัดรูปสมการที่ (2.12) ใหม่ได้เป็น

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} = \frac{h_a P}{k_f A_{cf}} \cdot \theta + \frac{\rho_f c_{p,f}}{k_f} \left( \frac{d\theta}{dt} \right) \quad (2.14)$$

ที่สภาวะคงตัว  $\frac{d\theta}{dt} = 0$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = \frac{h_a P}{k_f A_{cf}} \cdot \theta \quad (2.15)$$

กำหนดให้

$$m = \sqrt{\frac{h_a P}{k_f A_{cf}}} \quad (2.16)$$

โดยที่

$$P = 2(D_f + \delta_f) \quad (2.17)$$

แต่เนื่องจากครีบบางมาก  $\delta_f$  มีค่าน้อย จึงได้ว่า

$$P = 2D_f \quad (2.18)$$

$$A_{cf} = D_f \cdot \delta_f \quad (2.19)$$

สมการที่ (2.16) จึงเขียนใหม่ได้เป็น

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f \delta_f}} \quad (2.20)$$

สามารถเขียนสมการ (2.15) ใหม่ได้คือ

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (2.21)$$

คำตอบของสมการ (2.21) คือ

$$\theta_x = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (2.22)$$



สำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง จะคิดประสิทธิภาพของครีบ โดยใช้สมมติฐานว่าครีบมีความยาวจำกัด ที่ระยะปลายครีบมีความยาว  $x = L = \frac{H_f}{2}$  เนื่องจากมีการนำความร้อนจากท่อทั้งสองด้านเข้าสู่กึ่งกลางของความสูงของครีบ โดยค่าคงที่  $C_1$  และ  $C_2$  หาได้โดยการแทนค่าขอบเขตและเงื่อนไขที่เราทำการศึกษา

$$\text{ขอบเขตที่ 1 ที่ระยะ } x = 0 \text{ ค่า } \theta_x = \theta_0 = t_{wall,o} - t_a$$

ขอบเขตที่ 2 กรณีที่ครีบมีความยาวจำกัด และที่ปลายของครีบระยะ  $x = L$  มีอัตราการสูญเสียความร้อนน้อยมากจะได้ว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ  $t$  ตามระยะทาง  $x$  มีค่าเท่ากับศูนย์ นั่นคือ

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=L} = 0 \quad (2.23)$$

แทนค่าเงื่อนไขทั้งสองลงในสมการ (2.22) จะได้การกระจายตัวของอุณหภูมิตามความยาวครีบคือ

$$\theta_x = \theta_0 \frac{e^{m(L-x)} + e^{-m(L-x)}}{e^{mL} + e^{-mL}} \quad (2.24)$$

เมื่อทราบการกระจายตัวของอุณหภูมิตามความยาวครีบแล้ว จะสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีบได้ โดยมีค่าเท่ากับอัตราการนำความร้อนผ่านฐานของครีบ

$$Q_{f(COND),0} = -k_f A_{cf} \left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=0} \quad (2.25)$$

แทนค่าสมการที่ (2.24) ลงใน (2.25) จะได้ว่า

$$Q_{f(COND),0} = mk_f A_{cf} \theta_0 \tanh(mL) \quad (2.26)$$

## 2.2.4 ประสิทธิภาพของครีป

ประสิทธิภาพของครีป หมายถึง อัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงของครีป กับอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุดมคติ (Ideal) ที่ครีปมีประสิทธิภาพ 100%

$$\eta_f = \frac{Q_{act}}{Q_{ideal}} \quad (2.27)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปในอุดมคตินั้นค่าการนำความร้อนของครีปจะมีค่าเป็นอนันต์ หรือกล่าวได้ว่าอุณหภูมิของครีปมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของฐานครีป ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปในอุดมคติมีค่าเท่ากับอัตราการพาความร้อนของครีป

$$Q_{ideal} = h_a A_a (t_{wall,o} - t_a) \quad (2.28)$$

$$Q_{ideal} = h_a PL\theta_o \quad (2.29)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงของครีปสามารถหาได้จากอัตราการนำความร้อนผ่านฐานของครีปในสมการที่ (2.26) แทนค่า  $Q_{ideal}$  และ  $Q_{act}$  ในสมการที่ (2.27) จะได้

$$\eta_f = \frac{mk_f A_{cf} \theta_o \tanh(mL)}{h_a PL\theta_o} \quad (2.30)$$

จากนิยามของเทอม  $m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f \delta_f}}$  จัดรูปสมการ (2.30) ใหม่ได้ดังนี้

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2.31)$$

### 2.2.5 การถ่ายเทความร้อนแบบรวม (Combined heat transfer)

ในสถานการณ์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริงนั้น การถ่ายเทความร้อนไม่ได้เกิดขึ้นด้วยรูปแบบการถ่ายเทความร้อนแบบใดแบบหนึ่ง แต่มักจะเกิดการถ่ายเทความร้อนหลายๆ รูปแบบควบคู่กันไปเสมอ สำหรับหม้อน้ำรถยนต์จะอธิบายกลไกการถ่ายเทความร้อนได้ดังนี้

การถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อนไปยังผนังท่อ เป็นการถ่ายเทความร้อนแบบการพา มีค่าเท่ากับ

$$Q_1 = h_w A_w (t_w - t_{wall,i}) \quad (2.32)$$

การถ่ายเทความร้อนจากผนังด้านในของท่อไปสู่ผนังด้านนอกของท่อเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อน อธิบายได้ด้วยสมการดังนี้

$$Q_2 = \frac{k_t A_{wall,i}}{\delta_t} (t_{wall,i} - t_{wall,o}) \quad (2.33)$$

โดยที่

$k_t$  คือ ค่าการนำความร้อนของท่อ

$\delta_t$  คือ ความหนาของท่อ

$A_{wall,i}$  คือ พื้นที่ผิวท่อด้านใน มีค่าเท่ากับพื้นที่การระบายความร้อนของน้ำ  $A_w$

การถ่ายเทความร้อนกับอากาศด้านนอกมีสองกลไกคือ การพาความร้อนจากผิวท่อด้านนอกของท่อไปยังอากาศ และการพาความร้อนจากผิวครีปไปยังอากาศ ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$Q_3 = h_a (A_a - A_f) (t_{wall,o} - t_a) + \eta_f h_a A_f (t_{wall,o} - t_a) \quad (2.34)$$

$$Q_3 = h_a A_a \theta_0 \left[ 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \right] \quad (2.35)$$

นิยามเทอมประสิทธิภาพรวมของครีปและฐานของครีป (ผิวด้านนอกของท่อที่สัมผัสกับอากาศ) ดังนี้

$$\eta_o = \frac{Q_a}{Q_{a,\max}} \quad (2.36)$$

โดยที่การถ่ายเทความร้อนกับอากาศหาได้จากสมการที่ (2.35) และการถ่ายเทความร้อนกับอากาศที่มากที่สุดหาได้จาก

$$Q_{a,\max} = h_a A_a (t_{\text{wall},o} - t_a) \quad (2.37)$$

$$Q_{a,\max} = h_a A_a \theta_o \quad (2.38)$$

แทนค่าสมการที่ (2.35) และสมการที่ (2.38) ลงในสมการที่ (2.36) จะได้ว่า

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (2.39)$$

โดยที่

$\eta_o$  คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของครีปและฐานของครีป

$\eta_f$  คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป

$A_f$  คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนของครีปทั้งหมด

$A_a$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนกับอากาศทั้งหมด

การถ่ายเทความร้อนกับอากาศด้านนอกจึงมีค่าเท่ากับ

$$Q_3 = \eta_o h_a A_a (t_{\text{wall},o} - t_a) \quad (2.40)$$

ในสภาวะคงตัว (Steady state) ไม่มีการสูญเสียความร้อนระหว่างระบบกับสิ่งแวดล้อม การถ่ายเทความร้อนแต่ละจุดจึงมีค่าเท่ากัน

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 \quad (2.41)$$

จากสมการที่ (2.32), (2.33) และ (2.40) การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าเท่ากับ

$$Q = \frac{(t_w - t_a)}{\frac{1}{h_w A_w} + \frac{\delta_t}{k_t A_w} + \frac{1}{\eta_o h_a A_a}} \quad (2.42)$$

หรือเขียนให้อยู่ในรูปผลรวมของค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนได้เป็น

$$Q = \frac{\Delta t}{\Sigma R} \quad (2.43)$$

โดยที่

$\Delta t$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกัน

$\Sigma R$  คือ ผลรวมของค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อน (Thermal resistance) ทั้งหมด

การวิเคราะห์ปัญหาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีกลไกการถ่ายเทความร้อนภายในที่ซับซ้อน และส่งผลต่อกันและกัน การรวมความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเข้าด้วยกันทั้งระบบจะช่วยให้การวิเคราะห์ระบบทำได้ง่ายขึ้น จึงมีการกำหนด ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) ขึ้นมาดังนี้

$$Q = UA\Delta t_m \quad (2.44)$$

$U$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (วัตต์/ตารางเมตร\*เคลวิน)

$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของของไหลด้านใดด้านหนึ่ง

$\Delta t_m$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิของของไหลร้อนและของไหลเย็น ซึ่งก็คือเป็นผลต่างอุณหภูมิของระบบ

ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ จะอ้างอิงกับพื้นที่การไหลของของไหลด้านใดด้านหนึ่ง ซึ่งผลคูณของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกับค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของของไหลทั้งสองด้านจะมีค่าเท่ากัน

$$(UA)_a = (UA)_w \quad (2.45)$$

จัดรูปสมการ (2.42) รวมเข้ากับสมการที่ (2.44) และ (2.45) ได้ดังนี้

$$\frac{Q}{\Delta t_m} = (UA)_a = (UA)_w = \frac{1}{\frac{1}{h_w A_w} + \frac{\delta_t}{k_t A_w} + \frac{1}{\eta_o h_a A_a}} \quad (2.46)$$

ในขณะที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ค่าอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าไม่คงที่เนื่องจากการเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งของของไหลจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นถึงแม้ว่าค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าคงที่ แต่อัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะแปรผันตามเส้นทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จึงมีการนำผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (logarithmic mean temperature difference) มาใช้แทนค่าผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย ซึ่งอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกถูกนิยามไว้ดังนี้

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_i - \Delta t_o}{\ln(\Delta t_i / \Delta t_o)} \quad (2.47)$$

$\Delta t_{lm}$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก

$\Delta t_i$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้าของของไหล

$\Delta t_o$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิที่ทางออกของของไหล

แต่สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความซับซ้อน ซึ่งก็รวมถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลไหลตั้งฉากกัน (Cross flow heat exchanger) ตัวอย่างเช่นหม้อน้ำรถยนต์ หรือ เครื่องควบแน่น จะต้องมีการแก้ไขของผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก เพื่อให้ได้ค่าผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่นำไปใช้จริง

$$\Delta t_m = F \Delta t_{lm} \quad (2.48)$$

$F$  คือ แฟกเตอร์แก้ไขของผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก ขึ้นอยู่กับชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จำนวนที่วการไหล และการผสมกันของของไหล มีค่าอยู่ระหว่างศูนย์ถึงหนึ่ง

## 2.2.6 กลุ่มตัวแปรไร้มิติที่สำคัญ

ปัญหาการทางการถ่ายเทต่างๆ จะมีคุณสมบัติทางฟิสิกส์ และตัวแปรอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องมากมายที่ใช้ในการวิเคราะห์ปัญหา เพื่อลดความยุ่งยากในการเปลี่ยนหน่วย และแก้ปัญหาคความซับซ้อน

ข้อของสมการที่ใช้ในการแก้ปัญหาให้อยู่ในรูปแบบที่ง่ายขึ้น จึงมีการนำการวิเคราะห์ปัญหาคู่ด้วยกลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensional analysis) มาใช้ซึ่งตัวแปรไร้มิติแต่ละตัวจะรวบรวมคุณสมบัติทางฟิสิกส์ และตัวแปรอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์นั้นๆ ให้มาอยู่ในเทอมเดียวกัน

สำหรับการถ่ายเทความร้อน จะมีตัวแปรไร้มิติที่สำคัญดังนี้

➤ เลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)

คืออัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทโมเมนตัม ซึ่งก็คือแรงเฉื่อย (Inertia force) ต่อแรงจากความหนืด (Viscous force) ของพื้นที่ที่ของไหลไหลผ่าน

$$\text{Re} = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{GD}{\mu} \quad (2.49)$$

โดยที่

$G$  คือ อัตราความเร็วเชิงมวลของของไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (Mass flux), (กิโลกรัม/ตารางเมตรวินาที)

$u$  คือ ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านพื้นที่ที่ทำการพิจารณา (เมตร/วินาที)

➤ เลขพรานด์เทิล (Prandtl number)

คืออัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทโมเมนตัมต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลหนึ่งๆ

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (2.50)$$

โดยทั่วไป สำหรับอากาศ

$$0.2 \leq \text{Pr} \leq 1$$

สำหรับน้ำ

$$1 \leq \text{Pr} \leq 10$$

สำหรับน้ำมันและของเหลวที่มีความหนืดสูง

$$30 < \text{Pr}$$



- แฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์ต เจ-แฟกเตอร์  
เป็นตัวแปรที่แสดงความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กับอัตราการไหล  
ของของไหล

$$j = \left( \frac{h}{\rho \cdot u \cdot c_p} \right) \text{Pr}^{2/3} = \left( \frac{h}{G \cdot c_p} \right) \text{Pr}^{2/3} \quad (2.51)$$

- แฟกเตอร์ความเสียดทานภายในท่อ  
เป็นตัวแปรที่แสดงความสัมพันธ์ของค่าความดันลดของการไหลภายในท่อ

$$f = \frac{\Delta P}{\rho u_m^2 / 2} \cdot \frac{D_h}{4L} \quad (2.52)$$

### 2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact heat exchanger)

Ramesh k. Shah (1987) ได้ให้คำนิยามเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด  
ว่าเป็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้อัตราส่วนของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรทั้งหมด  
( $\beta$ ) สูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น โดยประมาณได้ว่ามีค่ามากกว่า 700 ตารางเมตร/  
ลูกบาศก์เมตร เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ไม่จำเป็นต้องมีขนาดเล็กเสมอไป แต่ด้วยความ  
หนาแน่นของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรที่มีค่าสูงนี้เอง ทำให้ขนาดและน้ำหนักของเครื่อง  
แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้มีค่าน้อยกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทอื่นๆ ที่มีอัตราการ  
ถ่ายเทความร้อนที่เท่ากัน ความหนาแน่นของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันของเครื่องแลกเปลี่ยน  
ความร้อนแต่ละแบบแสดงไว้ในรูปที่ 2.7

เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัด  
รัด ได้นำเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Enhanced heat transfer) ด้วยพื้นผิวสัมผัสแบบต่างๆ  
มาประยุกต์ใช้ จากสมการที่ (2.44)

$$Q = UA\Delta t_m$$

จัดรูปสมการให้อยู่ในรูปของความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังนี้



$$Q = \frac{UA}{L} \cdot L \cdot \Delta t_m \quad (2.53)$$

อ้างอิงจากสมการที่ (2.46) สามารถจัดรูปสมการที่ (2.53) ให้อยู่ในเทอมของความต้านทานการนำความร้อนได้ดังนี้

$$\frac{\Delta t_m}{Q} = \frac{L}{UA} = \frac{L}{\eta_o h_a A_a} + \frac{L \delta_t}{k_t A_w} + \frac{L}{h_w A_w} \quad (2.54)$$

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่าของ  $UA/L$  เพิ่มขึ้น (หรือค่า ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน  $L/UA$  มีค่าลดลง) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัดรัศจะใช้พื้นผิวที่ให้ค่า  $hA/L$  เพิ่มขึ้นมาประยุกต์กับพื้นผิวของของไหลด้านใดด้านหนึ่ง หรืออาจจะใช้กับทั้งสองด้านก็ได้ ซึ่งจะส่งผลให้ค่า  $UA/L$  มีค่าเพิ่มขึ้น

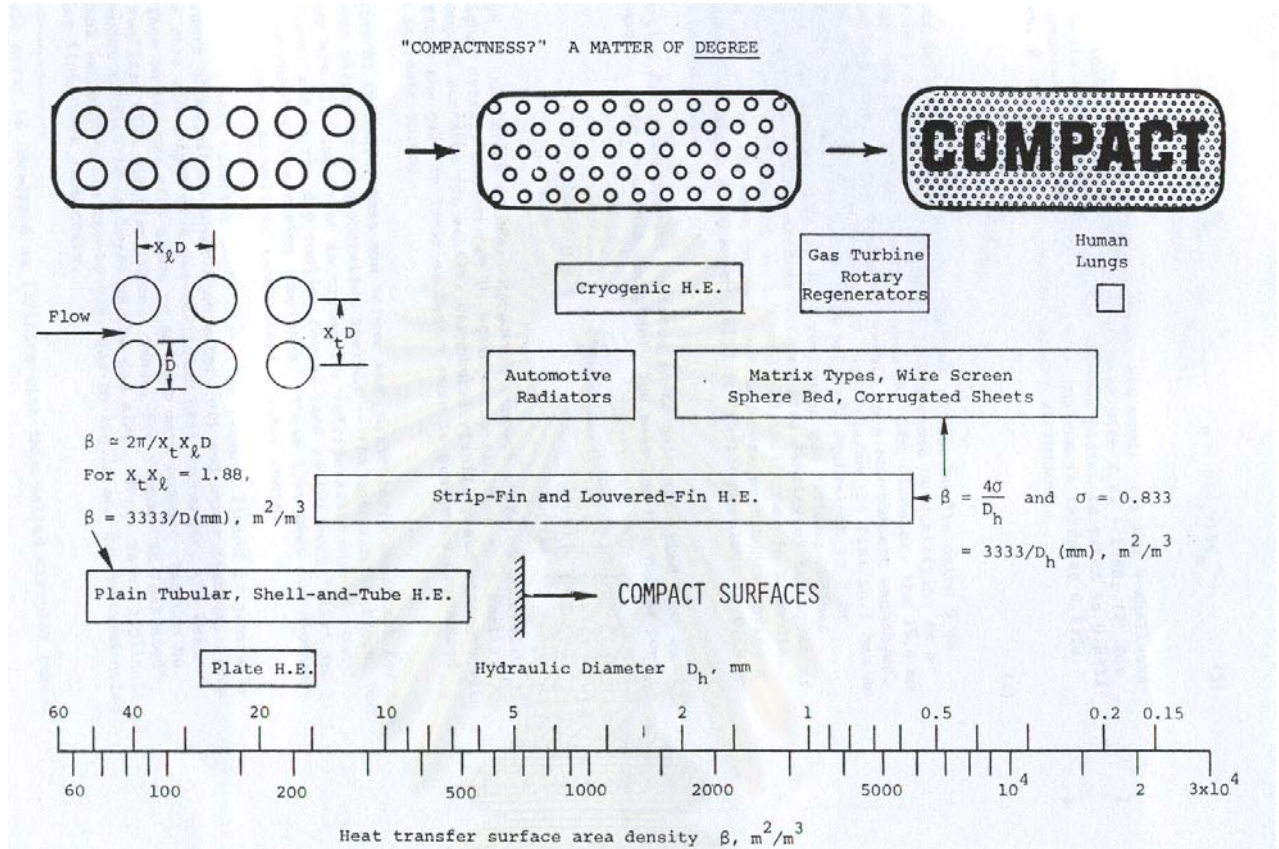
การเพิ่มขึ้นของค่า  $hA$  นี้มีอยู่ 3 รูปแบบคือ

1. เพิ่มค่า  $h$  ของการไหลของของไหล โดยที่ค่า  $A$  มีค่าคงที่ ตัวอย่างเช่น การใช้พื้นผิวขรุขระแบบต่างๆ (Roughness surface) ที่ช่วยเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนให้กับของไหล (Turbulent promoter) เหมือนกับที่งานวิจัยนี้ทำการศึกษา
2. เพิ่มพื้นที่การไหล  $A$  โดยที่ค่า  $h$  มีค่าคงที่ เช่นการใช้ครีบบริวเรียงภายนอกของท่อ
3. เพิ่มค่า  $h$  และ  $A$  ควบคู่กัน ตัวอย่างเช่นการนำครีบบริวแบบลูเวอร์มาประยุกต์ใช้กับหม้อน้ำรถยนต์ ค่า  $h$  มีค่าสูงขึ้นเนื่องจากการไหลของอากาศผ่านช่องเปิดของลูเวอร์จะเกิดความปั่นป่วน และครีบบริวเวอร์นี้ยังช่วยเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนกับอากาศด้วย

วัตถุประสงค์ของการนำพื้นผิวต่างๆ มาประยุกต์ใช้เพื่อลดความต้านทานการนำความร้อนต่อความยาวของท่อ  $L/UA$  พอแบ่งแยกออกได้เป็น 2 ข้อคือ

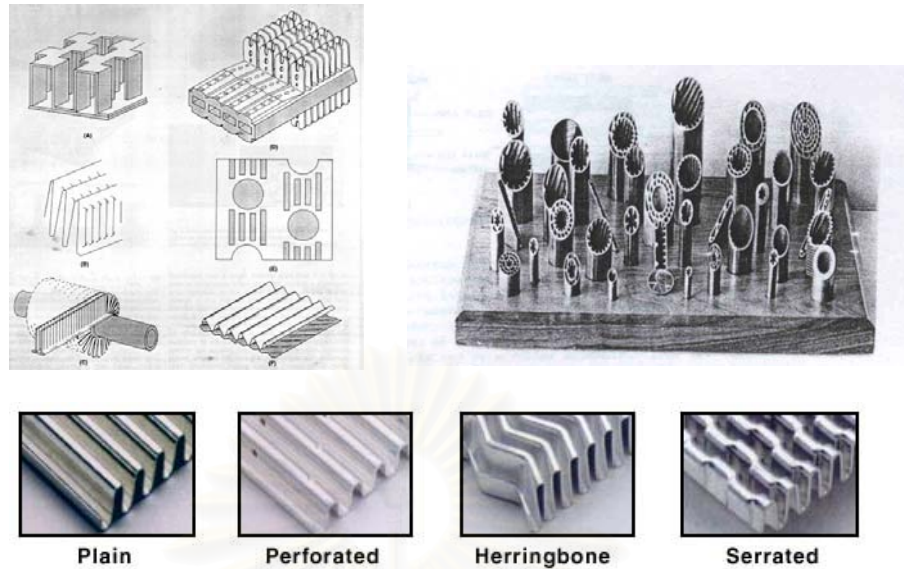
1. เพื่อลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยถ้ากำหนดให้ค่า  $Q$  มีค่าคงที่ จากสมการที่ (2.54) ความยาวของท่อจะลดลง ทำให้ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงด้วย
2. เพิ่มค่า  $UA$  ให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อวัตถุประสงค์ 2 ข้อคือ
  - ลดผลต่างของ  $\Delta t_m$  เมื่อพิจารณาที่ค่า  $Q$  และ  $L$  มีค่าคงที่แล้ว ค่า  $\Delta t_m$  จะมีค่าลดลง ซึ่งเป็นประโยชน์ในการลดต้นทุนการผลิต และความสิ้นเปลืองพลังงาน
  - เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน เมื่อความยาวของท่อ และอุณหภูมิทางเข้าของของไหลคงที่ ค่า  $UA/L$  จะมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

จากที่กล่าวมานั้นขึ้นกับว่าวัตถุประสงค์ของผู้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ว่าต้องการจะลดขนาด หรือต้องการจะประหยัดต้นทุนในด้านพลังงาน



รูปที่ 2.7 ความหนาแน่นของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ

หม้อน้ำรถยนต์ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด ที่มีการนำเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยพื้นผิวต่างๆ และยังมี การนำหลักการนี้ไปประยุกต์ใช้กับอุปกรณ์อื่นๆ เช่น เครื่องควบแน่น (Condenser) อินเตอร์คูลเลอร์ (Intercooler) เครื่องหล่อเย็นน้ำมัน (Oil cooler) กังหันลมร้อน (Gas turbine) รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) เครื่องระบายความร้อนของถังปฏิกรณ์นิวเคลียร์ เป็นต้น



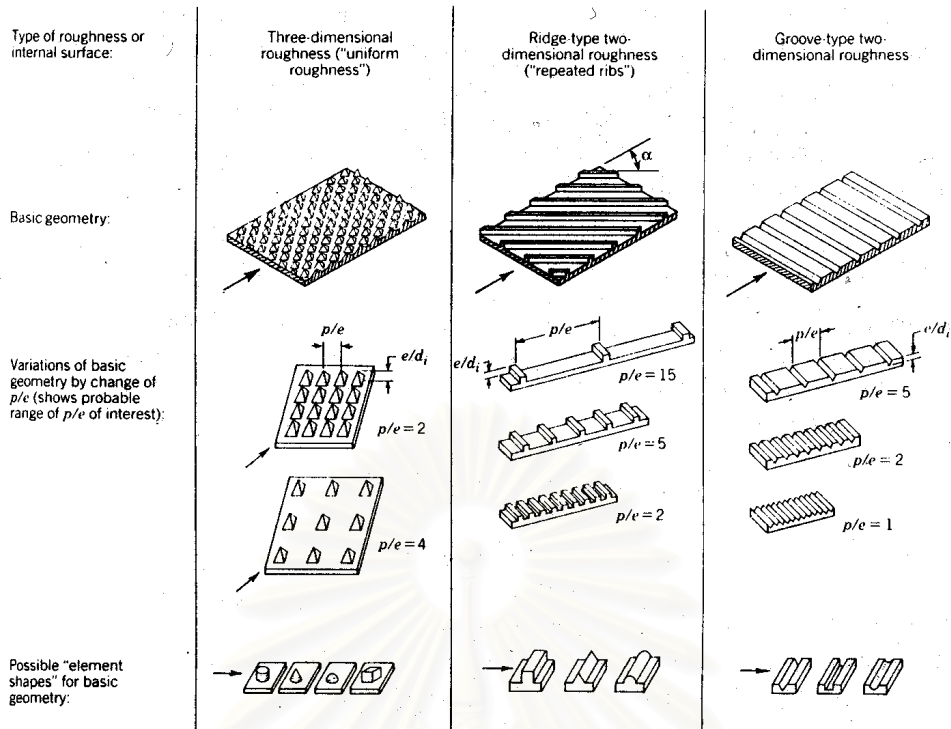
รูปที่ 2.8 ตัวอย่างพื้นผิวที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ

### 2.3.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยพื้นผิวแบบขรุขระ

พื้นผิวแบบขรุขระ (Roughness surface) ถูกนำมาประยุกต์ใช้กับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการไหลทั้งภายในและภายนอกของท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ โดยอาศัยหลักการของการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนให้กับของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิว ลักษณะพื้นผิวแบบขรุขระนี้มีอยู่มากมาย โดยจะอาศัยอัตราส่วนของพื้นผิวต่างๆ ในการแบ่งแยกกลุ่ม อัตราส่วนของพื้นผิวต่างๆ ที่สำคัญมีดังนี้

1. สัดส่วนความสูงสัมพัทธ์ของพื้นผิวแบบขรุขระ (Relative roughness height) คือ อัตราส่วนของความสูงของพื้นผิวแบบขรุขระต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของช่องการไหล ( $e / D$ )
2. สัดส่วนระยะห่างสัมพัทธ์ของพื้นผิวแบบขรุขระ (Relative roughness spacing) คือ อัตราส่วนของระยะห่างของพื้นผิวแบบขรุขระต่อความสูงของพื้นผิวแบบขรุขระ ( $p / e$ )
3. รูปร่างของพื้นผิวแบบต่างๆ (Shape of roughness element)

ในการแบ่งกลุ่มนั้น พื้นผิวที่มีค่าอัตราส่วนของ  $p / e$  และมุมที่ทำกับทิศทางการไหล  $\alpha$  ที่เท่ากันจะอยู่ในกลุ่มเดียวกัน และพื้นผิวที่มีอัตราส่วนของ  $e / D$  ต่างกันจะอยู่ในกลุ่มที่ต่างหากัน ตัวอย่างของการแบ่งกลุ่มพื้นผิวแบบขรุขระแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 ตัวอย่างการแบ่งกลุ่มของพื้นผิวขรุขระ

2.3.1.1 ความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานของพื้นผิวแบบขรุขระ

Nikuradse (1950) ได้เสนอ Law of wall similarity จากการศึกษาการไหลของของไหลผ่านผิวทรายหยาบ (Sand grain) ภายในท่อ พบว่าความเสียดทานจะมีความสัมพันธ์กับสัดส่วนของ  $e / D$  ดังสมการ

$$R(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2.5 \ln \frac{2e}{D} + E \tag{2.55}$$

โดยที่

$R(e^+)$  คือ ฟังก์ชันความเสียดทานของพื้นผิวแบบขรุขระ

$E$  คือ พารามิเตอร์ของรูปร่างที่ขึ้นอยู่กับรูปร่างของช่องการไหล โดย Nikuradse ได้เสนอว่าสำหรับการไหลในท่อกลมค่า  $E$  จะมีค่าเท่ากับ 3.75 สำหรับการไหลสี่เหลี่ยม Han เสนอว่า  $E$  มีค่าเท่ากับ 2.5

$e^+$  คือ เลขเรย์โนลด์ของพื้นผิวแบบขรุขระ คำนวณได้จาก



$$e^+ = \sqrt{\frac{f}{2}} \cdot \text{Re} \cdot \left( \frac{e}{D} \right) \quad (2.56)$$

$f$  คือ แฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลผ่านพื้นผิวแบบขรุขระ

Nikuradse ได้แบ่งช่วงการไหลของการไหลผ่านพื้นผิวแบบขรุขระด้วยค่า  $e^+$  ออกเป็นสามช่วงดังนี้

1. Hydraulically smooth flow  $0 < e^+ \leq 5$  ในช่วงนี้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของพื้นผิวแบบขรุขระจะมีค่าเท่ากับการไหลผ่านท่อผิวเรียบ เนื่องจากพื้นผิวแบบขรุขระจะอยู่ในระยะของชั้น Laminar sublayer

2. Transitional rough flow  $5 < e^+ \leq 70$  ในช่วงนี้พื้นผิวแบบขรุขระจะอยู่ในระดับเดียวกันกับความหนาของชั้น Laminar sublayer

3. Fully rough flow  $e^+ > 70$  ในช่วงนี้พื้นผิวแบบขรุขระจะอยู่เหนือขอบเขตของชั้น Laminar sublayer ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของพื้นผิวแบบขรุขระจะเป็นอิสระกับค่า  $e^+$

Dipprey และ Sabersky (1963) ได้นำ Law of wall similarity ที่นำเสนอโดย Nikuradse มาประยุกต์ใช้หาค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิของการไหลผ่านท่อที่มีผิวขรุขระ และนำเสนอความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนในเทอมของ  $g(e^+)$  ซึ่งพบว่าในช่วง Fully rough flow ฟังก์ชันของการถ่ายเทความร้อน  $g(e^+)$  จะขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์ของการไหลผ่านพื้นผิวขรุขระ  $e^+$  และเลขแพรนต์เทิลของของไหล

Webb (1971) ได้ขยายผลการศึกษาของ Nikuradse และ Dipprey กับ Sabersky ในการศึกษาพื้นผิวแบบริบ ที่มีอัตราส่วน  $p/e$  ในระหว่าง 10-40 พบว่าเมื่อค่าของเลขแพรนต์เทิลของของไหลคงที่ ค่า  $g(e^+)$  จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของพื้นผิวต่างๆ ดังนี้

$$g = g\left(\frac{e}{D}, \frac{p}{e}, \alpha, e^+, \frac{W}{H}, \text{rib shape}\right) \quad (2.57)$$

$$g(e^+) = \left[ \left( \frac{f}{2St} \right) - 1 \right] \cdot \sqrt{\frac{2}{f}} + R(e^+) \quad (2.58)$$

เมื่อ  $St$  คือ เลขสแตนต์ของการไหล โดยที่

$$St = \frac{h}{\rho u c_p} \quad (2.59)$$

เช่นเดียวกับฟังก์ชันการถ่ายเทความร้อน ค่าของฟังก์ชันความเสียดทานของพื้นผิวแบบขรุขระ ในช่วงการไหลแบบ Fully rough flow จะขึ้นอยู่กับสัดส่วนต่างๆ ของพื้นผิว

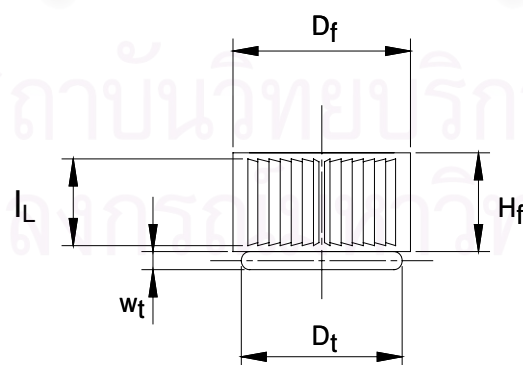
$$R = R(e/D, P/e, \alpha, e^+, W/H, \text{rib shape}) \quad (2.60)$$

การศึกษาทั้งหมดนี้ทำการทดลองกับกรณีที่ใช้ของไหลเพียงชนิดเดียวที่ไหลผ่านท่อที่หุ้มฉนวน และตั้งสมมติฐานว่าไม่มีการสูญเสียพลังงานกับสิ่งแวดล้อม

## 2.4 การคำนวณพื้นที่ของหม้อน้ำรถยนต์

รังผึ้งหม้อน้ำรถยนต์ส่วนใหญ่ จะเป็นแบบท่อแบนประกบอยู่กับครีบบางพับงอ (Corrugated fin) ซึ่งวิธีการหาคำนวณหาพื้นที่อยู่หลายวิธี โดยในงานวิจัยนี้จะอ้างอิงวิธีการหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจากบริษัท เทรดิคอน จำกัด มาทำการปรับปรุงในบางส่วน มีรายละเอียดดังนี้

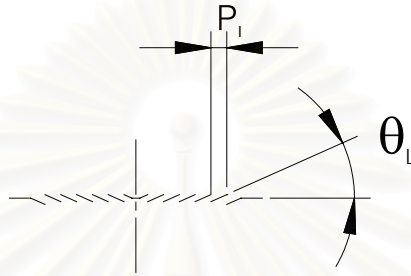
### 2.4.1 การคำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศ



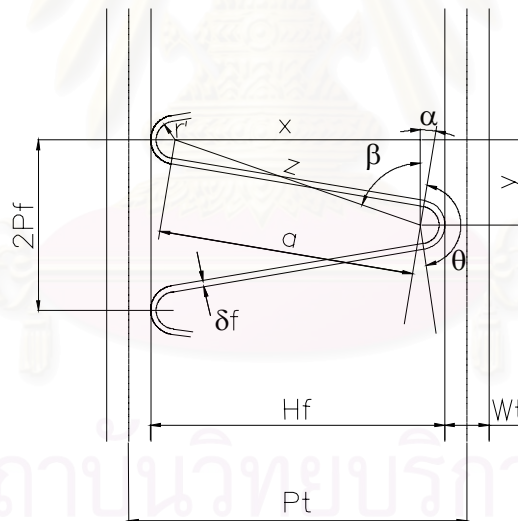
รูปที่ 2.10 ภาพวาดแสดงตัวแปร และลักษณะของครีบบางพับงอ



การคำนวณจะแยกเป็นหัวข้อ โดยทำการพิจารณาเป็นโมดูลเล็กๆ แล้วจึงนำค่าที่ได้จากการพิจารณาแบบโมดูลนี้ไปคิดรวมเป็นรังผึ้ง สำหรับครีบทัวแปรที่มีความสำคัญคือ ความยาวของครีบท่อหนึ่งโมดูล  $l_f$  ซึ่งแสดงในสมการที่ (2.69) เนื่องจากเป็นครีบบแบบพับงอ จึงต้องคิดส่วนโค้ง และมุมต่างๆ ของครีบท่อเพื่อให้ได้ค่าความยาวที่ถูกต้อง แล้วจึงนำค่านี้ไปคิดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของครีบทัวแปรที่สำคัญอีกสองตัวคือพื้นที่การไหลอิสระ และพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของด้านอากาศ



รูปที่ 2.11 ภาพวาดแสดงตัวแปรและลักษณะของครีบบแบบลูเวอร์



รูปที่ 2.12 ภาพวาดแสดงตัวแปรในโมดูลของรังผึ้ง

จากรูปที่ (2.10) (2.11) และ (2.12) จะกำหนดตัวแปรต่างๆ ดังนี้

$H$  คือ ความสูงของรังผึ้ง (มิลลิเมตร)

$W$  คือ ความกว้างของรังผึ้ง (มิลลิเมตร)

$D$  คือ ความหนาของรังผึ้ง (มิลลิเมตร)

$H_f$  คือ ความสูงของครีป (มิลลิเมตร)

$D_f$  คือ ความลึกของครีป (มิลลิเมตร)

$P_f$  คือ ระยะห่าง (Pitch) ระหว่างครีป (มิลลิเมตร)

$\delta_f$  คือ ความหนาของผิวครีป (มิลลิเมตร)

$\theta_L$  คือ มุมของลูเวอร์ที่ทำกับทิศทางการไหล (องศา)

$P_L$  คือ ระยะห่างระหว่างลูเวอร์ (มิลลิเมตร)

$L_L$  คือ ความยาวของลูเวอร์ในทิศตั้งฉากกับทิศทางการไหลของอากาศ (มิลลิเมตร)

$N_f$  คือ จำนวนครีปทั้งหมด

$N_m$  คือ จำนวนโมดูลต่อครีปหนึ่งแถว

$D_t$  คือ ความลึกของท่อ (มิลลิเมตร)

$W_t$  คือ ความกว้างของท่อ (มิลลิเมตร)

$L_t$  คือ ความยาวของท่อ (มิลลิเมตร)

$P_t$  คือ ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อถึงท่อ (มิลลิเมตร)

$N_t$  คือ จำนวนของท่อทั้งหมด

$\delta_t$  คือ ความหนาของผิวท่อ (มิลลิเมตร)

➤ รัศมีของครีป

$$r = r' + (\delta_f / 2) \quad (2.61)$$

➤ ระยะ  $x$  ของครีป

$$x = (P_t - W_t) - (2r' + \delta_f) \quad (2.62)$$

➤ ระยะ  $z$  ของครีป

$$z = \sqrt{x^2 + P_f^2} \quad (2.63)$$

➤ ระยะ  $a$  ของครีป

$$a = \sqrt{z^2 - (2r)^2} \quad (2.64)$$

- มุม  $\beta$  ของครีป

$$\beta = \cos^{-1}\left(\frac{y}{z}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{P_f}{z}\right) \quad (2.65)$$

- มุม  $\alpha$  ของครีป

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{2r}{z}\right) - \cos^{-1} \beta \quad (2.66)$$

- มุม  $\theta$  ของครีป

$$\theta = 180 - (2\alpha) \quad (2.67)$$

- ความยาวส่วนโค้งที่รองรับมุม  $\theta$  ของครีป

$$l_\theta = \pi r \left(\frac{\theta}{180}\right) \quad (2.68)$$

- ความยาวของครีปต่อหนึ่งโมดูล

$$l_f = 2(a + l_\theta) \quad (2.69)$$

- พื้นที่สัมผัสอากาศด้านหน้าต่อหนึ่งโมดูล (Frontal area per module)

$$A'_F = 2P_f \cdot P_t \quad (2.70)$$

- พื้นที่การไหลอิสระของอากาศต่อหนึ่งโมดูล (Air-side minimum free flow area per module)

$$A'_{ff,a} = A'_F - (W_t \times 2P_f) - (l_f \times \delta_f) \quad (2.71)$$

- พื้นที่ครีปต่อหนึ่งโมดูล (Fin area per module)

$$A'_f = 2l_f \times D_f \quad (2.72)$$

- พื้นที่ของท่อด้านนอกที่สัมผัสกับครีปต่อหนึ่งโมดูล

$$A'_{ff} = (D_t - W_t) \times 0.8 \times 2 \quad (2.73)$$

- พื้นที่ท่อด้านนอกที่สัมผัสกับอากาศต่อหนึ่งโมดูล

$$A'_{ta} = \left[ \left[ 2(D_t - W_t) + \frac{\pi W_t^2}{4} \right] \times (2P_f) \right] - A'_{ff} \quad (2.74)$$

- พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศต่อหนึ่งโมดูล

$$A'_a = A'_{ta} + A'_f \quad (2.75)$$

- จำนวนโมดูลทั้งหมดต่อครีบน้ำหนึ่งแถว

$$N_m = H/2P_f \quad (2.76)$$

- พื้นที่สัมผัสอากาศด้านหน้าของรังผึ้งทั้งหมด

$$A_f = H \times W \quad (2.77)$$

- พื้นที่การไหลอิสระของอากาศทั้งหมดของรังผึ้ง

$$A_{ff,a} = (A'_{ff,a} \times N_m) \times N_f \quad (2.78)$$

- พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศทั้งหมด (Total air-side heat transfer area)

$$A_a = (A'_a \times N_m \times N_t) + (A'_f \times N_m) \quad (2.79)$$

- พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศต่อปริมาตรของรังผึ้ง

$$\beta_a = \frac{A_a}{H \times W \times D} \quad (2.80)$$

- พื้นที่การไหลอิสระของอากาศต่อพื้นที่ด้านหน้าของรังผึ้ง

$$\sigma_a = \frac{A_{ff,a}}{A_f} \quad (2.81)$$

- เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีบน้ำ

$$D_{h,f} = \frac{4 \times A_{ff,a} \times D_f}{A_a} \quad (2.82)$$

### 2.4.2 การคำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำ

สมการที่ใช้คำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำต่อไปนี้จะนำไปใช้ได้กับกรณีที่มีหม้อน้ำเป็นแบบท่อหนึ่งแถวเท่านั้น หากจะนำไปประยุกต์ใช้กับหม้อน้ำที่มีท่อมากกว่าหนึ่งแถว จะต้องมีการปรับเปลี่ยนการคำนวณบางส่วน

- จำนวนท่อน้ำทั้งหมดของรังผึ้ง

$$N_t = (W - H_f) / P_t \quad (2.83)$$

- พื้นที่การไหลอิสระของน้ำต่อหนึ่งท่อ

$$A'_{ff.w} = [(D_t - W_t) \times (W_t - 2\delta_t)] + \frac{\pi(W_t - 2\delta_t)^2}{4} \quad (2.84)$$

- พื้นที่การไหลอิสระของน้ำทั้งหมด

$$A_{ff.w} = A'_{ff.w} \times N_t \quad (2.85)$$

- พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำหนึ่งท่อ

$$A'_w = [2(D_t - W_t)] + \pi(W_t - 2\delta_t) \times L_t \quad (2.86)$$

- พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำทั้งหมด

$$A_w = A'_w \times N_t \quad (2.87)$$

- เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อน้ำ

$$D_{h,t} = \frac{4 \times A_{ff.w} \times L_t}{A_w} \quad (2.88)$$

- พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำต่อปริมาตรของรังผึ้ง

$$\beta_w = \frac{A_w}{H \cdot W \cdot D} \quad (2.89)$$

## 2.5 การคำนวณค่าความดันลดของน้ำ

ค่าความดันลดของน้ำจากการทดลองประกอบไปด้วยค่าความดันลดต่างๆ ดังนี้

1. ความดันลดของน้ำที่ผ่านท่อทางเข้าและทางออกของระบบน้ำในชุดทดสอบ
2. ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อทางเข้าและทางออก (Inlet and outlet pipe) ของถังพักน้ำ
3. ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านถังพักน้ำตอนบนและตอนล่าง (Top and bottom tank)
4. ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อน้ำ (Tube) ในรังผึ้ง

ค่าความดันสถิตยของน้ำจะไม่นำมาพิจารณา เนื่องจากก่อนทำการทดลองทุกครั้งจะเปิดให้น้ำเข้าไปอยู่ภายในระบบจนเต็ม หลังจากนั้นจะทำการปรับเทียบศูนย์ (Zero adjust) สำหรับอุปกรณ์วัดค่าความดันลดของน้ำ เพื่อลดการพิจารณาค่าความดันสถิตยที่เกิดจากผลต่างของตำแหน่งจุดวัดค่าความดันลดของน้ำที่ทางเข้าและทางออก

### 2.5.1 ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อน้ำทางเข้าและทางออกในชุดทดสอบ

จากสภาวะการทดสอบต่างๆ รูปแบบการไหลของน้ำที่ไหลผ่านท่อทางเข้าและทางออกของระบบการทดสอบจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน โดยคำนวณได้จากเลขเรย์โนลด์

$$Re_{w, pipe} = \frac{D_{pipe} V_w A_{c, pipe} \rho_w}{\mu_w} \quad (2.90)$$

โดยค่าคุณสมบัติทางกายภาพของน้ำจะคำนวณโดยอ้างอิงกับคุณสมบัติของน้ำบริเวณทางเข้าสำหรับท่อน้ำตอนบน และอ้างอิงกับคุณสมบัติทางออกของน้ำสำหรับท่อน้ำตอนล่าง

Petukhov (1970) ได้เสนอสมการสำหรับคำนวณค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลภายในท่อ ที่มีกรไหลเป็นการไหลแบบปั่นป่วนคือ

$$f = (0.790 \ln(Re_D) - 1.64)^{-2} \quad (2.91)$$

โดยจะใช้กับช่วงการไหลของของไหลในช่วง

$$3,000 < Re_D < 5 \times 10^6$$



ความสัมพันธ์ของค่าความดันลดกับค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลในท่อหาได้จาก

$$f_{w,pipe} = \frac{\Delta P_{w,pipe}}{\rho_w u_{w,pipe}^2 / 2} \cdot \frac{D_{pipe}}{4L_{pipe}} \quad (2.92)$$

ดังนั้นค่าความดันลดของท่อในถังพักน้ำจึงหาได้จาก

$$\Delta P_{w,pipe} = \left( \frac{\rho_w u_{w,pipe}^2}{2} \right) \cdot \left( \frac{4f_{w,pipe} L_{pipe}}{D_{pipe}} \right) \quad (2.93)$$

### 2.5.2 ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อทางเข้าและทางออกของถังพักน้ำ

ใช้หลักการเดียวกับหัวข้อที่ 2.5.1 โดยค่าคุณสมบัติทางกายภาพของน้ำจะคำนวณโดยอ้างอิงกับคุณสมบัติของน้ำบริเวณทางเข้าสำหรับท่อน้ำและถังพักน้ำตอนบน และอ้างอิงกับคุณสมบัติทางออกของน้ำสำหรับท่อน้ำและถังพักน้ำตอนล่าง

### 2.5.3 ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านถังพักน้ำตอนบน และตอนล่าง

การหาค่าความดันลดของถังพักน้ำทำได้ยาก เนื่องจากรูปทรงของถังพักน้ำไม่ได้เป็นทรงสมมาตร ดังแสดงในรูปที่ 2.13 และ 2.14 ในการประมาณค่าความดันลดที่เกิดจากแรงเสียดทานภายในถังพักน้ำนั้น จึงตั้งสมมติฐานว่าถังพักน้ำเป็นทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่มีความกว้าง และยาวตามขนาดของถังพักน้ำจริง และความสูงของถังพักน้ำตอนบนกับตอนล่างมีค่าเท่ากัน ความสูงจะคำนวณจากปริมาตรภายในของถังพักน้ำตอนบนรวมตอนล่าง โดยค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะหาจากสมการ (2.92) ซึ่งจะใช้ค่า  $Re_D$  ที่อ้างอิงกับเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของถังพักน้ำ โดยที่

$$D_{h,tan k} = \frac{4A_{c,tan k}}{P_{tan k}} \quad (2.94)$$

โดยที่

$$A_{c,tan k} = D_{tan k} \times H_{tan k} \quad (2.95)$$

$$P_{\tan k} = 2 \cdot (D_{\tan k} + H_{\tan k}) \quad (2.96)$$

$P_{\tan k}$  คือ ความยาวรอบรูปพื้นที่หน้าตัดสมมติของถังพักน้ำ

$D_{\tan k}$  คือ ความลึกของถังพักน้ำ มีค่าเท่ากับทั้งถังพักน้ำตอนบน และล่างเท่ากับ 30.2 มิลลิเมตร

$H_{\tan k}$  คือ ความสูงของถังพักน้ำสมมติจากการคำนวณ มีค่าเท่ากับทั้งถังน้ำตอนบน และล่าง

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของถังพักน้ำหาได้จาก

$$f_{w, \tan k} = (0.790 \ln(\text{Re}_{D_{h, \tan k}}) - 1.64)^{-2} \quad (2.97)$$

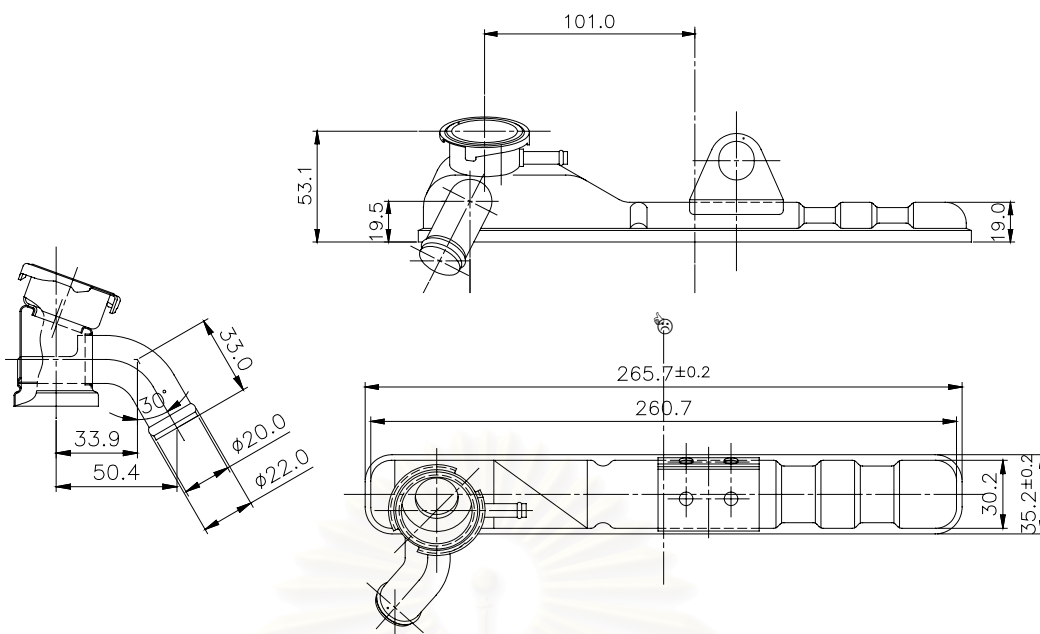
ค่าคุณสมบัติต่างๆ ของน้ำจะถูกระบุประมาณที่อุณหภูมิน้ำขาเข้า สำหรับถังพักน้ำตอนบน และประมาณค่าที่อุณหภูมิน้ำขาออก สำหรับถังพักน้ำตอนล่าง  
ค่าความดันลดของถังพักน้ำหาได้จาก

$$\Delta P_{w, \tan k} = \left( \frac{\rho_w u_{w, \tan k}^2}{2} \right) \cdot \left( \frac{4f_{w, \tan k} W_{\tan k}}{D_{h, \tan k}} \right) \quad (2.98)$$

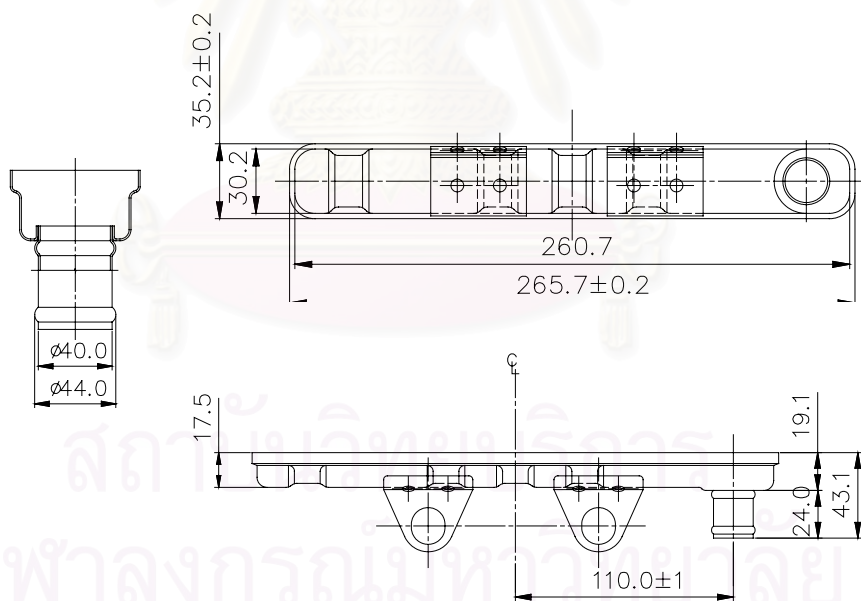
$W_{\tan k}$  คือ ความกว้างของถังพักน้ำ มีค่าเท่ากับทั้งถังพักน้ำตอนบนและล่างเท่ากับ 260.7 มิลลิเมตร

ค่าความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านถังพักน้ำ  $u_{w, \tan k}$  จะอ้างอิงกับเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของถังพักน้ำในสมการที่ (2.94)

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2.13 ภาพวาดแสดงขนาดของท่อน้ำและถังพักน้ำตอนบน



รูปที่ 2.14 ภาพวาดแสดงขนาดของท่อน้ำและถังพักน้ำตอนล่าง

## 2.5.4 ความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อในรังผึ้ง

ความดันลดของน้ำในท่อของรังผึ้งจะประมาณค่าได้โดยนำค่าความดันลดของถังพักน้ำ ท่อ น้ำของถังพักน้ำ และท่อในในระบบของชุดทดสอบมาลบออกจากค่าความดันลดของน้ำที่ได้จากการทดลอง ดังสมการ

$$\Delta P_{w,tube} = \Delta P_w - (\Delta P_{w,pipe} + \Delta P_{w,tank})_{top\ tan\ k} - (\Delta P_{w,pipe} + \Delta P_{w,tank})_{bottom\ tan\ k} - (\Delta P_{w,inlet\ pipe} + \Delta P_{w,outlet\ pipe})_{testing\ system} \quad (2.99)$$

นำค่า  $\Delta P_{w,tube}$  มาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของน้ำภายในท่อ ( $f_w$ ) จากสมการ

$$\Delta P_{w,tube} = \frac{\rho_{w,avg} \cdot u_w^2}{2} \left( f_w \frac{A_w}{A_{ff,w}} + (K_c + K_e) \right) \quad (2.100)$$

$\rho_{w,avg}$  คือ ค่าความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำที่ทางเข้า และทางออก

$u_w$  คือ ค่าความเร็วของน้ำที่อ้างอิงกับพื้นที่การไหลอิสระของน้ำทั้งหมด ( $A_{ff,w}$ )

$K_c$  คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการลดขนาดของพื้นที่หน้าตัดของการไหล

$K_e$  คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการขยายขนาดของพื้นที่หน้าตัดของการไหล

Farrell, Wert และ Webb (1991) ได้ประมาณค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการลด และขยายขนาดของพื้นที่หน้าตัด (Expansion and contraction loss coefficient) ของของไหลที่ไหลในท่อ ในช่วงการไหล  $Re_{Dh} \geq 2,000$  ดังนี้

$$K_c + K_e = 1.4 \quad (2.101)$$

## 2.6 การคำนวณค่าการระบายความร้อนของหม้อน้ำ

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ สามารถหาได้เมื่อทราบอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของของไหลที่สภาวะการทดสอบต่างๆ แต่การแปลงข้อมูลจากการทดสอบให้อยู่ในรูปของตัวแปรไร้หน่วย เพื่อนำมาใช้วิเคราะห์ประสิทธิภาพ จำเป็นต้องทราบตัวแปรพื้น

ฐานที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน ซึ่งในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำด้วยการใช้ความสัมพันธ์ของ  $\varepsilon - NTU$

### 2.6.1 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำ

เมื่อทราบค่าผลต่างของอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของน้ำ จะสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำจาก

$$Q_w = m_w c_{p,w} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (2.102)$$

หรือ

$$Q_w = V_w \rho_{w,avg} c_{p,w} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (2.103)$$

การประมาณค่าคุณสมบัติทางกายภาพต่างๆ จะประมาณค่าจากคุณสมบัติเฉลี่ยของน้ำที่ทางเข้า และทางออก ดูรายละเอียดได้ในภาคผนวก ก.

### 2.6.2 การประมาณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

จากที่ได้กล่าวมาแล้วถึงการถ่ายเทความร้อนแบบรวมในหัวข้อ 2.2.3 จะพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) มีความสำคัญ และเหมาะกับการวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความซับซ้อนของพื้นผิวการถ่ายเทความร้อน และกลไกการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถหาได้โดยอาศัยความสัมพันธ์ของ  $\varepsilon - NTU$

จากนิยามของประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger effectiveness) คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \quad (2.104)$$

เมื่อ  $C_c < C_h$

$$Q_{\max} = C_c (t_{h1} - t_{c1}) \quad (2.105)$$

เมื่อ  $C_c > C_h$

$$Q_{\max} = C_h (t_{h1} - t_{c1}) \quad (2.106)$$

หรือเขียนได้ในรูปอย่างง่ายคือ

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot ITD \quad (2.107)$$

$Q_{\max}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$C_c$  คือ อัตราความจุความร้อนของของไหลเย็น =  $m_c c_{p,c}$  (จูลล์/กิโลกรัม\*เคลวิน)

$C_h$  คือ อัตราความจุความร้อนของของไหลร้อน =  $m_h c_{p,h}$  (จูลล์/กิโลกรัม\*เคลวิน)

$ITD$  คือ ผลต่างอุณหภูมิทางเข้าของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนกันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Kays และ London (1984) ได้นำเสนอ ความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน (Number of transfer unit) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลตั้งฉาก และไม่เกิดการผสมกัน (Cross flow both fluids unmixed) ดังนี้

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C^*} \right) (NTU)^{0.22} \left\{ \exp \left[ -C^* (NTU)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (2.108)$$

เมื่อ

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.109)$$

จำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อนนี้ ถูกนิยามให้เป็นอัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนรวม ต่ออัตราความจุความร้อนของของไหลที่มีค่าน้อย

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.110)$$



เมื่อทราบค่า  $NTU$  จากการลองผิดลองถูก (Trial and error) ด้วยสมการ (2.108) จะนำมาหาค่า  $UA$  เพื่อใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำจากสมการที่ (2.46) โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศหาได้จากความสัมพันธ์ที่กล่าวในหัวข้อถัดไป

### 2.6.3 ความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนของครีบบลูเวอร์

นอกจากการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานของของไหลด้วยทฤษฎีพื้นฐานดังที่ได้กล่าวไว้แล้วนั้น ในระบบที่มีความเฉพาะเจาะจงและมีความซับซ้อน การวิเคราะห์ปัญหาด้วยทฤษฎีพื้นฐานนั้นจะทำได้ยาก และอาจทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนได้มาก ดังนั้นจึงได้มีการทำการศึกษาทดลอง และเก็บรวบรวมข้อมูลจำนวนมาก มารวมเข้ากับการวิเคราะห์ด้วยทฤษฎีพื้นฐาน แล้วนำเสนอในรูปแบบของความสัมพันธ์กึ่งการทดลอง (Semi-empirical correlation) เพื่อนำมาใช้วิเคราะห์ระบบที่มีความเฉพาะเจาะจง เช่นการถ่ายเทความร้อนของครีบบลูเวอร์

Chang และ Wang (1997) ได้นำเสนอความสัมพันธ์กึ่งการทดลอง ที่รวบรวมข้อมูลจากการทดลองต่างๆ 91 ชุดการทดลองของครีบบลูเวอร์ที่มีลักษณะแตกต่างกัน มาใช้ในการประมาณค่าแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์ตไว้ดังนี้

$$j = \text{Re}_{PL}^{-0.49} \cdot \left(\frac{\theta_L}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{P_f}{P_L}\right)^{-0.14} \left(\frac{H_f}{P_L}\right)^{-0.29} \left(\frac{D_t}{P_L}\right)^{-0.23} \left(\frac{l_L}{P_L}\right)^{0.68} \left(\frac{P_t}{P_L}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{P_L}\right)^{-0.05} \quad (2.111)$$

โดยที่

$$\text{Re}_{PL} = \frac{P_L \cdot u_a \cdot \rho_a}{\mu_a} \quad (2.112)$$

$\text{Re}_{PL}$  คือ เลขเรย์โนลด์ของการไหลของอากาศผ่านครีบบลูเวอร์ที่อ้างอิงกับระยะห่างของลูเวอร์

$u_a$  คือ ความเร็วของอากาศที่อ้างอิงกับพื้นที่การไหลอิสระของรังผึ้ง

สมการนี้สามารถใช้ได้กับอากาศที่ไหลอยู่ในช่วง

$$100 < \text{Re}_{PL} < 3,000$$

## 2.7 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน

การเปรียบเทียบการระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้หลายวิธี ทั้งการเปรียบเทียบปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทำการทดลองโดยตรง หรือจากการแปลงข้อมูลขั้นต้นให้อยู่ในเทอมไร้หน่วยต่างๆ ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการเปรียบเทียบด้วยกลุ่มเทอมไร้หน่วย ซึ่งมีอยู่ 2 วิธีดังนี้

### 2.7.1 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้วยวิธี Area goodness factor

London (1964) ได้นำเสนอการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี Area goodness factor ซึ่งจะบอกถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่อพลังงานจากความเสียหายที่สูญเสียไป โดยวิเคราะห์จากอัตราส่วนของค่า แฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์ต ( $j$ ) ต่อ แฟกเตอร์ความเสียหาย ( $f$ ) โดยจะนำมาวิเคราะห์ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ของการไหลต่างๆ กัน เมื่อพิจารณาที่ค่าเลขเรย์โนลด์ค่าหนึ่งๆ พื้นผิวที่ให้ค่า  $j/f$  มากที่สุด จะให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยความดันลดที่ดีที่สุด

ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของพื้นผิวแบบต่างๆ กับพื้นผิวเรียบด้วยวิธีนี้อาจจะแสดงในเทอมของอัตราส่วนที่เทียบกับพื้นผิวเรียบดังสมการ

$$\eta = \frac{j/j_s}{f/f_s} \quad (2.113)$$

โดยที่ค่า  $\eta$  ของพื้นผิวเรียบจะมีค่าเท่ากับ 1 ถ้าพื้นผิวที่นำมาเปรียบเทียบมีค่า  $\eta$  ที่มากกว่า 1 แสดงว่าพื้นผิวนั้นให้การถ่ายเทความร้อนต่อความดันลดจากแรงเสียดทาน ที่ดีกว่าพื้นผิวเรียบ

## 2.7.2 การเปรียบเทียบด้วยวิธี Volume goodness factor

London และ Ferguson (1949) ได้นำเสนอวิธีการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ด้วยความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน  $h_w$  และค่ากำลังการส่งจ่ายของไหล (Fluid pumping power) เมื่อเปรียบเทียบที่ค่า  $E_w$  มีค่าเท่ากัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ค่า  $h_w$  ที่สูงกว่าจะมีประสิทธิภาพที่ดีกว่า

จากนิยามของแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์น นำมาจัดรูปสมการใหม่

$$h_w = \frac{j_w \text{Re}_w k_w \text{Pr}^{1/3}}{D_{h,t}} \quad (2.114)$$

จัดสมการที่ (2.114) ให้อยู่ในเทอมของปริมาตรของรังผึ้งด้วยเทอม  $\beta_w$

$$h_w \beta_w = h_w \frac{A_w}{V_c} = \frac{j_w \text{Re}_w k_w \text{Pr}^{1/3} \beta_w}{D_{h,t}} \quad (2.115)$$

เมื่อ  $V_c$  คือ ปริมาตรของรังผึ้ง (ลูกบาศก์เมตร)

$h_w \beta_w$  คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนของของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของหม้อน้ำ (กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร\*เคลวิน)

$$E_w = \frac{f A_w G_w^3}{2 \rho_w^2} \quad (2.116)$$

เมื่อ  $E_w$  คือ ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหล (Fluid pumping power), (วัตต์)

จัดสมการที่ (2.116) ให้อยู่ในเทอมของปริมาตรของรังผึ้งได้ดังนี้

$$E_w \beta_w = E_w \cdot \left( \frac{A_w}{V_c} \right) = \left( \frac{f A_w G_w^3}{2 \rho_w^2} \right) \cdot \left( \frac{A_w}{A_{ff,w} L_t} \right) \quad (2.117)$$

$$\frac{E_w}{V_c} = \frac{2fG_w^3}{D_{h,t} \rho_w^2} \quad (2.118)$$

เมื่อ  $E_w / V_c$  คือ ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร)

## 2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Wei-Mon Yan และ Pay-Jen Sheen (2000) ทำการศึกษาประสิทธิภาพของพื้นผิว ด้านที่สัมผัสกับอากาศด้วยวิธีต่างๆ และใช้การเปรียบเทียบด้วยวิธี Area goodness factor และ Volume goodness factor ของช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 300-2000 จากตัวอย่างทั้ง 36 ตัวอย่างของ พื้นผิวทั้ง 3 รูปแบบพบว่า ครีบบนแบบลูเวอร์จะให้ประสิทธิภาพดีกว่าครีบบนแบบแผ่นเรียบ (Plate fin) และ ครีบบนแบบลูกคลื่น (Wavy fin)

Davenport (1983) ได้ทำการทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อน และความสัมพัทธ์ของความเสียหายของอากาศที่ไหลผ่านครีบบนแบบลูเวอร์ และไหลนอกท่อแบนของ เครื่องแลกเปลี่ยนแบบครีบบนและท่อ ร้อยละ 95 ของข้อมูลที่ได้จากการคำนวณเมื่อใช้ความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนที่พัฒนาขึ้น จะอยู่ในช่วงความเบี่ยงเบนไปจากการทดลอง  $\pm 6\%$  และร้อยละ 95 ของข้อมูลที่ได้จากการคำนวณเมื่อใช้ความสัมพันธ์ของความเสียหายที่พัฒนาขึ้นจะอยู่ในช่วง เปอร์เซ็นต์ความเบี่ยงเบนจากข้อมูลการทดลอง  $\pm 10\%$

Chang และ Wang (1997) ได้สร้างความสัมพันธ์ทั่วไปของการถ่ายเทความร้อน (Generalized heat transfer correlation) ของอากาศที่ไหลผ่านครีบบนแบบลูเวอร์ และไหลนอกท่อแบน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบนและท่อ โดยรวบรวมข้อมูลจากงานวิจัยต่างๆ ซึ่งความสัมพันธ์ นี้สามารถใช้ได้กับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ท่อทำจากทองเหลือง และอลูมิเนียม ครีบบนทำจาก ทองแดงและอลูมิเนียม โดยร้อยละ 89.3 ของข้อมูลที่ได้จากการคำนวณเมื่อใช้ความสัมพันธ์ของการ ถ่ายเทความร้อนที่พัฒนาขึ้น จะอยู่ในช่วงเปอร์เซ็นต์ความเบี่ยงเบนไปจากข้อมูลที่ได้จากการทดลอง  $\pm 15\%$

Y.J. Chang, C.C.Wang และคณะ (1995) ทำการศึกษาประสิทธิภาพการถ่ายเท ความร้อนของอากาศของเครื่องควบแน่น (Condenser) ที่มีท่อแบบกลม และท่อแบบแบน โดยการใช้การ เปรียบเทียบด้วยวิธี Area goodness factor และ Volume goodness factor พบว่าท่อแบบแบนให้ ประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ดีกว่า และยังให้ค่าความดันตกที่น้อยกว่าท่อแบบกลมด้วย

C.-O. Olsson และ B. Sunden ทำการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของท่อสำหรับหม้อน้ำรถยนต์ที่แตกต่างกัน 10 รูปแบบ โดยช่วงของเลขเรย์โนลด์์ที่ทำการศึกษาจะอยู่ในช่วง 500-6000 จากการนำวิธี Area goodness factor และ Volume goodness factor มาเปรียบเทียบพบว่าท่อแบบริบขนานให้ประสิทธิภาพที่ดีกว่าท่อแบบดิมเปิล และท่อแบบเรียบ

Han (1984) ได้สร้างความสัมพันธ์ของความเสียดทาน และความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลของของไหลระหว่างแผ่นโลหะสองแผ่น ซึ่งมีพื้นผิวแบบริบที่ต่อเนื่อง (Repeated rib) จากความสัมพันธ์ของความเสียดทานและความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนของของไหลที่ไหลภายในท่อแบบริบต่อเนื่องของ Webb และคณะ (1971) และทำการทดลองที่ใช้อากาศเป็นของไหลเพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณ พบว่าการคำนวณโดยใช้ความสัมพันธ์ที่ได้พัฒนาขึ้นมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองมาก

Y.-J. Hong และ S.-S. Hsieh (1993) ทำการศึกษา Local heat transfer coefficient และแฟกเตอร์ความเสียดทานของริบบนขนานที่อยู่ในแนวเดียวกัน และเอียงกันของผนังของการไหลด้านบนและล่าง ในช่วงเลขเรย์โนลด์์ 13,000-130,000 ผ่านช่องสี่เหลี่ยมที่มีค่าความสูงต่อความกว้างต่างกัน พบว่าในช่องการไหลแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส ค่าความเสียดทานของริบที่อยู่ในแนวเดียวกันจะสูงกว่าแบบเอียงกัน แต่สำหรับช่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าความเสียดทานของริบที่อยู่ในแนวเดียวกันจะต่ำกว่าริบที่อยู่เอียงกัน สำหรับค่า Local heat transfer coefficient นั้นริบบนแนวเดียวกันจะให้ค่าที่ดีกว่าริบบนขนานกัน ทั้งในช่องการไหลแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส และสี่เหลี่ยมผืนผ้า แต่เมื่อเลขเรย์โนลด์์มีค่าสูงขึ้นผลแนวการเรียงของริบจะมีผลกับค่า Local heat transfer coefficient น้อยมากจนแทบจะไม่แตกต่าง

T.-M. Liou, C.-C.-Chen, T.-W.Tsai (2000) ศึกษาค่า Local Nusselt distributions ของการไหลในช่องการไหลสี่เหลี่ยมที่มี Vortex generator 12 รูปแบบที่ต่างกัน พบว่าริบรูปตัววี ที่ทำมุม  $45^\circ$  กับทิศทางการไหลในช่วงเลขเรย์โนลด์์ 12,000 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นมากที่สุด เมื่ออัตราการไหล และ Pumping power มีค่าคงที่ และพบว่าเมื่อนำริบรูปตัววีมาต่อเรียงกันเป็นแถวในช่องการไหล จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าการใช้ริบเพียงตัวเดียว

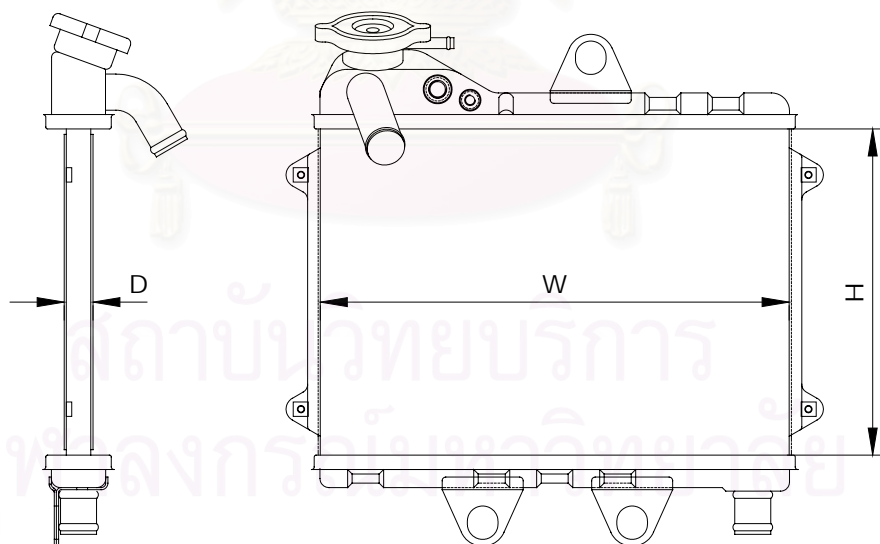
### บทที่ 3

#### การทดลอง

บทนี้จะกล่าวถึง หม้อน้ำตัวอย่างที่ใช้ในการทดลอง อุปกรณ์การทดสอบ และอุปกรณ์การตรวจวัดค่า สภาวะการทดลองที่ใช้ในการศึกษาซึ่งอ้างอิงกับสภาวะที่โรงงานผลิตหม้อน้ำรถยนต์ทำการทดสอบอยู่จริง และผลการทดลองจากการทดสอบหม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมด

#### 3.1 หม้อน้ำตัวอย่างสำหรับการทดสอบ

การศึกษาวิจัยนี้จะใช้หม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมด 7 ใบ โดยหม้อน้ำทั้ง 7 ใบนี้จะมีขนาดเท่ากัน คือมีขนาด ความสูง X ความกว้าง X ความหนา ( $H \times W \times D$ ) ของรังผึ้งเท่ากับ 181 X 260.4 X 16 มิลลิเมตร (ดูรูปที่ 3.1 ประกอบ) ซึ่งมีปริมาตรของรังผึ้งเท่ากับ  $7.54 \times 10^{-4}$  ลูกบาศก์เมตร ขนาดของถังพักน้ำและท่อน้ำของถังพักน้ำของหม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมดจะมีขนาดเท่ากัน (ดูรูปที่ 2.12 และ 2.13 ประกอบ) รายละเอียดต่างๆ ของหม้อน้ำตัวอย่างจะมีดังนี้



รูปที่ 3.1 ภาพวาดแสดงตัวแปรของขนาดของหม้อน้ำตัวอย่าง

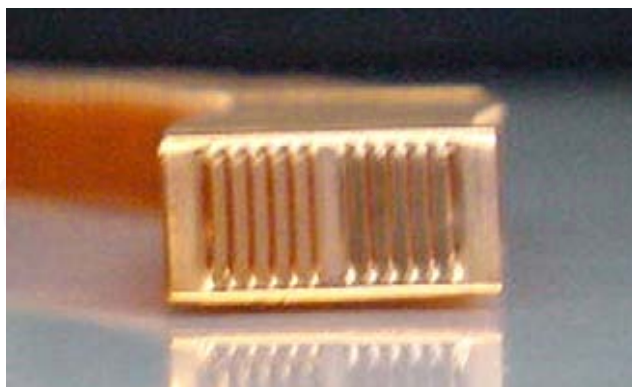


### 3.1.1 ครีป (Fin)

จะใช้ครีปทองแดงแบบลูเวอร์ ซึ่งมีลักษณะเป็นบานเกล็ดเรียงซ้อนกัน ซึ่งแสดงรายละเอียดไว้ในตารางที่ 3.1 โดยลักษณะของพื้นผิวและตัวแปรต่างๆ ดูรายละเอียดได้จากรูปที่ 2.9, 2.10 และ 2.11

ตารางที่ 3.1 ลักษณะของพื้นผิว และคุณสมบัติของครีปลูเวอร์สำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง

ลำดับ	หัวข้อ	สัญลักษณ์	ขนาด	(หน่วย)
1	ความสูงของครีป	$H_f$	8.2	มิลลิเมตร
2	ความลึกของครีป	$D_f$	16	มิลลิเมตร
3	ความหนาของผิวครีป	$\delta_f$	0.045	มิลลิเมตร
4	ระยะห่างระหว่างครีป	$P_f$	1.0	มิลลิเมตร
5	จำนวนครีปทั้งหมด	$N_f$	27	แถว
6	จำนวนยอดครีปทั้งหมดต่อครีปหนึ่งแถว	$N_c$	90	ยอด
7	ระยะห่างระหว่างลูเวอร์	$P_L$	0.9	มิลลิเมตร
8	มุมของลูเวอร์ที่ทำการไหลของอากาศ	$\theta_L$	24	องศา
9	ความยาวของลูเวอร์ในทิศตั้งฉากกับการไหลของอากาศ	$l_L$	7.2	มิลลิเมตร
10	ค่าการนำความร้อนของครีป	$k_f$	395	วัตต์/เมตร*เคลวิน



รูปที่ 3.2 ครีปทองแดงแบบลูเวอร์ของหม้อน้ำตัวอย่าง

### 3.1.2 ท่อ (Tube) สำหรับรังผึ้ง

ท่อน้ำของรังผึ้งทำจากทองเหลืองที่มีตะกั่วอบผิวบางๆ เพื่อเป็นตัวประสานระหว่างท่อน้ำกับคริสตลูเวอร์ ลักษณะของพื้นผิวด้านในของท่อของหม้อน้ำตัวอย่างจะมีความแตกต่างกันดังนี้ (ดูรูปที่ 3.3 และ 3.4 ประกอบ)

1. พื้นผิวท่อแบบผิวเรียบ (Smooth tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น STR
2. พื้นผิวท่อแบบดิมเบิล (Dimple tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น DTR
3. พื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววี ที่เอียงกัน ( $45^\circ$  V-shape staggered rib roughened tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น VSR
4. พื้นผิวท่อแบบริบขนาน ที่ขึ้นตรงในแนวเดียวกัน ( $45^\circ$  parallel in-line rib roughened tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น PIR
5. พื้นผิวท่อแบบริบขนาน ที่เอียงกัน ( $45^\circ$  parallel staggered rib roughened tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น PSR
6. พื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววีแยกกลาง ที่ขึ้นตรงในแนวเดียวกัน ( $45^\circ$  broken V-shaped in-line rib roughened tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น BIR
7. พื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววีแยกกลาง ที่เอียงกัน ( $45^\circ$  broken V-shaped staggered rib roughened tube) กำหนดสัญลักษณ์แทนหม้อน้ำตัวอย่างนี้เป็น BSR

ลักษณะของพื้นผิว และคุณสมบัติต่างๆ ของท่อมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ลักษณะพื้นผิวและคุณสมบัติของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง

ลำดับ	หัวข้อ	สัญลักษณ์	ขนาด	(หน่วย)
1	ความลึกของท่อ	$D_t$	14.5	มิลลิเมตร
2	ความกว้างของท่อ	$W_t$	1.5	มิลลิเมตร
3	ความหนาของผิวท่อ	$\delta_t$	0.11	มิลลิเมตร
4	ความยาวของท่อ	$L_t$	203	มิลลิเมตร
5	ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อถึงท่อ	$P_t$	9.7	มิลลิเมตร
6	จำนวนท่อทั้งหมด	$N_t$	26	ท่อ
7	ค่าการนำความร้อนของท่อ	$k_t$	110	วัตต์/เมตร*เคลวิน



รูปที่ 3.3 ผิวด้านนอกของท่อที่ทำการศึกษา

- (1) พื้นผิวด้านนอกของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง STR
- (2) พื้นผิวด้านนอกของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง DTR
- (3) พื้นผิวด้านนอกของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง BIR และ BSR
- (4) พื้นผิวด้านนอกของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง VSR
- (5) พื้นผิวด้านนอกของท่อสำหรับหม้อน้ำตัวอย่าง PIR และ PSR

ขนาดและสัดส่วนต่างๆ ของพื้นผิวแบบขรุขระบนผิวด้านในของท่อ แสดงรายละเอียดในตารางที่ 3.3 และรูปที่ 3.4 จากที่กล่าวรายละเอียดในหัวข้อที่ 2.3.1.1 พบว่าค่าฟังก์ชันของความเสียดทาน และฟังก์ชันการถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวแบบขรุขระจะขึ้นกับค่าอัตราส่วนของพื้นผิวต่างๆ การศึกษานี้จึงทำการควบคุมให้ค่าสัดส่วนต่างๆ มีค่าคงที่ เพื่อดูอิทธิพลของรูปร่างของพื้นผิวเพียงอย่างเดียว

ตารางที่ 3.3 ขนาดและอัตราส่วนของพื้นผิวต่างๆ ของพื้นผิวแบบขรุขระ (หน่วยเป็นมิลลิเมตร)

พื้นผิว	ท่อ	พื้นผิวขรุขระ								
		$W/H$	$p_r$	$e$	$W_r$	$l_r$	$\theta_r$	$p_r/e$	$e/D_{h,i}$	$W_r/e$
เรียบ		11.156	7.44	0.26	2.40	10	45°	28.85	0.11	9.23
ดิมเปิล		11.156	7.44	0.34	2.00	8	43	21.88	0.14	5.88

โดยที่  $P_r$  คือ ระยะห่างระหว่างพื้นผิวแบบขรุขระ

$P_s$  คือ ระยะห่างของพื้นผิวขรุขระที่เอียงกันของผนังท่อด้านตรงกันข้าม

$e$  คือ ความสูงของพื้นผิวแบบขรุขระ

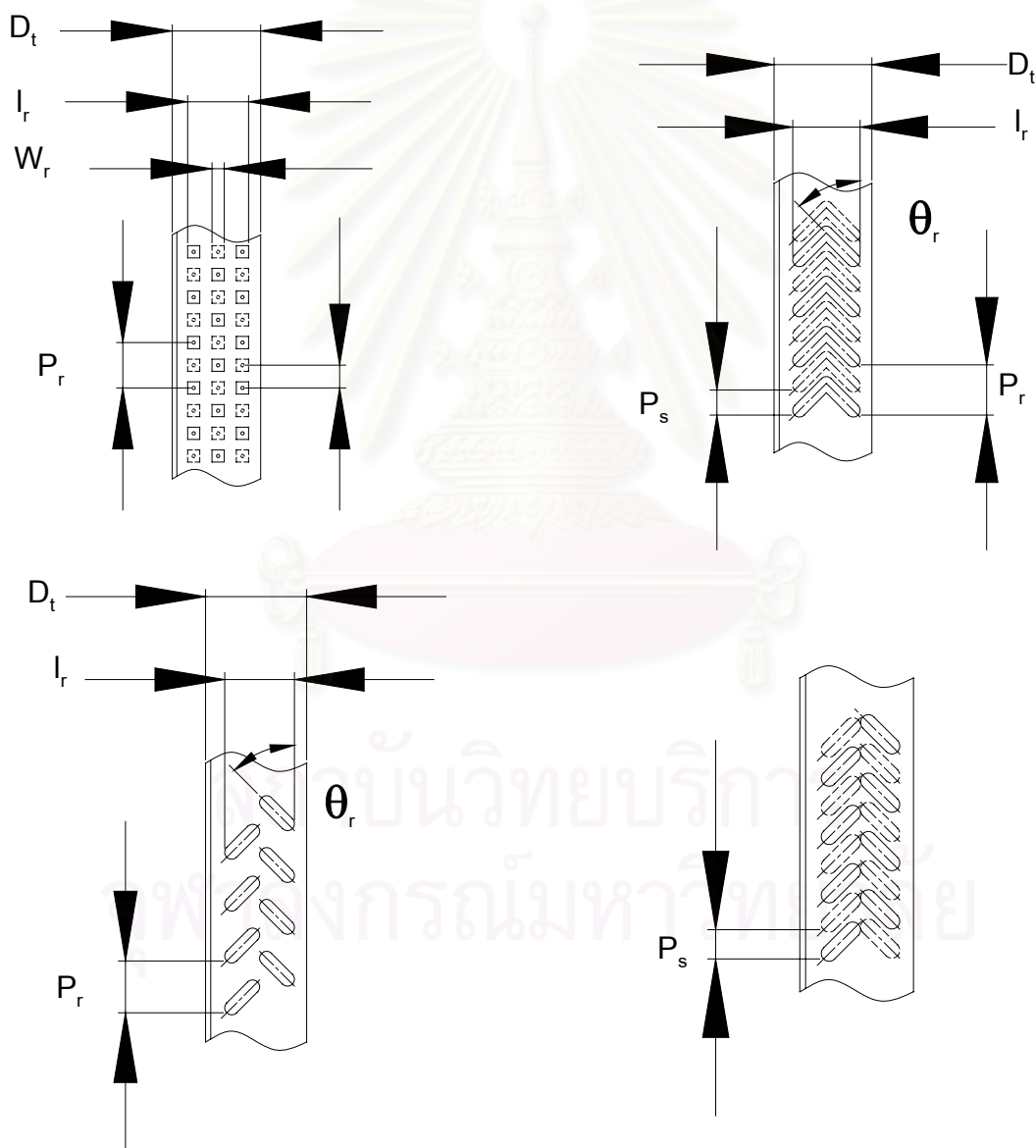
$W_r$  คือ ความกว้างพื้นผิวขรุขระ

$W_{r,t}$  คือ ความกว้างของยอดของพื้นผิวแบบขรุขระ

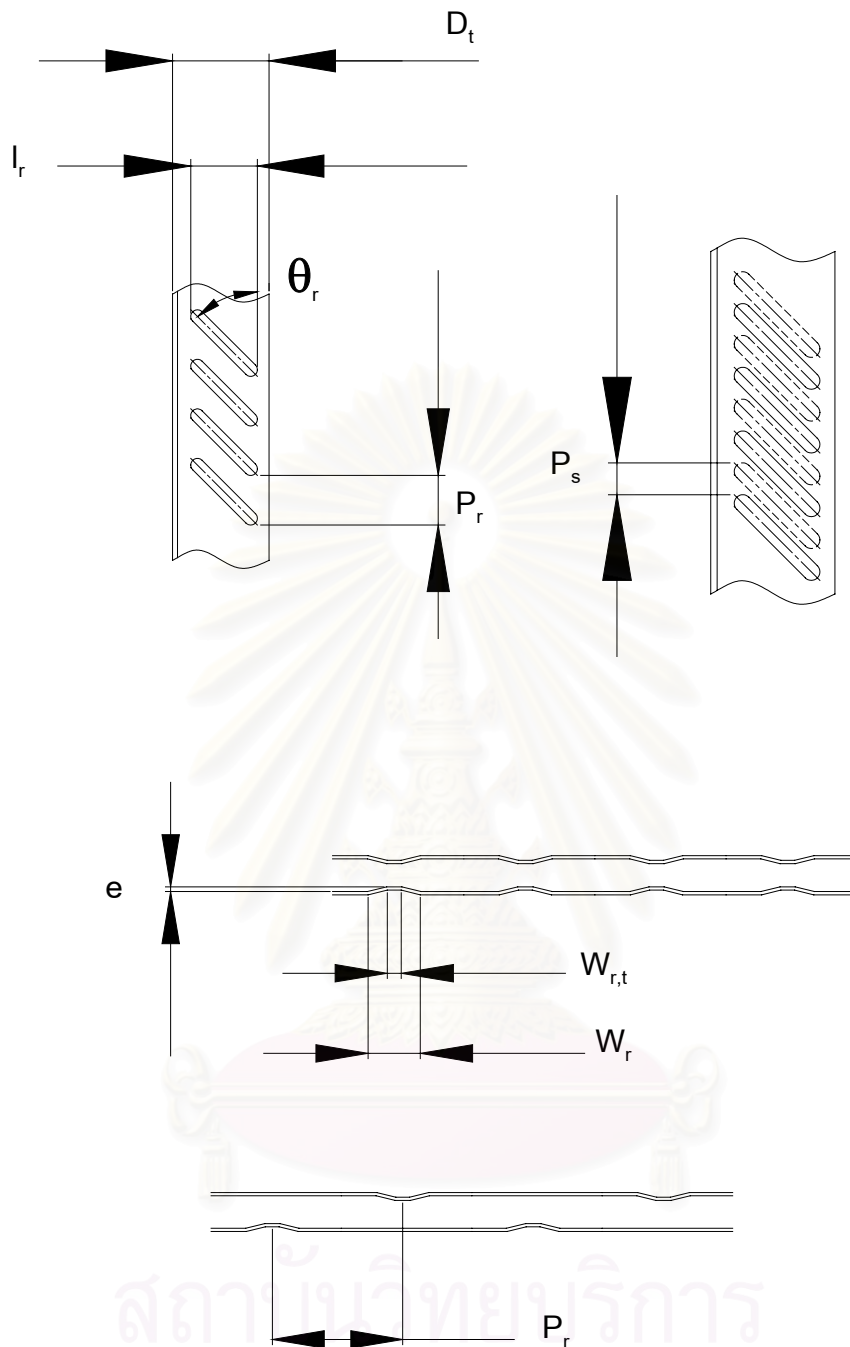
$l_r$  คือ ความยาวของพื้นผิวขรุขระ

$\theta_r$  คือ มุมของพื้นผิวขรุขระที่ทำกับทิศทางการไหลของของไหล

$D_{h,t}$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ



รูปที่ 3.4 ภาพวาดแสดงตัวแปรของพื้นผิวแบบขรุขระ



รูปที่ 3.4 ภาพวาดแสดงตัวแปรของพื้นผิวแบบขรุขระ (ต่อ)

### 3.1.3 ท่อน้ำ (Pipe) ของถังพักน้ำ และถังพักน้ำ (Tank)

ทำจากทองเหลืองมีขนาดดังแสดงในรูปที่ 2.13 และ 2.14

## 3.2 การเตรียมหม้อน้ำตัวอย่าง

รายละเอียดการเตรียมชิ้นส่วน และขั้นตอนการผลิตมีรายละเอียดแยกเป็นหัวข้อดังนี้

### 3.2.1 การเตรียมท่อสำหรับผลิตรังผึ้งของหม้อน้ำตัวอย่าง

โดยทั่วไป การขึ้นรูปพื้นผิวบนท่อทองเหลืองที่มีความบางนั้น จะใช้การขึ้นรูปด้วยการกดของลูกกลิ้ง (Roller) ซึ่งค่าใช้จ่ายในการทำลูกกลิ้ง และอุปกรณ์ที่ใช้ร่วมกับลูกกลิ้งจะสูงมาก สำหรับงานตัวอย่างเพื่อการศึกษาได้ทดลองขึ้นรูปด้วยวิธีต่างๆ พบว่าการนำรายละเอียดมาใช้กับการขึ้นรูปด้วยการกดทับของแม่พิมพ์ (Die) จะให้พื้นผิวของท่อที่ดีที่สุด ซึ่งมีขั้นตอนดังนี้

1. เตรียมทรายละเอียดซึ่งผ่านการร่อนด้วยตะแกรงเบอร์. 50 (Mesh no. 50)
2. เตรียมท่อทองเหลืองผิวเรียบที่อบตะกั่วจนทั่วผิวนอกของท่อ โดยใช้ท่อที่มีความยาวอย่างน้อย 280 mm.
3. ปิดปลายท่อด้านล่างให้สนิท บรรจุทรายละเอียดลงใน tube ที่เตรียมมาให้ทรายเรียงตัวกันแน่นมากที่สุด บรรจุทรายลงไปจนเต็มท่อ แล้วปิดปลายให้สนิท
4. นำท่อที่บรรจุทรายไปวางบนแม่พิมพ์ เพื่อกดขึ้นรูปท่อให้มีพื้นผิวลักษณะต่างๆ ตามที่ได้ออกแบบไว้ (ดูรูปที่ 3.5 และ 3.6 ประกอบ)
5. นำท่อที่ผ่านการขึ้นรูปแล้วมาตัดปลายที่ปิดไว้ทั้ง 2 ข้างออก
6. เททรายที่บรรจุไว้ออกจากท่อ แล้วเป่าด้วยลมเพื่อทำความสะอาดผิวของท่ออีกครั้ง
7. ตัดแบ่งท่อให้มีขนาดความยาว 203 มิลลิเมตร ตามขนาดของท่อที่จะใช้กับหม้อน้ำตัวอย่าง
8. นำท่อที่ตัดได้ขนาดแล้ว มาล้างคราบน้ำมัน และคราบสกปรกออกจากผิวท่อ
9. ตรวจสอบรอยตะเข็บของท่อว่ามีรอยแตกหรือรอยร้าวหรือไม่ แล้วคัดแยกท่อที่มีพื้นผิวที่ขึ้นรูปได้ชัดเจนไปทำรังผึ้ง





รูปที่ 3.5 เครื่องกดขึ้นรูปสำหรับการขึ้นรูปผิวท่อ



รูปที่ 3.6 แม่พิมพ์ และท่อผิวเรียบก่อน และหลังการขึ้นรูป

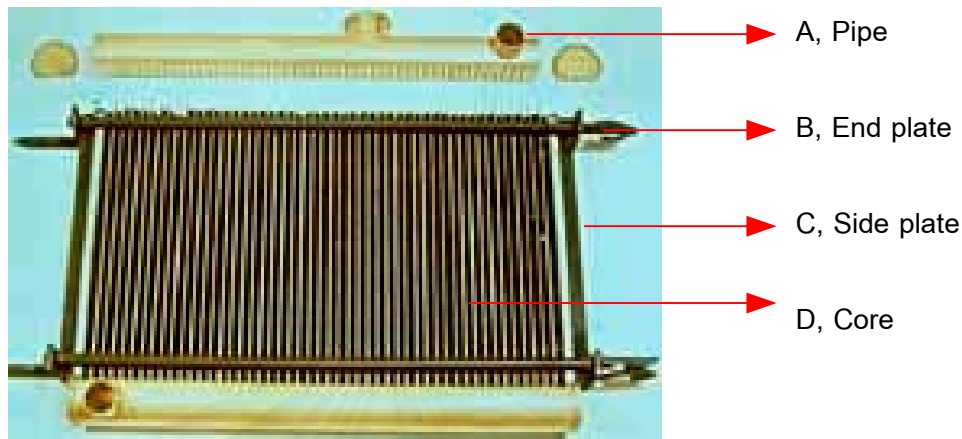
### 3.2.2 การประกอบหม้อน้ำ (Radiator assembly)

เริ่มต้นจากการประกอบรังผึ้ง ซึ่งเป็นส่วนที่ใช้ในการระบายความร้อน แล้วหลังจากนั้นจึงนำรังผึ้งไปประกอบกับถังพักน้ำเป็นหม้อน้ำ ส่วนประกอบของรังผึ้งที่สำคัญมีดังนี้

1. ครีป (Fin) ดูรูปที่ 3.2
2. ท่อ (Tube) ดูรูปที่ 3.3 และ 3.3
3. แผ่นประกบถังพักน้ำ (End plate) ดูรูปที่ 3.7 ตำแหน่ง B



4. แผ่นประกบรังผึ้งด้านข้าง (Side plate) ดูรูปที่ 3.7 ตำแหน่ง C
5. แผ่นตะกั่ว (Solder sheet)



รูปที่ 3.7 หม้อน้ำและส่วนประกอบต่างๆ

นำส่วนประกอบต่างๆ มาประกอบเข้าด้วยกันเป็นรังผึ้ง (ดูรูปที่ 3.8 และ 3.9) นำรังผึ้งที่ประกอบเสร็จแล้วมาล้างคราบน้ำมัน ก่อนที่จะนำมาผ่านเตาอบร้อนที่อุณหภูมิสูง เพื่อให้ตะกั่วที่ผิวของท่อละลายเชื่อมติดกับครีป ก็จะได้รังผึ้งสำหรับประกอบเป็นหม้อน้ำรถยนต์ต่อไป



รูปที่ 3.8 การประกอบรังผึ้งหม้อน้ำ



รูปที่ 3.9 รังผึ้งของหม้อน้ำตัวอย่าง (ก่อนผ่านการอบร้อน)

หลังจากที่ได้รังผึ้งที่ผ่านการอบร้อนมาแล้ว นำรังผึ้งที่ได้มาจุ่มตะกั่ว (Solder dipping) กับแผ่นประกบถึงพักน้ำ (End plate) และเชื่อมแผ่นประกบรังผึ้งด้านข้าง (Side plate) เข้ากับรังผึ้ง แล้วจึงเชื่อมถึงพักน้ำด้านบนและด้านล่าง (Top and bottom tank) เข้ากับรังผึ้งด้วยเชื่อมที่มีตะกั่วเป็นส่วนผสมหลัก (ดูรูปที่ 3.10 ประกอบ) ก็จะได้หม้อน้ำตัวอย่างที่ใช้ทำการทดสอบ



รูปที่ 3.10 การประกอบหม้อน้ำ

### 3.2.4 การทดสอบรั้ว (Leak test)

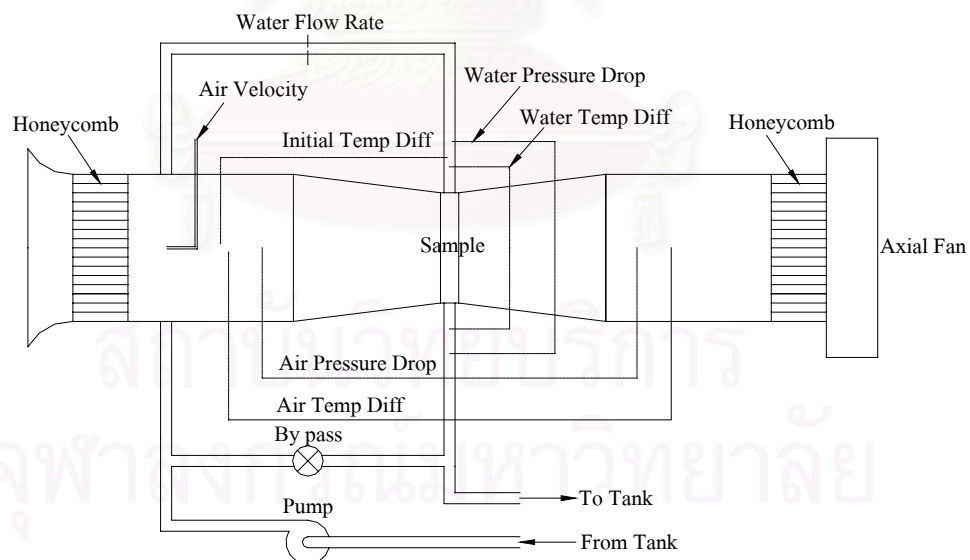
ก่อนที่จะนำหม้อน้ำที่ประกอบเสร็จแล้วไปทดสอบ จะต้องนำหม้อน้ำมาทำการตรวจสอบรอยรั้วก่อน โดยจะปิดรูท่อต่างๆ ทุกจุดแล้วอัดอากาศที่มีความดัน 1.8 กิโลกรัมต่อตารางเซนติเมตร เข้าในหม้อน้ำเป็นเวลา 30-60 วินาที โดยหม้อน้ำจะจุ่มอยู่ในอ่างน้ำเพื่อสังเกตว่ามีฟองอากาศที่เกิดจากรอยรั้วหรือไม่ ถ้าพบรอยรั้วจะต้องทำการตรวจสอบก่อนจะนำมาทำการทดสอบ

### 3.3 การทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำ (Heat performance test)

หม้อน้ำตัวอย่าง จะถูกนำมาทดสอบ โดยต่อเข้ากับอุโมงค์ลม และระบบน้ำร้อน เมื่อค่าต่างๆ ของสภาวะการทดสอบมีค่าคงที่ตามที่กำหนดไว้ สัญญาณจะถูกส่งจากอุปกรณ์วัดต่างๆ ผ่านไปยังเครื่องคอมพิวเตอร์ หลังจากนั้นจะมีโปรแกรมสำหรับบันทึกค่าและหาค่าเฉลี่ยของข้อมูลต่างๆ เพื่อนำมาคำนวณค่าการระบายความร้อน และค่าความดันลดตามสภาวะทดสอบที่กำหนดมา (ดูรูปที่ 3.12 และ 3.13 ประกอบ)

#### 3.3.1 อุโมงค์ลม (Wind tunnel)

อุโมงค์ลมที่ใช้ทำการทดสอบจะเป็นอุโมงค์ลมแบบระบบเปิด (Open circuit) ที่มีพัดลมแบบดูด (Suction fan) ดูดอากาศจากภายนอก ผ่านเข้ามาระบายความร้อนกับหม้อน้ำตัวอย่าง อากาศจะไหลผ่านเข้ามาทางด้านหน้าของอุโมงค์ลม ผ่านปากแตร (Bell mouth) และรังผึ้งสำหรับจัดระเบียบการไหลของอากาศ (Honey comb) เพื่อปรับทิศทางการไหลของอากาศให้มีความเป็นระเบียบ ก่อนไหลผ่านเข้าระบายความร้อนกับหม้อน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 ระบบการทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำ

ขนาดความกว้าง X ความสูง ของท่อหลัก (Main duct) ของอุโมงค์ลมมีขนาดเท่ากับ 400 x 300 มิลลิเมตร จะต่อเข้ากับท่อต่อ (Adapter) ที่จะปรับเปลี่ยนไปตามขนาดของหม้อน้ำที่ใช้

ทดสอบ โดยอ้างอิงจากมาตรฐานอุตสาหกรรมของประเทศญี่ปุ่น JIS B 8330 (1981) ซึ่งกำหนดให้มุมของท่อต่อที่ทำกับท่อหลักในกรณีที่มีการขยายขนาดออก มีค่าไม่เกิน 14 องศา และมุมของท่อแปลงทำกับท่อหลักกรณีที่มีการลดขนาด มีค่าไม่เกิน 30 องศา



รูปที่ 3.12 การติดตั้งหม้อน้ำเข้ากับคูโมคัม



รูปที่ 3.13 คูโมคัมสำหรับการทดสอบ

### 3.3.2 อุปกรณ์วัดต่างๆ

อุปกรณ์วัดทั้งหมดมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 3.4

### 3.3.3 สภาวะการทดสอบ

สภาวะการทดสอบที่ทำการศึกษา จะครอบคลุมสภาวะการทดสอบจริงที่โรงงานผลิตหม้อน้ำทำการทดสอบอยู่ โดยแยกออกเป็นหัวข้อได้ดังนี้

1. ผลต่างอุณหภูมิทางเข้าของอากาศ และน้ำ (Initial temperature difference,  $t_{w1} - t_{a1}$ ) มีค่า 60 องศาเซลเซียส
2. อัตราการไหลของน้ำที่ผ่านชุดทดสอบมีค่า 10, 20, 30, 40, 50 และ 60 ลิตรต่อนาที
3. ความเร็วของอากาศผ่านชุดทดสอบมีค่า 8 เมตรต่อวินาที

ช่วงของการทดสอบนี้จะครอบคลุมสภาวะการทดสอบมาตรฐานสำหรับหม้อน้ำขนาดเล็กที่นำมาใช้กับรถจักรยานยนต์ คือที่อัตราการไหลของน้ำ 40 ลิตรต่อนาที และความเร็วลม 8 เมตรต่อวินาที โดยอ้างอิงจากข้อกำหนดของบริษัท คาวาซากิ มอเตอร์ส เอ็นเตอร์ไพรส์ (ประเทศไทย) จำกัด (Kawasaki motors enterprise (Thailand) Co., Ltd) ซึ่งเป็นข้อกำหนดสำหรับรถจักรยานยนต์รุ่น KR 150R ซึ่งมีขนาดเท่ากับหม้อน้ำตัวอย่างที่นำมาทำการศึกษานี้

ตารางที่ 3.4 รายละเอียดของอุปกรณ์วัดต่างๆ

ตัวแปรที่ต้องการวัด	อุปกรณ์วัด	ช่วงการวัด	ความถูกต้อง
ความเร็วของอากาศ	Differential pressure Transmitter ร่วมกับ Pitot tube	0 – 15 มิลลิเมตรน้ำ	$\pm 0.1 \%$
อัตราการไหลของน้ำ	Magnetic flowmeter	0 – 1,175 ลิตร/นาที	$\pm 0.1$ ลิตร/นาที
อุณหภูมิของอากาศ	RTD ร่วมกับ เทอร์โมคัปเปิลแบบ T	0 – 100 องศาเซลเซียส	$\pm 0.35 \%$
อุณหภูมิของน้ำ	RTD ร่วมกับ เทอร์โมคัปเปิลแบบ T	0 – 100 องศาเซลเซียส	$\pm 0.35 \%$
ความดันลดของอากาศ	Differential pressure transmitter	0 – 100 มิลลิเมตรน้ำ	$\pm 0.01 \%$
ความดันลดของน้ำ	Differential pressure transmitter	0 – 700 มิลลิเมตรปรอท	$\pm 0.01 \%$



### 3.4 ผลการทดลอง

ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่างจะถูกแยกออกตามลักษณะของผิวท่อแบบต่างๆ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำจะถูกคำนวณ โดยคุณสมบัติต่างๆ ของน้ำจะคิดจากค่าอุณหภูมิจลี่ยของน้ำที่ทางเข้าและทางออก เนื่องจากห้องทดสอบไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิทางเข้าของอากาศได้ ประกอบกับระบบน้ำร้อนที่ใช้ทดสอบจะถูกควบคุม ไม่ให้อุณหภูมิของน้ำร้อนมีค่ามากเกินไป 95 องศาเซลเซียส เพื่อป้องกันการเกิดไอน้ำภายในระบบ ดังนั้นถ้าอุณหภูมิของอากาศภายในห้องทดสอบมีค่าสูง จะไม่สามารถควบคุมให้ค่าผลต่างอุณหภูมิทางเข้าของอากาศ และน้ำให้มีค่า 60 องศาเซลเซียสได้ ดังนั้นจึงต้องอาศัยการปรับค่าผลต่างอุณหภูมิทางเข้าของของไหล (ITD) เป็น 60 องศาเซลเซียสโดยการคำนวณ ซึ่งอ้างอิงจาก มาตรฐานอุตสาหกรรมของญี่ปุ่น JIS D 1614-1991

$$Q_{w,60} = Q_w \times \frac{60}{(t_{w1} - t_{a1})} \quad (3.1)$$

ผลจากการทดลองต่างๆ จะแสดงในตารางที่ 3.5 ถึงตารางที่ 3.11  
ตารางที่ 3.5 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง STR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.0	8.0	8.0	8.0	7.9	8.0	$m/s$
$V_w$	10.5	20.6	30.2	40.8	49.8	61.7	$l/min$
$t_{a1}$	298.7	298.4	298.2	298.4	298.1	298.3	$K$
$t_{a2}$	320.0	324.4	325.4	327.9	327.9	329.0	$K$
$t_{w1}$	362.4	363.1	362.5	364.0	363.0	363.8	$K$
$t_{w2}$	349.5	354.8	356.4	359.1	358.9	360.4	$K$
$t_{a,avg}$	309.3	311.4	311.8	313.2	313.0	313.6	$K$
$t_{w,avg}$	355.9	359.0	359.5	361.5	360.9	362.1	$K$
$Q_w$	9.19	11.64	12.51	13.49	13.79	14.13	$kW$
$Q_{w,60}$	8.66	10.80	11.68	12.35	12.75	12.96	$kW$
$\Delta P_a$	196.7	200.6	200.5	200.8	204.1	202.4	$Pa$
$\Delta P_w$	2.95	8.58	17.40	30.74	44.67	66.42	$kPa$



ตารางที่ 3.6 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง DTR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	$m/s$
$V_w$	10.6	20.9	30.6	40.9	51.6	61.2	$l/min$
$t_{a1}$	299.3	299.4	299.1	299.2	299.3	299.4	$K$
$t_{a2}$	323.1	327.1	328.5	329.5	330.5	329.6	$K$
$t_{w1}$	364.0	364.1	364.3	363.9	364.6	362.8	$K$
$t_{w2}$	349.8	355.5	358.0	359.0	360.5	359.4	$K$
$t_{a,avg}$	311.2	313.2	313.8	314.3	314.9	314.5	$K$
$t_{w,avg}$	356.9	359.8	361.2	361.4	362.5	361.1	$K$
$Q_w$	10.13	12.24	13.09	13.64	14.16	14.12	$kW$
$Q_{w,60}$	9.41	11.34	12.05	12.64	13.01	13.36	$kW$
$\Delta P_a$	195.0	197.3	198.0	198.4	199.7	202.3	$Pa$
$\Delta P_w$	3.18	9.72	19.97	35.11	54.28	77.51	$kPa$

ตารางที่ 3.7 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง VSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.2	8.1	8.1	8.1	8.1	8.1	$m/s$
$V_w$	10.5	21.1	30.4	40.7	50.9	60.2	$l/min$
$t_{a1}$	307.2	307.0	307.7	307.4	307.3	307.1	$K$
$t_{a2}$	326.1	329.0	330.6	330.8	330.6	330.9	$K$
$t_{w1}$	362.3	363.5	364.4	364.0	362.5	362.7	$K$
$t_{w2}$	349.9	356.0	358.8	359.6	358.9	359.6	$K$
$t_{a,avg}$	316.6	318.0	319.1	319.1	318.9	319.0	$K$
$t_{w,avg}$	356.1	359.8	361.5	361.8	360.7	361.1	$K$
$Q_w$	8.91	10.69	11.49	12.15	12.30	12.66	$kW$
$Q_{w,60}$	9.69	11.24	12.28	12.87	13.37	13.65	$kW$

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$\Delta P_a$	191.6	192.7	195.2	196.3	192.2	191.7	$Pa$
$\Delta P_w$	3.83	12.50	24.61	43.39	66.31	93.55	$kPa$

ตารางที่ 3.8 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง PIR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.1	8.1	8.0	8.1	8.0	8.1	$m/s$
$V_w$	10.4	20.8	31.1	41.6	50.7	60.2	$l/min$
$t_{a1}$	307.1	306.2	306.3	306.0	305.6	305.4	$K$
$t_{a2}$	327.2	328.9	329.4	331.0	331.1	330.9	$K$
$t_{w1}$	364.2	362.6	362.4	364.0	363.4	362.4	$K$
$t_{w2}$	350.8	355.3	357.2	359.8	359.8	359.5	$K$
$t_{a,avg}$	317.1	317.6	317.9	318.5	318.4	318.2	$K$
$t_{w,avg}$	357.5	358.9	359.8	361.9	361.6	360.9	$K$
$Q_w$	9.38	10.30	10.91	11.99	12.13	12.11	$kW$
$Q_{w,60}$	9.86	10.97	11.67	12.39	12.60	12.75	$kW$
$\Delta P_a$	175.1	177.0	175.9	179.0	177.0	177.6	$Pa$
$\Delta P_w$	3.48	12.05	24.76	42.97	64.03	89.93	$kPa$

ตารางที่ 3.9 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง PSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.1	8.1	8.1	8.1	8.1	8.1	$m/s$
$V_w$	11.1	20.1	30.4	41.6	51.4	60.3	$l/min$
$t_{a1}$	309.2	309.0	309.1	309.2	309.0	309.2	$K$
$t_{a2}$	328.0	330.8	332.3	333.2	332.4	333.4	$K$
$t_{w1}$	362.7	363.6	364.2	364.2	362.2	363.6	$K$

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$t_{w2}$	351.4	356.6	359.2	360.4	359.1	360.9	$K$
$t_{a,avg}$	318.6	319.9	320.7	321.2	320.7	321.3	$K$
$t_{w,avg}$	357.1	360.1	361.7	362.3	360.6	362.2	$K$
$Q_w$	8.49	9.50	10.22	10.64	10.47	10.97	$kW$
$Q_{w,60}$	9.52	10.44	11.13	11.60	11.81	12.10	$kW$
$\Delta P_a$	190.9	193.8	195.2	196.5	196.3	194.7	$Pa$
$\Delta P_w$	3.69	10.68	22.51	40.02	61.23	83.29	$kPa$

ตารางที่ 3.10 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง BIR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.1	8.0	8.1	8.1	8.0	8.1	$m/s$
$V_w$	10.7	21.0	30.5	41.5	50.5	60.4	$l/min$
$t_{a1}$	311.8	311.3	311.1	310.9	311.1	310.2	$K$
$t_{a2}$	328.5	330.5	331.0	331.9	332.1	331.6	$K$
$t_{w1}$	363.7	363.1	363.5	364.6	363.8	362.8	$K$
$t_{w2}$	352.0	356.5	358.7	360.9	360.8	360.2	$K$
$t_{a,avg}$	320.2	320.9	321.1	321.4	321.6	320.9	$K$
$t_{w,avg}$	357.8	359.8	361.1	362.7	362.3	361.5	$K$
$Q_w$	8.37	9.36	9.87	10.43	10.28	10.39	$kW$
$Q_{w,60}$	9.69	10.85	11.30	11.64	11.72	11.87	$kW$
$\Delta P_a$	230.5	227.9	229.1	231.4	230.7	230.9	$Pa$
$\Delta P_w$	4.28	13.70	27.06	48.70	70.99	100.67	$kPa$

ตารางที่ 3.11 ผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่าง BSR

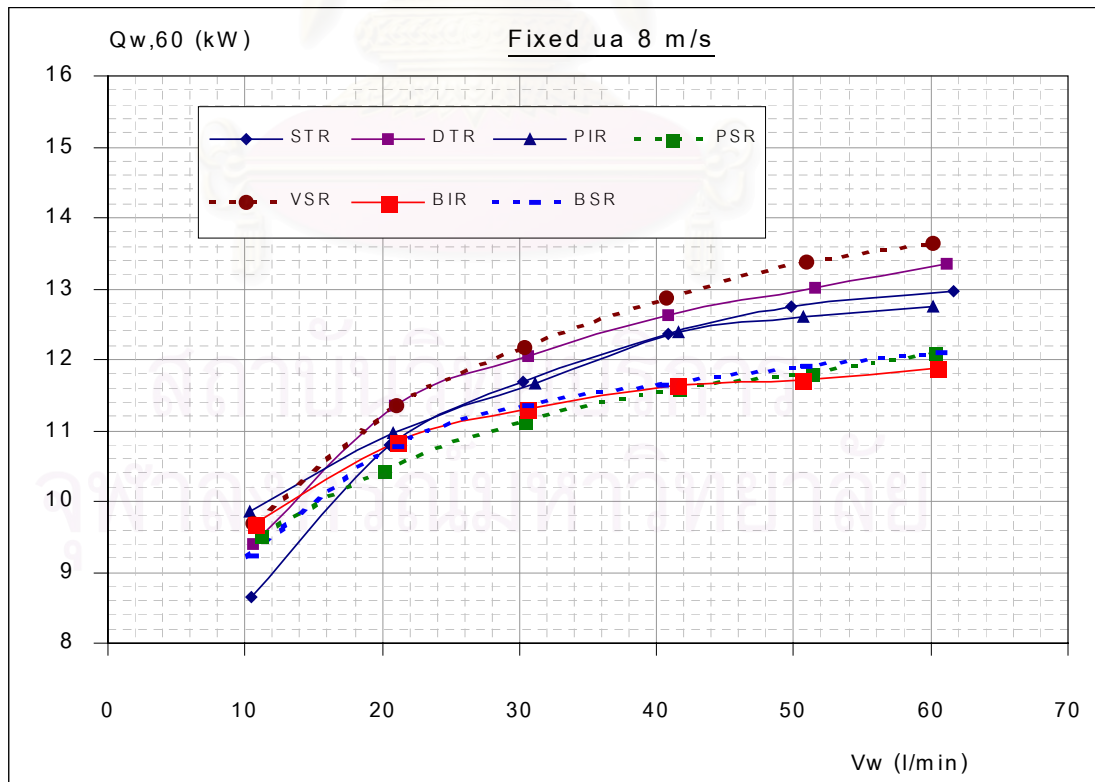
หัวข้อ	สภาวะการทดสอบ						หน่วย
	1	2	3	4	5	6	
$u_a$	8.1	8.1	8.1	8.1	8.0	8.1	$m/s$
$V_w$	10.3	20.8	30.2	40.1	50.5	60.4	$l/min$
$t_{a1}$	307.7	307.7	307.8	307.8	307.9	307.9	$K$
$t_{a2}$	326.3	329.2	330.5	330.4	331.1	331.3	$K$
$t_{w1}$	364.2	364.6	364.6	362.9	363.2	363.0	$K$
$t_{w2}$	351.7	357.3	359.3	359.0	359.9	360.3	$K$
$t_{a,avg}$	317.0	318.4	319.1	319.1	319.5	319.6	$K$
$t_{w,avg}$	357.9	360.9	361.9	360.9	361.5	361.7	$K$
$Q_w$	8.67	10.23	10.74	10.68	10.97	11.11	$kW$
$Q_{w,60}$	9.22	10.78	11.35	11.63	11.91	12.10	$kW$
$\Delta P_a$	219.5	222.9	223.4	224.5	224.1	224.7	$Pa$
$\Delta P_w$	3.34	11.52	22.82	39.01	61.20	85.24	$kPa$

## บทที่ 4 การวิเคราะห์ผล

ในบทนี้จะแสดงผลที่ได้จากการคำนวณ และการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่างด้วยวิธีต่างๆ ดังที่แสดงรายละเอียดในบทที่ 2 และนำผลที่ได้มาทำการวิเคราะห์ และสรุปผลในตอนท้าย

### 4.1 การเปรียบเทียบค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

กราฟในรูปที่ 4.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการคำนวณผลจากการทดสอบหม้อน้ำตัวอย่าง ทั้ง 7 ใบ รวม 42 ข้อมูลการทดลอง ในช่วงอัตราการไหลของน้ำระหว่าง 10-60 ลิตรต่อนาที และที่ค่าความเร็วลมมีค่าคงที่ที่ 8 เมตรต่อวินาที ซึ่งครอบคลุมสภาวะการใช้งานจริงของหม้อน้ำตัวอย่าง ผลการทดลองมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 3.4 ถึง 3.10 โดยอัตราการระบายความร้อนจะคำนวณได้จากสมการที่ 3.1



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงอัตราการระบายความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่าง

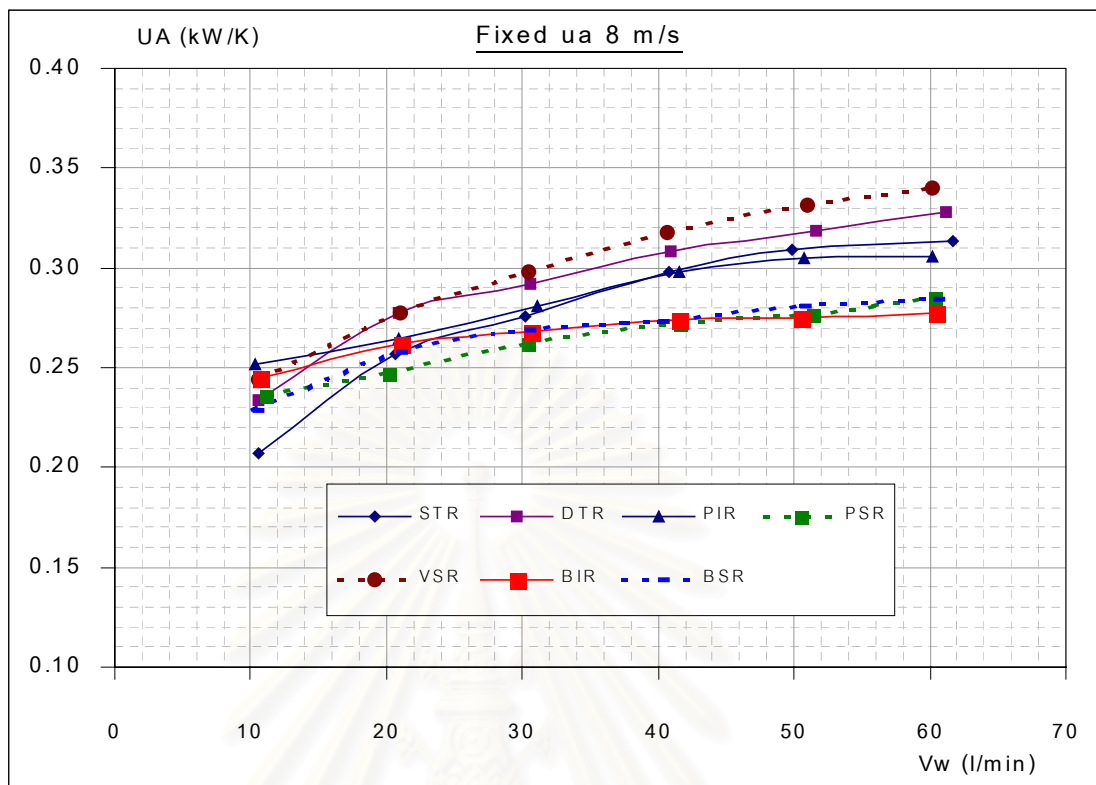
จากกราฟในรูปที่ 4.1 พบว่าความสัมพันธ์ของอัตราการระบายความร้อนกับอัตราการไหลของน้ำที่เปลี่ยนไปมีลักษณะเหมือนความสัมพันธ์เชิงลึอก ที่อัตราการไหลของน้ำในช่วง 10-20 ลิตรต่อนาที ค่าอัตราการระบายความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมดมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก โดยที่หม้อน้ำที่ใช้ท่อที่มีผิวแบบขรุขระจะมีค่าการระบายความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำแบบผิวเรียบ เมื่ออัตราการไหลของน้ำมีค่าสูงกว่า 20 ลิตรต่อนาที หม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบจะให้ค่าการระบายความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้น และมีค่าใกล้เคียงกับหม้อน้ำ PIR และดีกว่าหม้อน้ำแบบ PSR, BSR และ BIR ที่มีค่าการระบายความร้อนใกล้เคียงกัน ที่สภาวะการทดสอบมาตรฐานที่อัตราการไหลของน้ำ 40 ลิตรต่อนาที หม้อน้ำแบบ STR จะให้การระบายความร้อนที่เท่ากับกับแบบ PIR สำหรับหม้อน้ำแบบ VSR และ DTR จะให้การระบายความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำ STR ในทุกสภาวะการทดสอบ

ค่าการระบายความร้อนที่ได้จากการศึกษาครั้งนี้พบว่ามีค่าขัดแย้งกับทฤษฎีที่มีการศึกษาก่อนหน้านี้คือ พื้นผิวแบบขรุขระจะช่วยให้ค่าการระบายความร้อนมีค่าดีกว่าพื้นผิวแบบเรียบเสมอ แต่เนื่องจากกลไกการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำนี้ประกอบไปด้วย การพาความร้อนของน้ำภายในท่อ การนำความร้อนออกจากน้ำผ่านผนังท่อด้านในออกสู่ผนังท่อด้านนอก และการพาความร้อนจากผนังท่อด้านนอกรวมกับการพาความร้อนออกจากครีปไปสู่อากาศ ซึ่งปัจจัยที่มีความแตกต่างกันของหม้อน้ำตัวอย่างแบบต่างๆ คือ การนำความร้อนจากผนังท่อด้านในออกสู่ผนังท่อด้านนอก และการนำความร้อนจากผนังท่อด้านนอกผ่านไปยังครีปเพื่อระบายความร้อนกับอากาศ เนื่องจากการสัมผัสกันของครีปและท่อของหม้อน้ำตัวอย่างแต่ละใบมีความแตกต่างกัน โดยหม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบขรุขระจะมีพื้นที่สัมผัสของผิวท่อด้านนอกและครีปที่น้อยกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบ โดยรายละเอียดจะกล่าวไว้ในส่วนของบทสรุป

#### 4.2 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวม

หลังจากที่คำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่างได้แล้ว จะนำวิธี  $\epsilon - NTU$  มาใช้ในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของหม้อน้ำตัวอย่าง ในการเปรียบเทียบนั้นจะพิจารณาจากเทอมของผลคูณระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมคูณกับค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำ ( $UA$ )<sub>n</sub> ที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมนี้จะรวมเอาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของกลไกการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดทั้งการนำและการพาความร้อนไว้ในเทอมเดียวกัน (ดูรายละเอียดในหัวข้อที่ 2.2.5) ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมนี้จึงมีประโยชน์ในการนำไปใช้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะโครงสร้างเหมือนกัน แต่มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่ต่างกันได้



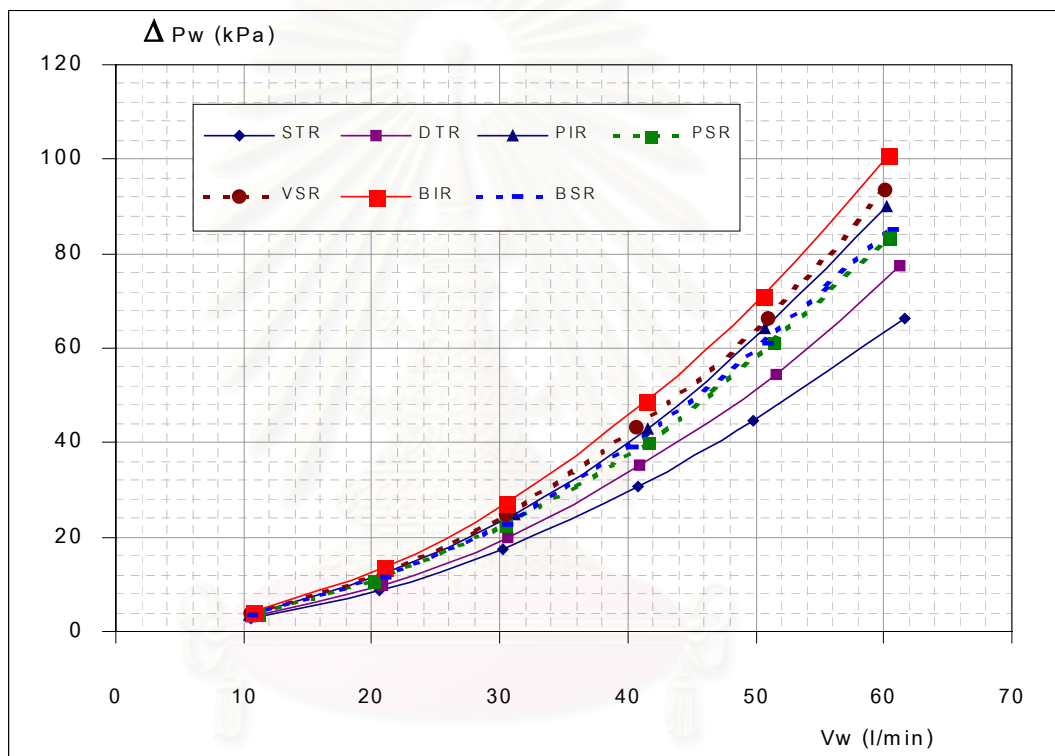


รูปที่ 4.2 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของหม้อน้ำตัวอย่าง

จากกราฟรูปที่ 4.2 เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม นี้ถูกประมาณ จากค่าอัตราการระบายความร้อนที่ปรับค่าผลต่างอุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้าให้เท่ากันที่ 60 องศาเซลเซียส ดังนั้นแนวโน้มของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจึงมีลักษณะเช่นเดียวกับค่าอัตราการระบายความร้อน หม้อน้ำแบบ PSR, BIR และ BSR มีแนวโน้มเดียวกันซึ่งค่า  $UA$  จะมีค่าเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่อค่าอัตราการไหลของน้ำมีค่ามากขึ้น และจะมีค่าต่ำกว่าหม้อน้ำ STR เมื่อค่าอัตราการไหลของน้ำสูงกว่า 20 ลิตรต่ออนาที ในขณะที่หม้อน้ำ PIR จะมีค่าใกล้เคียงกันกับหม้อน้ำ STR ในช่วงอัตราการไหล 20-40 ลิตรต่ออนาที และเมื่ออัตราการไหลมีค่าสูงกว่า 40 ลิตรต่ออนาที หม้อน้ำ PIR จะมีค่า  $UA$  ต่ำกว่าหม้อน้ำ STR สำหรับหม้อน้ำแบบ VSR และ DTR นั้นจะมีอัตราการเพิ่มของค่า  $UA$  ที่สูงขึ้นเรื่อยๆ และมีค่าที่มากกว่าหม้อน้ำแบบ STR หรือกล่าวได้ว่า ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนรวมของหม้อน้ำตัวอย่างทั้งสองใบมีค่าน้อยกว่าหม้อน้ำแบบผิวเรียบ ถึงแม้ว่าความต้านทานการนำความร้อนเนื่องจากการสัมผัสกันของครีบลและผิวท่อด้านนอกจะมีมากกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ แต่การเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนด้วยพื้นผิวท่อทั้งสองแบบนี้จะช่วยลดความต้านทานการพาความร้อนของการพาความร้อนในท่อได้มากกว่าท่อแบบผิวเรียบ

### 4.3 การเปรียบเทียบค่าความดันลดของน้ำ

ข้อมูลค่าความดันลดทั้งหมดได้จากการตรวจวัดไปพร้อมๆ กับการทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำ ซึ่งค่าความดันลดของน้ำจากการทดลองนี้จะรวมเอาความดันที่เกิดขึ้นทั้งหมด ซึ่งรวมถึงความดันลดที่เกิดจากน้ำที่ไหลผ่านระบบท่อของชุดทดสอบ ท่อน้ำและถังพักน้ำของหม้อน้ำตัวอย่าง และความดันลดจากท่อน้ำในรังผึ้ง ค่าที่ได้จากการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำค่าต่างๆ จะแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงค่าความดันลดของหม้อน้ำตัวอย่าง

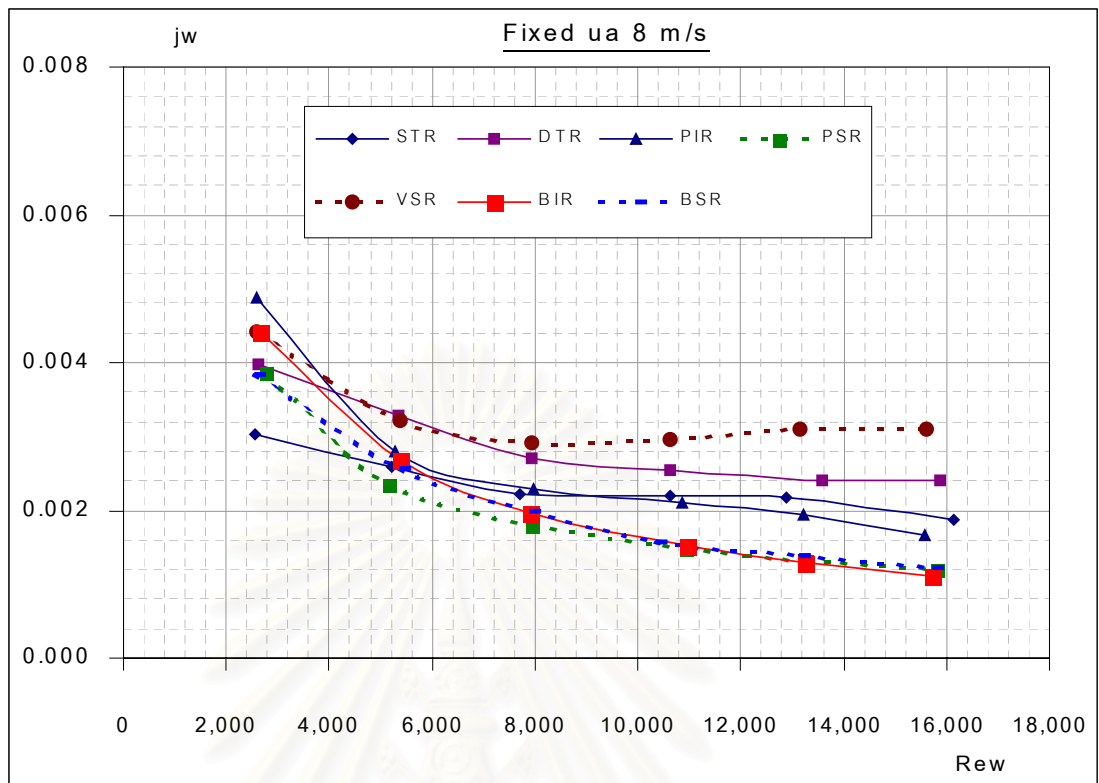
จากกราฟพบว่า แนวโน้มของค่าความดันลดของน้ำกับอัตราการไหลของน้ำที่สูงขึ้นมีลักษณะเหมือนความสัมพันธ์ของเลขชี้กำลัง และมีแนวโน้มเดียวกันทั้งหมด เมื่ออัตราการไหลของน้ำมีค่าสูงขึ้น ค่าความดันลดของหม้อน้ำตัวอย่างที่มีการใช้ผิวสัมผัสแบบขรุขระทั้ง 6 ใบ จะมีค่าความดันลดที่เพิ่มสูงขึ้นกว่าหม้อน้ำท่อผิวเรียบ โดยที่หม้อน้ำ BIR ให้ค่าความดันลดสูงสุด ตามมาด้วยหม้อน้ำแบบ VSR และ PIR หม้อน้ำแบบ PSR และ BSR จะมีค่าความดันลดของน้ำที่ใกล้เคียงกัน และพบว่าหม้อน้ำตัวอย่างที่ใช้พื้นผิวแบบเรียบทุกรูปแบบจะให้ค่าความดันลดของน้ำที่สูงกว่าแบบตีเปิด เนื่องจากพื้นผิวแบบเรียบจะมีพื้นที่การกีดขวางการไหลของน้ำที่มากกว่าพื้นผิวแบบตีเปิด

หลังจากที่ได้แสดงผลจากการคำนวณ และผลจากข้อมูลของการทดสอบต่างๆ ด้วยตัวแปรพื้นฐานแล้ว จะนำข้อมูลดังกล่าวมาทำการคำนวณให้อยู่ในรูปของตัวแปรไร้หน่วยซึ่งเป็นตัวแทนของการระบายความร้อน และความดันลดจากความเสียดทาน เพื่อนำมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่างดังแสดงในหัวข้อต่อไป

#### 4.4 การเปรียบเทียบค่าแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์ต

ค่าแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ไหลผ่านท่อนี้จะประมาณได้จากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม เมื่อทราบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศที่เสนอโดย Chang และ Wang ในสมการที่ (2.110) ซึ่งพบว่า การถ่ายเทความร้อนของครีบบแบบลูเวอร์นั้นจะขึ้นอยู่กับสัดส่วนของรูปร่างและเลขเรย์โนลด์ของอากาศที่ไหลผ่านครีบบ เมื่อสภาวะการทดสอบกำหนดให้ค่าความเร็วของอากาศมีค่าคงที่ และใช้ครีบบแบบลูเวอร์ที่เหมือนกัน จึงตั้งสมมติฐานว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศของหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบจะมีค่าที่ใกล้เคียงกัน ประสิทธิภาพรวมของครีบบและฐานของครีบบจะไม่นำอิทธิพลของการสัมผัสกันของครีบบและผิวท่อด้านนอกมาพิจารณา เมื่อทราบความต้านทานการพาความร้อนของด้านอากาศและความต้านทานการนำความร้อนผ่านผิวท่อของหม้อน้ำแล้วจะนำค่าดังกล่าวมาประมาณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำได้จากสมการที่ (2.46) และนำมาคำนวณค่าเทอมตัวแปรไร้หน่วยของโคลเบิร์ตได้ด้วยสมการที่ (2.51) กราฟในรูปที่ 4.4 แสดงแนวโน้มของการพาความร้อนของน้ำด้วยตัวแปรไร้หน่วยของโคลเบิร์ต เจ-แฟกเตอร์ของหม้อน้ำตัวอย่างที่ค่าเลขเรย์โนลด์การไหลของน้ำต่างๆ กัน

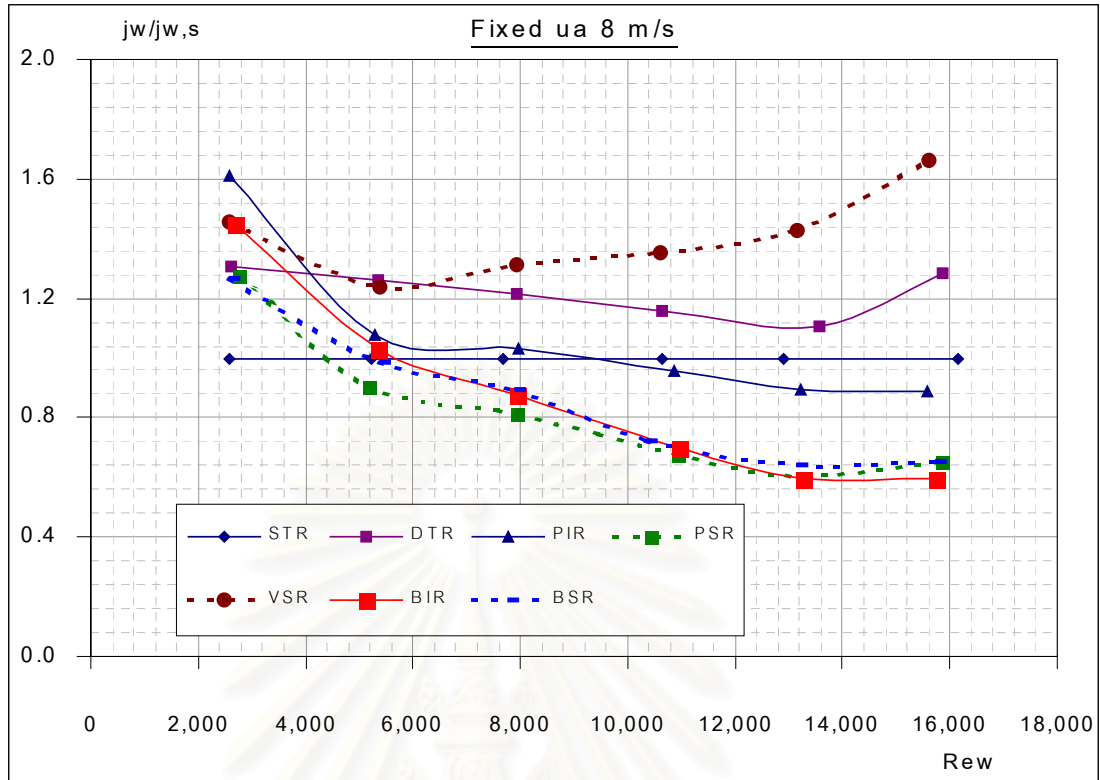
จากกราฟพบว่า ค่าเจ-แฟกเตอร์ของหม้อน้ำตัวอย่างจะมีค่าลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น โดยค่าเจ-แฟกเตอร์ของหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบบริบจะมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อค่าอัตราการไหลของน้ำอยู่ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2,500 ถึง 6,000 จากนั้นเมื่อค่าการไหลอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 6,000 ถึง 12,000 การเปลี่ยนแปลงของเจ-แฟกเตอร์จะค่อยๆ ลดลงเมื่อเทียบกับช่วงแรก เมื่ออัตราการไหลมีค่าสูงขึ้นจนอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่มากกว่า 12,000 ค่าเจ-แฟกเตอร์ของหม้อน้ำ VSR, DTR, STR และ PIR จะมีค่าเปลี่ยนแปลงน้อยมาก ในขณะที่หม้อน้ำ PSR, BSR และ BIR ยังคงมีค่าที่ลดลงอย่างต่อเนื่อง ลำดับของค่าเจ-แฟกเตอร์นี้มีสอดคล้องกับลำดับค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $UA$  ที่แสดงในรูปที่ 4.2 เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศของหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบมีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำจึงสัมพันธ์โดยตรงกับค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวม



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงค่าแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่าง

ค่าของเจ-แฟกเตอร์นี้จะบอกถึงความสัมพันธ์ของการพาความร้อนของของไหลที่ อัตราการไหลของของไหลต่างๆ เพื่อดูถึงอิทธิพลของการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของน้ำภายในท่อ จึง ทำการเปรียบเทียบอัตราส่วนของค่าเจ-แฟกเตอร์ของหม้อน้ำที่ใช้พื้นผิวขรุขระเทียบกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อ ผิวเรียบดังแสดงในกราฟรูปที่ 4.5

จากกราฟในรูปที่ 4.5 พบว่าที่อัตราการไหลของน้ำที่อยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่ต่ำกว่า 4,000 ค่าเจ-แฟกเตอร์ของหม้อน้ำทุกใบจะมีค่าสูงกว่าหม้อน้ำแบบท่อผิวเรียบอัตราส่วนของ  $j_w / j_{w,s}$  จึงมีค่ามากกว่า 1 แต่เมื่ออัตราการไหลมีค่าสูงขึ้นในช่วงเลขเรย์โนลด์ไม่เกิน 6,000 ค่าอัตรา ส่วน  $j_w / j_{w,s}$  จะลดลงอย่างรวดเร็ว และจะมีค่าที่ลดลงอย่างช้าๆ เมื่อค่าของเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 6,000 ถึง 12,000 เมื่อค่าอัตราการไหลเพิ่มสูงขึ้นจนเลขเรย์โนลด์มีค่ามากกว่า 12,000 ค่า  $j_w / j_{w,s}$  ของหม้อน้ำตัวอย่างเริ่มจะมีค่าคงที่ ยกเว้นหม้อน้ำ VSR และ DTR ที่มีแนวโน้มที่ต่างออกไปคือ ใน หม้อน้ำ VSR นั้นจะให้ค่า  $j_w / j_{w,s}$  สูงขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่ามากกว่า 4,000 ขึ้นไป และในหม้อน้ำ DTR แนวโน้มของค่า  $j_w / j_{w,s}$  จะสูงขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงเกินกว่า 14,000 หม้อน้ำ ทั้งสองใบจะให้ค่าเจ-แฟกเตอร์ที่มากกว่าหม้อน้ำ STR ในทุกช่วงของเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงอัตราส่วนของแฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำตัวอย่าง เมื่อเทียบกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ

#### 4.5 การเปรียบเทียบค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของน้ำในท่อของรังผึ้ง

ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อนี้ จะประมาณค่าจากความดันลดที่เกิดจากน้ำที่ไหลผ่านท่อน้ำในรังผึ้งของหม้อน้ำตัวอย่างดังที่แสดงในหัวข้อ 2.5 นำแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบมาเทียบกับค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการของ Bhati และ Shah (1987) สำหรับท่อแบบสี่เหลี่ยมผืนผ้า

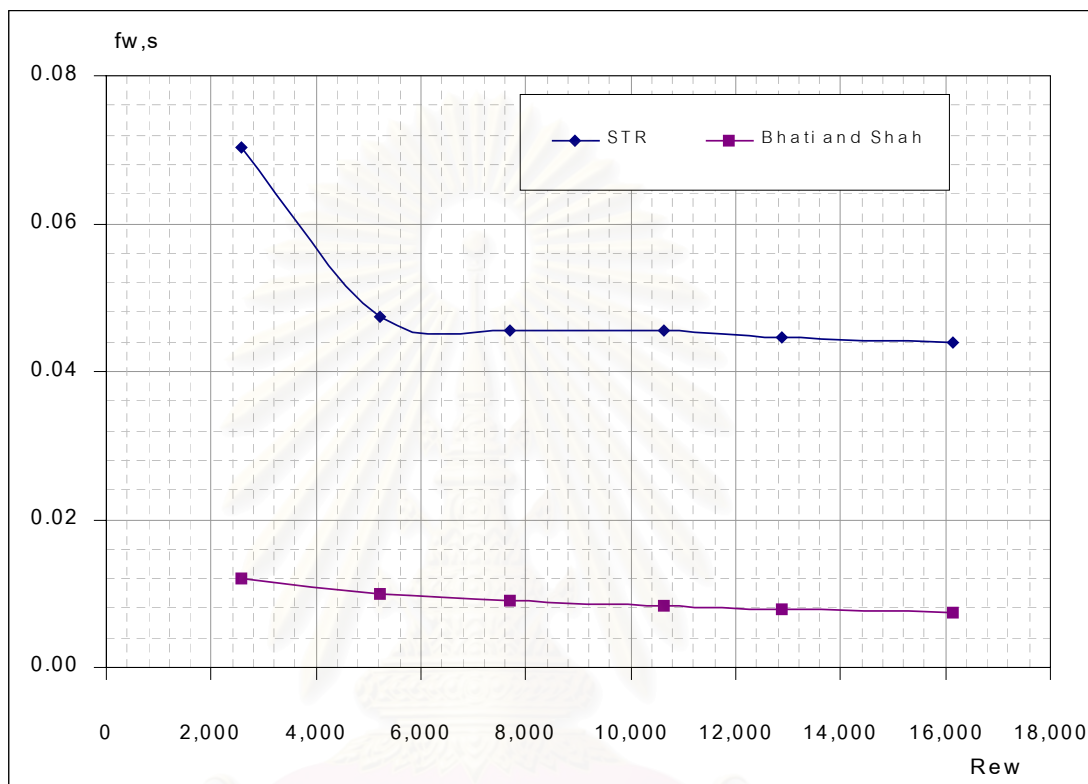
$$f = (1.0875 - 0.1125 (H / W)) \cdot f_c \quad (4.1)$$

เมื่อ  $f_c$  คือ ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลในท่อกลม

$H / W$  คือ อัตราส่วนความสูงต่อความกว้างของช่องการไหลรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

Blasius (1913) ได้เสนอสมการสำหรับการคำนวณค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลในท่อกลมในช่วงของเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 4,000 ถึง 100,000 ดังนี้

$$f_c = 0.0791 \cdot \text{Re}^{-0.25} \quad (4.2)$$



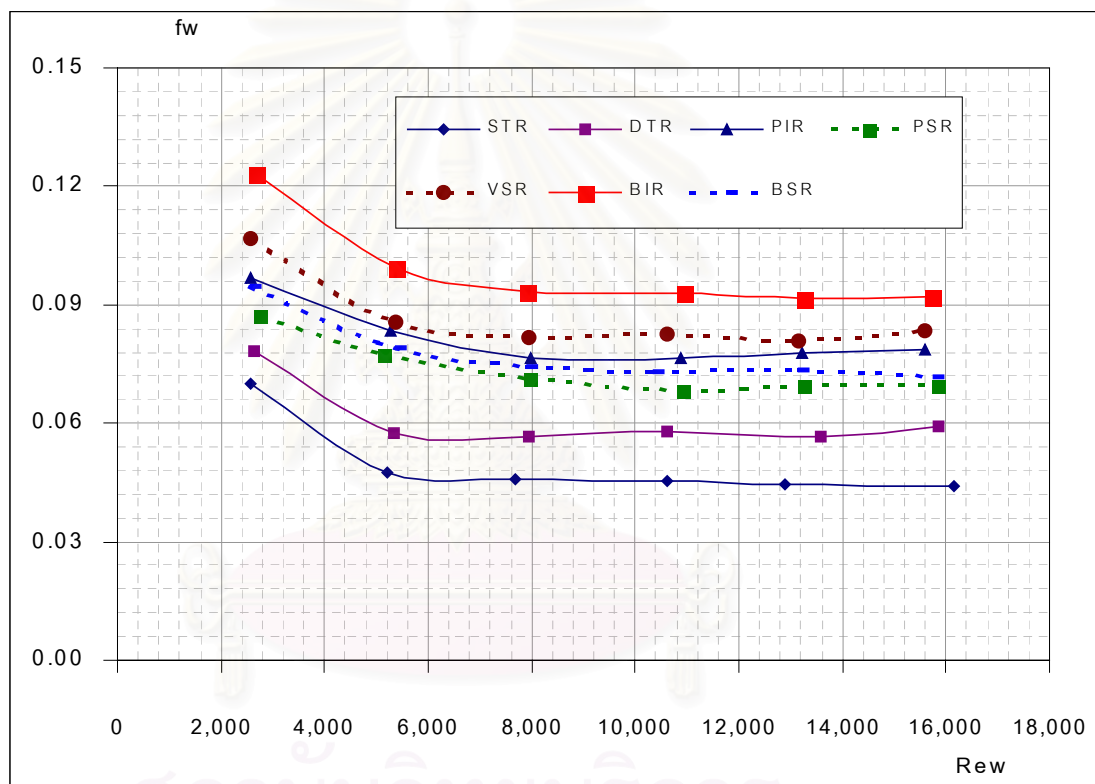
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความเสียดทานของการไหลในท่อผิวเรียบ

จากกราฟในรูปที่ 4.6 พบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่ได้จากการทดสอบหม้อน้ำตัวอย่างมีความแตกต่างจากค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยความสัมพันธ์ที่นำเสนอโดย Bhati และ Shah โดยเฉพาะในช่วงเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ ระหว่าง 2,500-6,000 ที่ยังอยู่ในช่วงปลายของการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) ย่างเข้าสู่ช่วงการไหลแบบเปลี่ยนแปลง (Transition) แต่เมื่อค่าของเลขเรย์โนลด์มีค่ามากกว่า 6,000 แล้วค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานจะมีแนวโน้มเดียวกัน คือมีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์ของน้ำมีค่าเพิ่มขึ้น

การทำการทดสอบและเก็บข้อมูลของค่าความดันตกในการศึกษานี้จะทำไปพร้อมกับ การทำการทดสอบการระบายความร้อน ซึ่งแตกต่างจากงานวิจัยก่อนหน้านี้ที่ความสัมพันธ์ของความเสียดทานต่างๆ จะมาจากการทดสอบที่สภาวะการทดสอบในสภาวะที่ไม่มีการให้ความร้อนกับระบบ



และการศึกษานี้ค่าความดันลดที่ได้จากการทดสอบจะมีอิทธิพลของการไหลผ่านพื้นผิวต่างๆ เข้ามาเกี่ยวข้อง ซึ่งจะแตกต่างจากงานวิจัยก่อนหน้านี้ที่ทำการศึกษการไหลภายในท่อแบบท่อเดี่ยว จึงทำให้ค่าของแฟกเตอร์ความเสียดทานที่แตกต่างออกไปจากค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยความสัมพันธ์ของ Bhati และ Shah สำหรับการไหลภายในช่องการไหลทั่วไปในช่วงอัตราการไหลต่ำๆ ค่าความเสียดทานของการไหลจะขึ้นอยู่กับอิทธิพลของความเค้นเฉือนของของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิวมากกว่าแรงจากความเฉื่อยเนื่องจากมวลของของไหล ดังนั้นความแตกต่างของแนวโน้มของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานในช่วงอัตราการไหลต่ำๆ ของการศึกษานี้จึงมาจากอิทธิพลของมุมโค้งของตะเข็บท่อด้านใน รวมทั้งรูปร่างของปากทางเข้าของท่อน้ำ

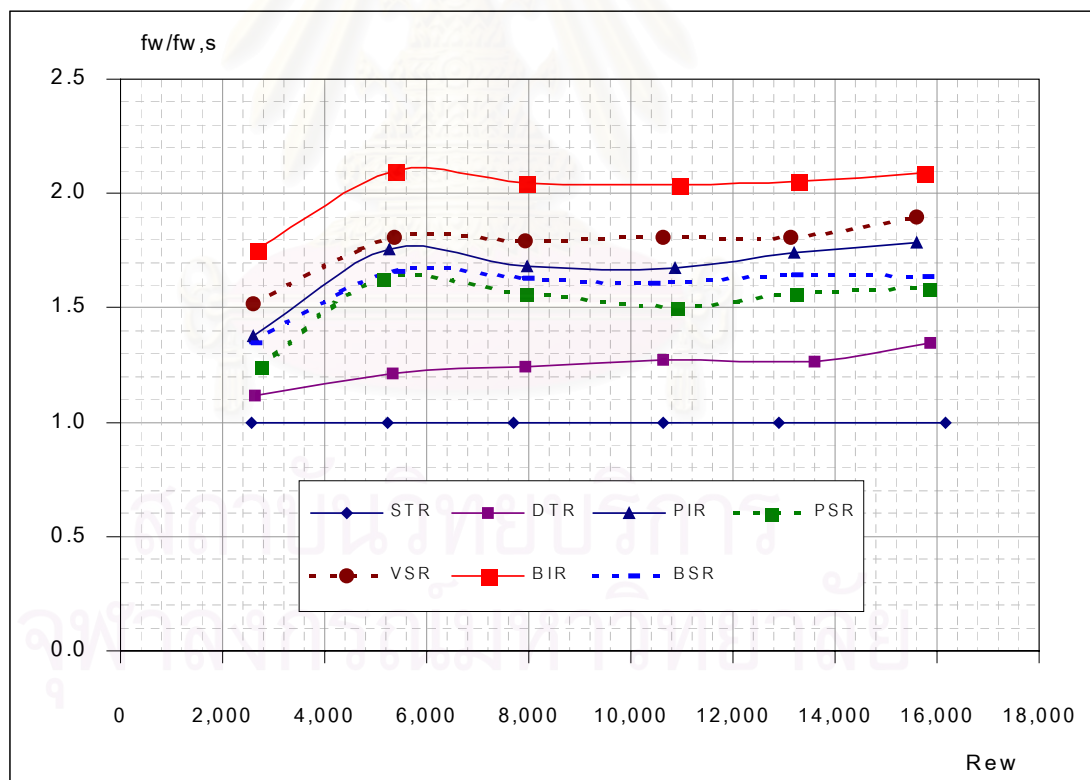


รูปที่ 4.7 กราฟแสดงค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่าง

สำหรับค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมดจะแสดงในรูปที่ 4.7 จากกราฟพบว่า แนวโน้มของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมดมีแนวโน้มที่คล้ายคลึงกัน ในช่วงแรกที่อัตราการไหลที่อยู่ในช่วงของเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2,500 ถึง 6,000 ค่าของแฟกเตอร์ความเสียดทานจะมีค่าสูงเนื่องจากอิทธิพลของความเค้นเฉือนของช่องการไหลบริเวณทางเข้าของท่อ และอิทธิพลของความโค้งและรอยตะเข็บของท่อ เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้นแฟกเตอร์ความเสียดทานจะมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วโดยหม้อน้ำแบบผิวเรียบจะมีอัตราการลดลงมากกว่าหม้อน้ำ

ที่ใช้ท่อที่มีผิวขรุขระ เนื่องจากช่องการไหลในท่อที่มีขนาดใหญ่กว่า ทำให้อิทธิพลของความเค้นเฉือนมีน้อยกว่าการไหลผ่านท่อที่มีพื้นผิวขรุขระ และเมื่ออัตราการไหลอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่มากกว่า 6,000 ค่าของแฟกเตอร์ความเสียดทานจะมีค่าที่คงที่ หม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบเรียบทุกใบจะให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานมากกว่าหม้อน้ำแบบ DTR และ STR

ลำดับค่าของแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่างจะมีความสอดคล้องกันกับค่าของความดันลดของน้ำจากการทดลอง เนื่องจากหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบใช้ถึงพักน้ำและท่อน้ำทางเข้าและออกที่เหมือนกัน ความดันลดที่เกิดจากส่วนประกอบอื่นๆ ที่ไม่ใช่ท่อน้ำในรังผึ้งจึงมีค่าที่ใกล้เคียงกัน พื้นผิวแบบขรุขระนี้จะกีดขวางการไหลของน้ำประกบกับพื้นที่หน้าตัดภายในของช่องการไหลของท่อที่มีพื้นผิวแบบขรุขระจะมีค่าน้อยกว่าท่อแบบผิวเรียบ ความเร็วของน้ำในท่อจึงมีค่าสูงส่งผลให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของพื้นผิวท่อแบบขรุขระนี้มีค่ามากกว่าท่อผิวเรียบ สำหรับการเปรียบเทียบอัตราส่วนของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อที่มีพื้นผิวแบบขรุขระเทียบกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบแสดงในกราฟรูปที่ 4.8

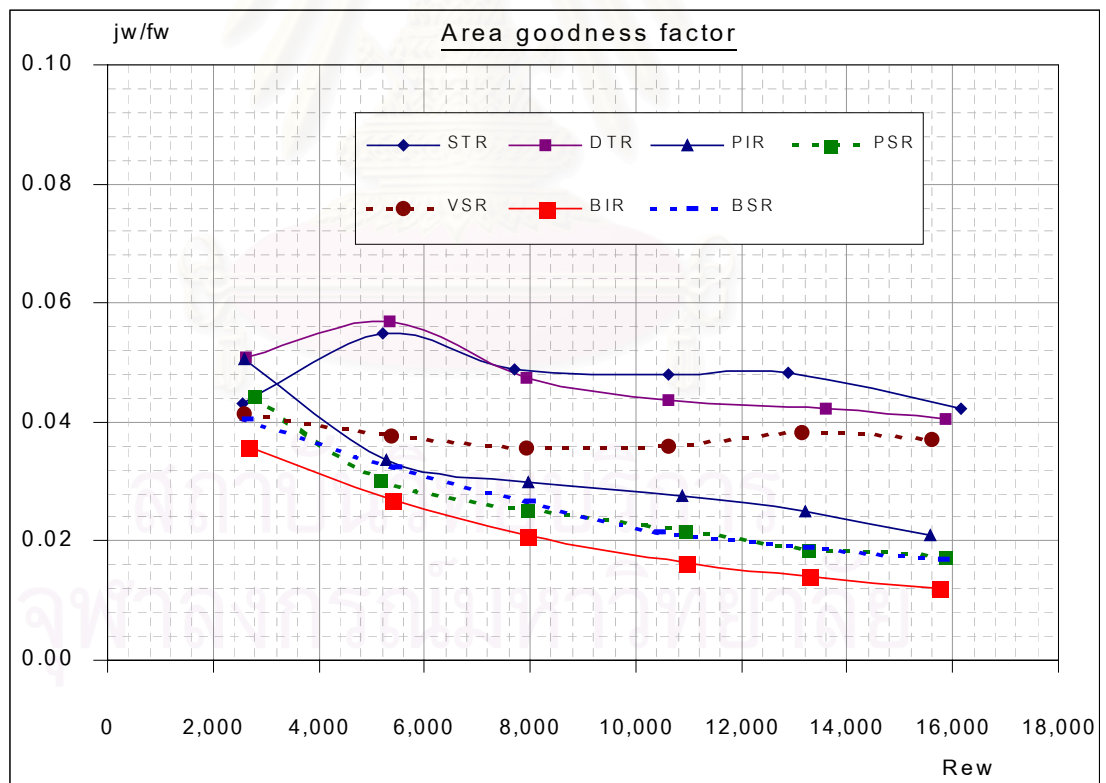


รูปที่ 4.8 กราฟแสดงค่าอัตราส่วนของแฟกเตอร์ความเสียดทานของหม้อน้ำตัวอย่างเมื่อเทียบกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ

จากกราฟในรูปที่ 4.8 อัตราส่วนของ  $f_w / f_{w,s}$  ของหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบริบจะสูงกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบดิมเปิล ในช่วงเลขเรย์โนลด์ต่ำกว่า 6,000 หม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบริบจะมีค่า  $f_w / f_{w,s}$  ที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานมีค่าสูงกว่าหม้อน้ำแบบผิวเรียบจากอิทธิพลของความเค้นเฉือน เมื่อพิจารณาผิวท่อแบบริบเทียบกับผิวท่อแบบดิมเปิลพื้นที่ที่เกิดขบวนการไหลของพื้นผิวแบบริบจะมีมากกว่า จึงได้รับอิทธิพลของความเค้นเฉือนที่มากกว่า ส่งผลให้แฟกเตอร์ความเสียดทานมีค่าสูงกว่าพื้นผิวท่อแบบดิมเปิล

#### 4.6 การเปรียบเทียบด้วยวิธี Area goodness factor

London (1964) ได้นำเสนอการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี Area goodness factor ดังแสดงรายละเอียดในหัวข้อที่ 2.7.1 ซึ่งจะบอกถึงค่าการระบายความร้อนต่อหนึ่งหน่วยของพลังงานที่สูญเสียไปเนื่องจากความเสียดทาน โดยพิจารณาจากอัตราส่วนของค่า แฟกเตอร์การถ่ายเทความร้อนของโคลเบิร์ตต่อ แฟกเตอร์ความเสียดทาน

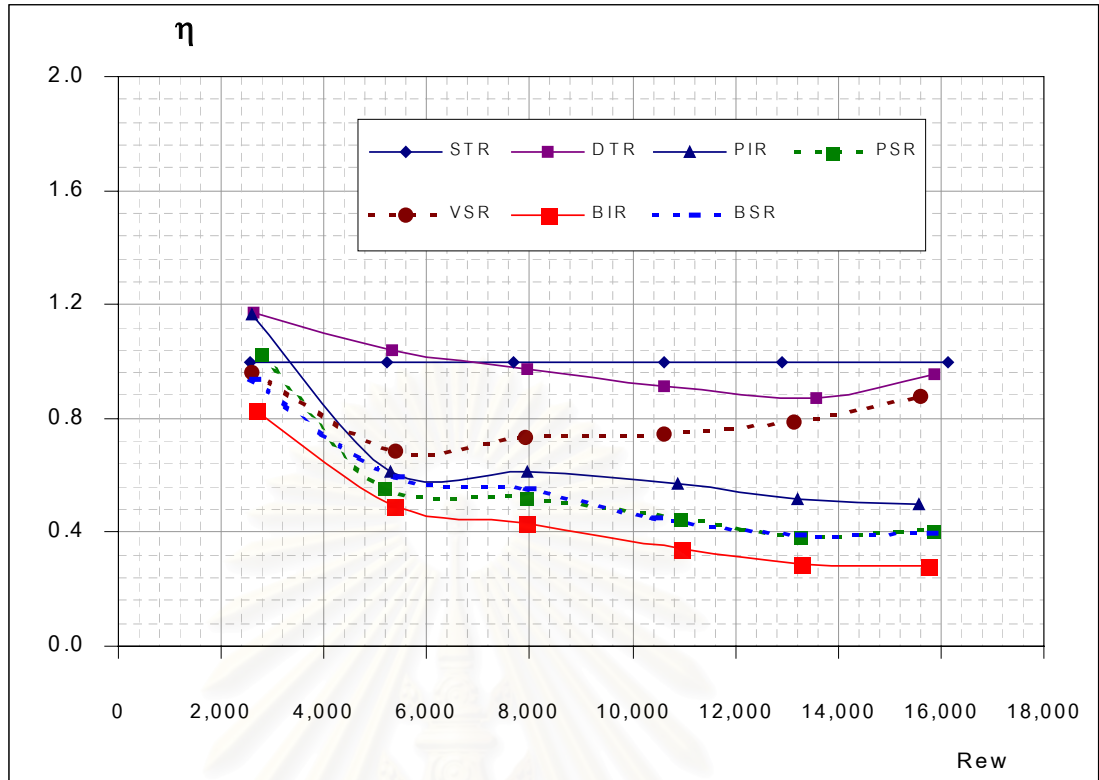


รูปที่ 4.9 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่างด้วยวิธี Area goodness factor

จากกราฟพบว่า ท่อแบบรีบให้ค่าอัตราส่วนของ  $j_w / f_w$  ที่ต่ำกว่าท่อผิวเรียบและท่อแบบดิมเบิล และแนวโน้มของค่า  $j_w / f_w$  จะมีค่าลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่อเลขเรย์โนลด์์เพิ่มมากขึ้น ยกเว้นหม้อน้ำ VSR ที่ค่าอัตราส่วนของ  $j_w / f_w$  ที่มีค่าค่อนข้างคงที่ หม้อน้ำแบบผิวเรียบ STR ให้ค่า  $j_w / f_w$  ที่ดีที่สุด โดยมีค่าที่สูงกว่าหม้อน้ำ DTR เล็กน้อย เนื่องจากหม้อน้ำแบบ STR มีค่าความดันลดที่ต่ำกว่าผิวท่อแบบขรุขระ การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของพื้นผิวแบบต่างๆ กับพื้นผิวเรียบด้วยวิธี Area goodness factor สามารถแสดงในเทอมของอัตราส่วนที่เทียบกับพื้นผิวเรียบ  $\eta$  ดังแสดงในกราฟรูปที่ 4.10

เมื่อเปรียบเทียบกับค่าอัตราส่วน  $\eta$  ซึ่งมีค่าเท่ากับ  $\frac{j_w / j_{w,s}}{f_w / f_{w,s}}$  หม้อน้ำ STR ที่ใช้เป็นตัวอ้างอิงจึงมีค่าเท่ากับ 1 จากกราฟจะพบว่าผิวท่อแบบขรุขระซึ่งให้ค่าความเสียดทานที่เพิ่มสูงขึ้นกว่าท่อผิวเรียบมากอัตราส่วน  $\eta$  นี้ จึงขึ้นกับอัตราส่วนของ  $j_w / j_{w,s}$  หม้อน้ำ PIR, PSR, BIR, BSR ซึ่งมีค่าการระบายความร้อนที่ต่ำกว่าหม้อน้ำ STR จะมีค่า  $\eta$  ที่น้อยกว่า 1 และมีแนวโน้มที่ลดลงอย่างต่อเนื่องตามค่า  $f_w / f_{w,s}$  ที่สูงขึ้น ในขณะที่หม้อน้ำ DTR ที่มีค่าความดันลดที่มากกว่าหม้อน้ำ STR ไม่มากนัก ประกอบกับให้การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำแบบ STR ด้วย จึงทำให้ค่า  $\eta$  มีค่าใกล้เคียงกับหม้อน้ำ STR สำหรับหม้อน้ำ VSR ถึงแม้จะให้การระบายความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำ STR แต่ที่อัตราการไหลที่เท่ากันก็ให้ค่าความดันลดสูงกว่าหม้อน้ำ STR มากดังนั้นค่า  $\eta$  นี้จึงมีค่าน้อยกว่า 1 และน้อยกว่าหม้อน้ำแบบ DTR ด้วย อย่างไรก็ตามเมื่ออัตราการไหลมีค่าสูงเข้าใกล้ช่วงการไหลแบบปั่นป่วน แนวโน้มค่า  $\eta$  ของหม้อน้ำ VSR ยังมีแนวโน้มที่เพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ จากผลการเปรียบเทียบนี้พบว่าถ้าค่าความดันลดถูกจำกัดหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำที่มีผิวท่อแบบขรุขระ

การเปรียบเทียบด้วยวิธี Area goodness factor ไม่สามารถบอกถึงปริมาณการระบายความร้อนที่เพิ่มขึ้นหรือขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถลดลงได้เมื่อมีการนำพื้นผิวที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ มาประยุกต์ใช้ แต่จะสามารถบอกแนวโน้มของหม้อน้ำที่ให้การถ่ายเทความร้อนที่ดีเมื่ออยู่ภายใต้ข้อจำกัดเรื่องความดันลด แต่สำหรับวิธี Volume goodness factor ที่จะกล่าวในหัวข้อถัดไปสามารถนำมาพิจารณาหาหม้อน้ำที่มีประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ดีเพื่อนำมาใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเพื่อลดปริมาตรของหม้อน้ำให้ลดลงได้

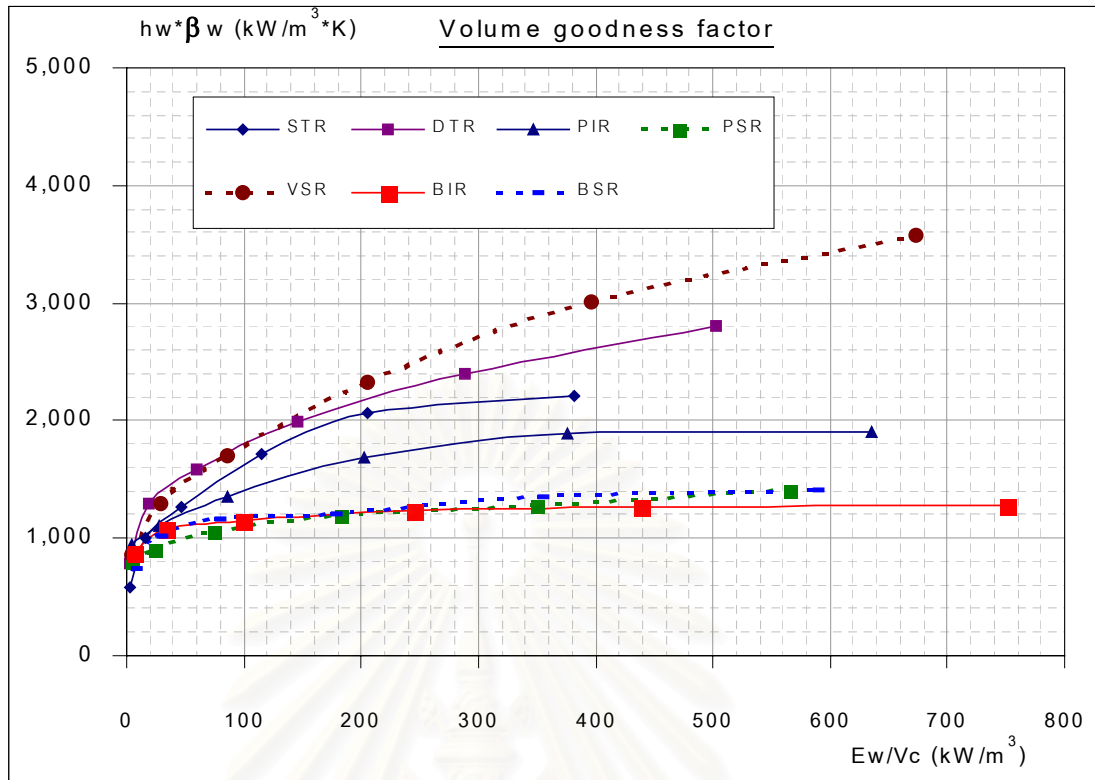


รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบอัตราส่วนประสิทธิผลของหม้อน้ำตัวอย่างกับหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ ด้วยวิธี Area goodness factor

#### 4.7 การเปรียบเทียบด้วยวิธี Volume goodness factor

ในการเปรียบเทียบด้วยวิธี Volume goodness factor นี้เป็นการเปรียบเทียบภายใต้เงื่อนไขที่ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหล (Pumping power) ของหม้อน้ำตัวอย่างมีค่าเท่ากับ เพื่อหาหม้อน้ำที่ให้ค่าประสิทธิภาพการระบายความร้อนต่อปริมาตรของหม้อน้ำที่ดีที่สุด ผลการเปรียบเทียบแสดงด้วยกราฟในรูปที่ 4.11

จากการเปรียบเทียบที่ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหลมีค่าเท่ากันโดยลากเส้นตั้งฉากกับแกน X ขึ้นไปตัดกราฟของหม้อน้ำตัวอย่างแล้วอ่านค่าที่ได้จากแกน Y จะพบว่า หม้อน้ำแบบ VSR จะให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ดีที่สุด (ค่าแกน Y มีค่าสูงที่สุด) ตามมาด้วยหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบ DTR, หม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบ STR และหม้อน้ำแบบ PIR ส่วนหม้อน้ำแบบริบที่เหลือทั้ง 3 ใบจะให้อัตราการเพิ่มขึ้นของค่าการระบายความร้อนต่อปริมาตรน้อยมากจนแทบจะคงที่



รูปที่ 4.11 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่าง  
ด้วยวิธี Volume goodness factor

ยกตัวอย่างที่ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของรังผึ้ง  $E_w / V_c$  มีค่า 300 กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร\*เคลวิน หม้อน้ำแบบ VSR จะมีค่า  $\frac{h_w A_w}{V_c}$  เท่ากับ 2,736 กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร\*เคลวิน หม้อน้ำแบบ STR มีค่า  $\frac{h_w A_w}{V_c}$  เท่ากับ 2,170 กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร\*เคลวิน

$$\frac{(h_w A_w / V_c)_{STR}}{(h_w A_w / V_c)_{VSR}} = \frac{V_{c,VSR}}{V_{c,STR}} = \frac{2,170}{2,736} = 0.79 \quad (4.3)$$

เมื่อพิจารณาที่ค่า  $h_w A_w$  ที่เท่ากัน สมการที่ (4.3) ก็คืออัตราส่วนของปริมาตรรังผึ้งของหม้อน้ำ VSR ต่อหม้อน้ำ STR มีค่าเท่ากับ 0.79 หรือกล่าวได้ว่าที่ค่าการระบายความร้อนที่เท่ากับหม้อน้ำ STR หม้อน้ำแบบ VSR จะลดปริมาตรของรังผึ้งลงได้ 21% สำหรับหม้อน้ำ DTR ที่ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของรังผึ้ง 300 กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร\*เคลวิน จะมีค่า  $\frac{h_w A_w}{V_c}$  เท่ากับ 2,453 กิโลวัตต์/ลูกบาศก์เมตร\*เคลวิน ที่ค่าการระบายความร้อนที่เท่ากันเมื่อเทียบกับ



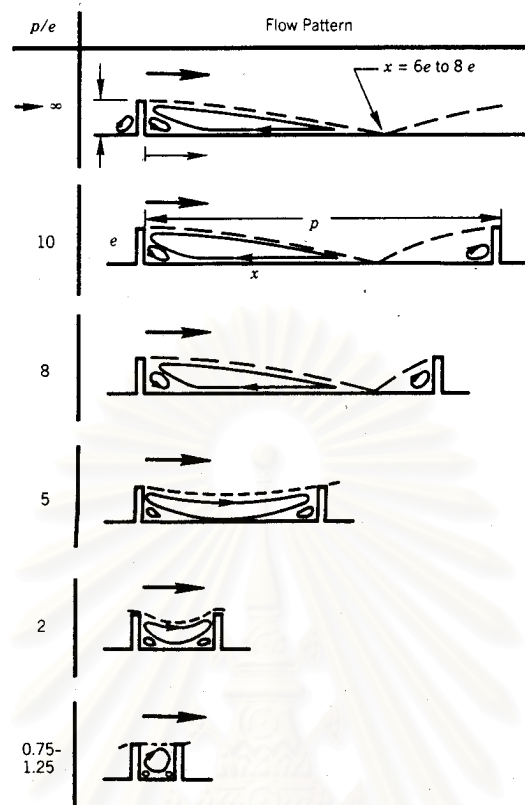
หม้อน้ำ STR แล้วหม้อน้ำ DTR จะมีปริมาตรที่ลดลงได้ 12% จากการเปรียบเทียบด้วยวิธีนี้สามารถเปรียบเทียบกับสถานการณ์การใช้งานจริงได้ว่า เมื่อรอบของปั๊มน้ำมีค่าเท่ากัน (ความเร็วในการขับเคลื่อนรถมีค่าเท่ากัน) ถึงแม้ว่าหม้อน้ำแบบ VSR และ DTR จะมีค่าความเสียหายของการไหลของน้ำที่สูงกว่าซึ่งทำให้น้ำที่ไหลผ่านหม้อน้ำมีน้อยกว่าก็ตามแต่หม้อน้ำทั้งสอง จะให้ค่าการระบายความร้อนที่สูงกว่าหม้อน้ำแบบ STR

#### 4.8 บทสรุป

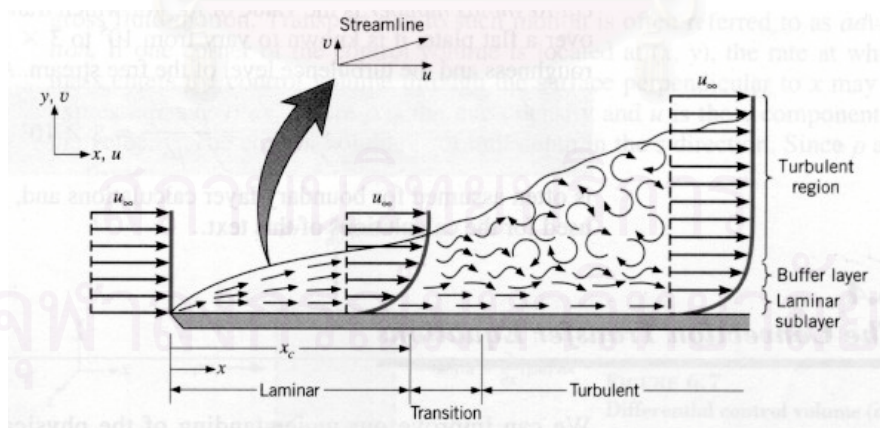
จากการศึกษาพบว่าการใช้หม้อน้ำที่มีท่อแบบขรุขระบางรูปแบบเท่านั้นที่ให้ค่าการระบายความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบ ซึ่งมีความแตกต่างจากงานที่ทำการศึกษามาก่อนหน้านี้ โดยผิวท่อแบบขรุขระทั้งหมดที่นำมาทำหม้อน้ำตัวอย่าง มีเพียงผิวท่อรูปรีบแบบตัววี และท่อแบบดิมเบิลเท่านั้นที่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าหม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบผิวเรียบในทุกช่วงของสภาวะการทดสอบ

การนำพื้นผิวแบบขรุขระมาประยุกต์ใช้นั้นมีวัตถุประสงค์ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนภายในช่องการไหล โดยที่พื้นผิวขรุขระนี้จะทำให้ของชั้นฟิล์มบางๆ ของชั้นการไหลย่อยภายในบาวนด์รีเลเยอร์ (Laminar sublayer) ของการไหลภายในท่อเกิดการแตกตัว และสร้างตัวขึ้นใหม่ (Reattachment) อยู่ตลอดเวลา (ดูรูปที่ 4.12 ประกอบ) ชั้นฟิล์มบางๆ นี้จะเสมือนเป็นกำแพงกีดขวางการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลบริเวณแกนกลาง และพื้นผิวด้านล่าง (ดูรูปที่ 4.13 ประกอบ) การถ่ายเทความร้อนในชั้นฟิล์มนี้จะเป็นเกิดได้น้อย เนื่องจากโปรไฟล์ของความเร็วในชั้นฟิล์มนี้แทบจะมีค่าเป็นเส้นตรงการถ่ายเทต่างๆ จึงเกิดได้ด้วยการแพร่ซึ่งมีอัตราการถ่ายเทต่ำ

เมื่อมีพื้นผิวขรุขระไปกีดขวางการไหลของของไหล การไหลของอนุภาคของไหลบริเวณใกล้กับผนังด้านล่างของผิวท่อจะเกิดการแตกตัว และไหลวนเป็นการไหลแบบปั่นป่วนลูกเล็กๆ (Recirculation flow) ในขณะที่การไหลที่อยู่เหนือความสูงของพื้นผิวขรุขระที่กีดขวางการไหล ซึ่งไม่ได้รับผลกระทบจากแรงเฉือน (Free shear region) จะเกิดการไหลปั่นป่วนที่มีขนาดใหญ่ (Large eddies) เนื่องจากความเฉื่อยของอนุภาคของของไหลความปั่นป่วนของอนุภาคทั้งสองชั้นนี้จะเกิดการไหลวนในทิศสวนทางกัน ทำให้เกิดการผสมกันของอนุภาคของไหลได้มากขึ้น ซึ่งช่วยให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลมีค่ามากขึ้น การถ่ายเทพลังงานระหว่างอนุภาคก็เกิดได้ดีขึ้นด้วย

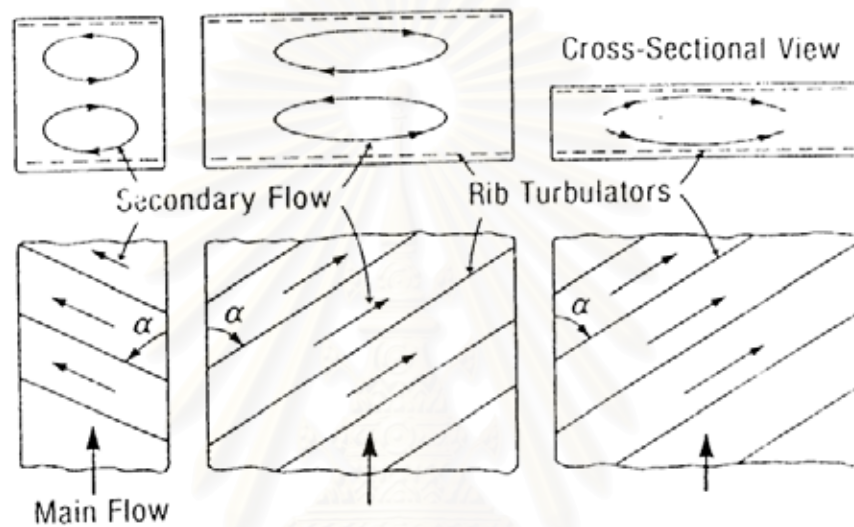


รูปที่ 4.12 การสลายและสร้างตัวใหม่ของของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิวเรียบ  
ที่มีระยะห่างของริบต่างๆ กัน



รูปที่ 4.13 ลักษณะรูปแบบการไหลของอนุภาคของไหลผ่านผนัง

พื้นผิวแบบดิมเปิลนั้นจะทำให้อนุภาคของของไหลที่อยู่ติดกับดิมเปิลเกิดการไหลหมุนวนรอบๆ ดิมเปิลแต่ละจุด และการหมุนวนของอนุภาคของของไหลรอบๆ ดิมเปิลที่อยู่ติดกัน จะเกิดการผสม และถ่ายเทพลังงานซึ่งกันและกัน สำหรับพื้นผิวแบบริบนั้นเมื่อของไหลไหลผ่านผิวริบจะเกิดกลุ่มของอนุภาคของไหลไหลวนในแนวตั้งฉากกับทิศการไหล (Secondary flow) แล้วหมุนวนไปตามมุมเอียงของริบก่อนที่จะไหลข้ามไปด้านหลังของริบทำให้เกิดการผสมและถ่ายเทพลังงานระหว่างอนุภาค ดังแสดงในรูปที่ 4.14



รูปที่ 4.14 ลักษณะการไหลของอนุภาคของไหลผ่านพื้นผิวแบบริบ  
ที่ทำมุมเอียงกับทิศการไหล

สิ่งที่เกิดตามมาจากการไหลแบบปั่นป่วนคือ ค่าความดันลดของการไหลจะมีค่าสูง เนื่องจากความเค้นเฉือนที่เกิดระหว่างอนุภาคของการไหลเองและจากความเสียดทานของพื้นผิว เมื่อค่าอัตราการไหลเพิ่มสูงขึ้นค่าพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานจะมีค่าสูงมากเมื่อเทียบกับพลังงานที่ได้จากการถ่ายเทระหว่างอนุภาค ดังนั้นในการนำพื้นผิวแบบขรุขระไปประยุกต์ใช้งานจึงควรคำนึงถึงข้อจำกัดเรื่องพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากความเสียดทานด้วย จากที่กล่าวมานี้จึงพบว่าการใช้พื้นผิวแบบขรุขระจะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งมีงานวิจัยอยู่สองงานวิจัยที่ทำการศึกษในช่วงของเลขเรย์โนลด์ที่ใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้ และพบว่าพื้นผิวแบบริบช่วยให้การพาความร้อนของของไหลมีค่าสูงขึ้นเมื่อเทียบกับการไหลผ่านช่องการไหลผิวเรียบ

Liou, Chen และ Tsai (2000) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหลของอากาศผ่านพื้นผิวแบบเรียบแบบต่างๆ ในช่องการไหลแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่เลขเรย์โนลด์คงที่ที่ 12,000 ซึ่งในการศึกษาจะใช้ผิวแบบเรียบตัวเดียวที่ด้านล่างของผนังของช่องการไหล ที่มีอัตราส่วนของ  $e/D$  เท่ากับ 0.12 พบว่าเรียบแบบตัววีจะให้ค่าประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ดีที่สุด และดีกว่าเรียบแบบขนาน และเรียบแบบตัววีแยกกลางดังแสดงในตารางที่ 4.1

Han, Zhang และ Lee (1991) ได้ศึกษาลักษณะการระบายความร้อน และความดันลดของช่องการไหลแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่มีผิวแบบเรียบเรียงต่อกันอยู่ด้านตรงข้ามของผนังด้านบนและล่าง ในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 15,000-90,000 อัตราส่วนของ  $e/D$  มีค่า 0.0625 และ  $p/e$  เท่ากับ 10 จากการศึกษาพบว่าเรียบรูปแบบตัววีให้ค่าการระบายความร้อนที่ดีกว่าเรียบแบบขนาน และมีความเสียดทานที่มากกว่าด้วย

งานวิจัยทั้งสองงานดังกล่าว แสดงข้อมูลการถ่ายเทความร้อนด้วยอัตราส่วนของ  $Nu/Nu_s$  ในงานวิจัยดังกล่าว ซึ่งนำมาเปรียบเทียบกับอัตราส่วนของ  $j_w/j_{w,s}$  ในงานวิจัยนี้ได้ เนื่องจากค่าเลขนซ์เซิลมีนิยามดังนี้

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.4)$$

และมีความสัมพันธ์กับเจ-แฟกเตอร์ดังนี้

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (4.5)$$

จึงได้ความสัมพันธ์เป็น

$$\frac{j_w}{j_{w,s}} = \frac{Nu}{Nu_s} \cdot \frac{(Re \cdot Pr^{1/3})_s}{(Re \cdot Pr^{1/3})} \quad (4.6)$$

เมื่อพื้นผิวเรียบและพื้นผิวเรียบที่ใช้อ้างอิงทดสอบที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากัน และของไหลตัวกลางเป็นอากาศเหมือนกันค่า  $Pr$  จึงมีค่าคงที่ จึงได้ว่า  $Nu/Nu_s$  มีค่าเท่ากับ  $j_w/j_{w,s}$  ผลการวิจัยทั้งสองแสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานของการไหลผ่านพื้นผิวเรียบ ของ Liou และ Han

ชนิดของรีบ	$Nu / Nu_s$		$f / f_s$		Re	
	Liou et al.	Han et.al.	Liou et al.	Han et.al.		
60° Parallel	2.3	1.4*	-	6.08	-	12,000
60° Broken V	1.9	1.4*	-	3.15	-	12,000
60° V shaped	3.3	1.8*	-	9.12	-	12,000
45° V shaped	3.7	2.5*	3.5	3.78	7.5	12,000 for Liou
						14,297 for Han
45° Parallel	-	-	2.5	-	5.0	15,130

\* แทนสถานะที่กำหนดค่า Fluid pumping power ของของไหลมีค่าคงที่, ข้อมูลนอกจากนั้นทดสอบที่ อัตราการไหลคงที่

สำหรับการศึกษานี้ อัตราส่วนของสัดส่วนของพื้นผิวต่างๆ จะมีความแตกต่างจากงานวิจัยทั้งสองงานดังกล่าว รวมทั้งมีสมมติฐานที่แตกต่างกัน เนื่องจากงานวิจัยทั้งสองจะมีการให้ความร้อนที่ผิวของท่อโดยเท่ากันตลอดทั้งพื้นผิวที่อากาศไหลผ่าน แล้วใช้สมมติฐานว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่มีค่าคงที่ (Constant heat flux) แต่อย่างไรก็ตามผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของงานวิจัยทั้งสองสามารถนำมาใช้เป็นข้อมูลอ้างอิงอิทธิพลของการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนให้กับของไหลด้วยพื้นผิวแบบรีบได้ จากการทดสอบหม้อน้ำตัวอย่างในงานวิจัยนี้พบว่าพื้นผิวของรีบรูปตัววีจะให้การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่ารีบแบบขนาน และรีบรูปตัววีแยกกลางซึ่งสอดคล้องกับลำดับการถ่ายเทความร้อนของงานวิจัยทั้งสองแต่อัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวแบบรีบต่อพื้นผิวแบบผิวเรียบที่ได้มีน้อยกว่าดังแสดงในตารางที่ 4.2

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.2 ผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานของหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบบริบ ที่ทำการศึกษาในงานวิจัยนี้

ชนิดของบริบ	$j_w / j_{w,s}$		$f_w / f_{w,s}$	
	Re 12,000	Re 15,000	Re 12,000	Re 15,000
VSR	1.36	1.6	1.80	1.88
PIR	0.92	0.88	1.70	1.78
PSR	0.64	0.62	1.52	1.58
BIR	0.64	0.60	2.05	2.10
BSR	0.66	0.64	1.62	1.65

สำหรับการเปรียบเทียบพื้นผิวแบบบริบกับพื้นผิวแบบดิมเปิดนั้นจะนำข้อมูลจากงานวิจัยของ Olsson และ Sunden (1995) มาอ้างอิง งานวิจัยนี้ได้นำท่อแบบบางของหม้อน้ำรถยนต์ที่ภายในผิวของท่อมีการขึ้นรูปพื้นผิวแบบบริบ และแบบดิมเปิดมาทำการทดสอบ โดยใช้ท่อเดียวที่มีน้ำไหลผ่านผิวด้านนอก เพื่อรักษาอุณหภูมิของผิวท่อให้มีค่าคงที่ แล้วใช้อากาศไหลผ่านด้านในของท่อ นำค่าผลต่างของอุณหภูมิของน้ำที่ตั้งสมมติฐานว่าเท่ากับอุณหภูมิของผนังภายในท่อและมีค่าคงที่กับอุณหภูมิของอากาศมาประมาณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านพื้นผิวท่อแบบต่างๆ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 500-6,000 ซึ่งจากการศึกษาพบว่าท่อที่มีพื้นผิวบริบแบบขนานที่ทำมุม  $45^\circ$  กับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าท่อที่ใช้พื้นผิวแบบดิมเปิด และท่อผิวเรียบ ซึ่งมีความแตกต่างจากงานที่ทำการศึกษานี้ โดยในช่วงเลขเรย์โนลด์ดังกล่าวท่อของหม้อน้ำที่ใช้พื้นผิวแบบดิมเปิดจะให้ค่าการระบายความร้อนที่ดีกว่าหม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อบริบแบบขนาน

เพื่อวิเคราะห์ถึงสาเหตุของแนวโน้มการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างจากงานวิจัยก่อนหน้านี้จึงได้นำสมการการถ่ายเทความร้อนรวมมาทำการวิเคราะห์ ในการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยพื้นผิวสัมผัสแบบต่างๆ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าการระบายความร้อนที่สูงขึ้นเมื่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $UA$  มีค่าสูงขึ้น ซึ่งการเพิ่มขึ้นของค่า  $UA$  นี้จะขึ้นกับค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการที่ (2.46)



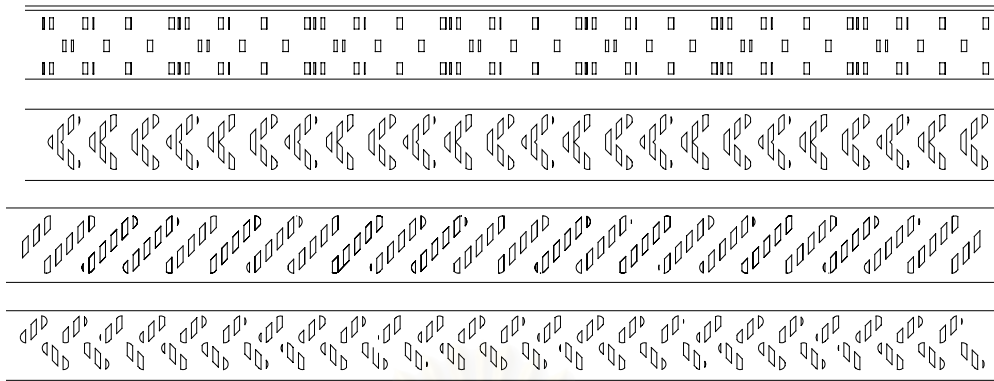
$$\frac{Q}{\Delta t_m} = (UA)_a = (UA)_w = \frac{1}{\frac{1}{h_w A_w} + \frac{\delta_t}{k_t A_w} + \frac{1}{\eta_o h_a A_a}}$$

จากสมการข้างต้นจะพบว่าค่า  $Q / \Delta t_m$  จะขึ้นอยู่กับค่าความต้านทานการพาความร้อนของอากาศและน้ำ รวมทั้งค่าความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังท่อของหม้อน้ำ สมมติฐานเบื้องต้นในการวิเคราะห์ผลจะถือว่าหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบจะใช้ครีปที่มีขนาดและลักษณะที่เหมือนกัน ทั้งหมดค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศของหม้อน้ำตัวอย่างจึงมีค่าใกล้เคียงกันมาก และค่าความต้านทานการนำความร้อนผ่านผิวท่อหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบมีค่าเท่ากันเนื่องจากใช้ท่อที่ทำจากวัสดุเดียวกันที่มีความหนาและความยาวที่เท่ากัน ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของหม้อน้ำจึงขึ้นอยู่กับ ผลคูณของ  $h_w A_w$

แต่จากการทดสอบหม้อน้ำตัวอย่างจะพบว่าการนำพื้นผิวแบบขรุขระมาประยุกต์ใช้กับท่อของหม้อน้ำรถยนต์ ไม่ได้ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่าการใช้ท่อผิวเรียบเสมอไป เมื่อนำหม้อน้ำตัวอย่างที่ใช้ผิวท่อแบบขรุขระมาตัดเพื่อดูพื้นผิวภายในจึงพบว่า การสัมผัสกันของครีปกับผิวท่อด้านนอกของหม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบขรุขระเกิดได้ไม่สมบูรณ์ จึงทำการคำนวณค่าพื้นที่สัมผัสที่หายไปของหม้อน้ำแต่ละใบ โดยที่หม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบจะมีการสัมผัสกันของครีปและผิวท่อด้านนอกคิดเป็น 100% ค่าพื้นที่การสัมผัสของครีปกับผิวท่อด้านนอกของหม้อน้ำตัวอย่างนี้แสดงไว้ในตารางที่ 4.3 และดูพื้นที่การสัมผัสที่หายไปได้จากรูปที่ 4.15 รอยเว้าแหว่งของพื้นผิวแบบเรียบ และเติมเปิดที่แสดงในรูปที่ 4.15 คือบริเวณที่มีครีปไม่เกิดการสัมผัสกับผิวท่อด้านนอกของท่อ

ตารางที่ 4.3 พื้นที่การสัมผัสของครีปกับท่อของหม้อน้ำตัวอย่าง

หม้อน้ำตัวอย่าง	พื้นที่สัมผัสระหว่างครีปกับผิวท่อ $A_{if}$ , เมตร <sup>2</sup>	พื้นที่สัมผัสของครีปกับท่อที่หายไป, เมตร <sup>2</sup>	% การสัมผัส
STR	0.023	-	100
DTR	0.020	0.003	87.35
VSR	0.017	0.006	74.70
PIR, PSR	0.017	0.006	74.93
BIR, BSR	0.018	0.005	76.71



รูปที่ 4.14 พื้นที่การสัมผัสของท่อและครีบบางของหม้อน้ำตัวอย่าง

พื้นที่การสัมผัสของครีบบางและผิวท่อด้านนอกที่ไม่สมบูรณ์นี้มีผลต่อค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนรวมของครีบบางและฐานของครีบบาง  $\eta_o$  ทำให้ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทางด้านอากาศมีค่ามากขึ้น จากตารางที่ 4.3 จะพบว่าพื้นที่ผิวท่อแบบเรียบมีพื้นที่การสัมผัสของครีบบางน้อยกว่าพื้นที่ผิวท่อแบบผิวเรียบประมาณ 25% ในขณะที่ท่อแบบดิมเปิลจะมีพื้นที่สัมผัสของครีบบางกับผิวนอกของท่อน้อยกว่าท่อแบบผิวเรียบประมาณ 13%

ดังนั้นจึงนิยามเทอมประสิทธิภาพรวมของครีบบางและฐานของครีบบางที่การสัมผัสของครีบบางกับผิวท่อที่ไม่สมบูรณ์  $\eta_{o,c}$  ดังนี้

$$\eta_{o,c} = \frac{Q_a}{Q_{a,max}} \tag{4.7}$$

การถ่ายเทความร้อนกับอากาศด้านนอกมีสามกลไกจากสองส่วนคือ ส่วนของครีบบางจะประกอบด้วยการนำความร้อนจากผิวท่อด้านนอกของท่อไปยังครีบบางโดยผ่านจุดสัมผัสของครีบบางกับท่อ และการพาความร้อนจากผิวครีบบางไปยังอากาศ ส่วนฐานของครีบบางจะเกิดการพาความร้อนจากผิวด้านนอกของท่อที่สัมผัสกับอากาศที่ไหลผ่าน

$$Q_a = Q_f + Q_{ta} \tag{4.8}$$

กำหนดให้  $A_f$  คือ พื้นที่สัมผัสของครีบบกับท่อ

$\theta_o$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิที่ผิวท่อด้านนอกกับอากาศ  $t_{wall,o} - t_a$

การถ่ายเทความร้อนของครีบบมีสองกลไกคือ การนำความร้อนจากผิวท่อด้านนอกไปยังครีบบผ่านจุดสัมผัสของครีบบกับท่อ และการพาความร้อนจากครีบบออกสู่อากาศ ในสภาวะคงตัวและไม่เกิดการสูญเสียความร้อนกับสิ่งแวดล้อมค่าการนำความร้อนทั้งสองกลไกจะมีค่าเท่ากัน

$$Q_f = Q_{COND,b} = Q_{CONV,f} \quad (4.9)$$

เมื่อ  $Q_{COND,b}$  คือ การนำความร้อนผ่านจุดสัมผัสของผิวท่อกับครีบบ

$Q_{CONV,f}$  คือการพาความร้อนจากครีบบออกสู่อากาศ

$$Q_f = \frac{\theta_o}{\frac{R_{t,c}}{A_f} + \frac{1}{\eta_f h_a A_f}} \quad (4.10)$$

เมื่อ  $R_{t,c}$  คือ ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนผ่านจุดสัมผัส (Thermal contact resistance), ตารางเมตร\*เคลวิน/วัตต์ โดยเมื่อพื้นผิวท่อด้านนอกสัมผัสกับครีบบได้ไม่สมบูรณ์ กลไกการถ่ายเทความร้อนผ่านจุดสัมผัสนี้จะมีอยู่สองกลไกคือ การนำความร้อนผ่านจุดที่เกิดการสัมผัส และการพาหรือการแผ่รังสีความร้อนผ่านอากาศที่อยู่ในสภาวะสุญญากาศ (Vacuum) ภายในช่องว่างระหว่างครีบบกับท่อที่ไม่เกิดการสัมผัสกัน

การพาความร้อนออกจากผิวท่อด้านนอกที่สัมผัสกับอากาศหาได้จาก

$$Q_{ta} = \frac{\theta_o}{\frac{1}{h_a (A_a - A_f)}} \quad (4.11)$$

แทนค่าสมการที่ (4.10) และ (4.11) ในสมการที่ (4.8) จะได้

$$Q_a = \theta_o \left( \frac{1}{\frac{R_{t,c}}{A_{tf}} + \frac{1}{\eta_f h_a A_{tf}}} + \frac{1}{h_a (A_a - A_{tf})} \right) \quad (4.12)$$

$$Q_a = h_a A_a \theta_o \left( \frac{\eta_f \frac{A_{tf}}{A_a} A_{tf}}{\eta_f h_a A_{tf} \cdot R_{t,c} + A_{tf}} + \left(1 - \frac{A_{tf}}{A_a}\right) \right) \quad (4.13)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ

$$Q_{a,max} = h_a A_a \theta_o \quad (4.14)$$

แทนค่าสมการที่ (4.13) และ (4.14) ในสมการที่ (4.7) แล้วจัดรูปสมการใหม่ได้ดังนี้

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{tf}}{A_a} \left(1 - \frac{\eta_f}{C_1}\right) \quad (4.15)$$

โดยที่

$$C_1 = 1 + \eta_f h_a A_{tf} \left(\frac{R_{t,c}}{A_{tf}}\right) \quad (4.16)$$

ดังนั้นค่าประสิทธิภาพรวมของครีบบและฐานของครีบบในสมการที่ (4.15) จึงแตกต่างไปจากสมการที่ (2.39) ซึ่งจะทำให้ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของอากาศมีค่าสูงมากขึ้นสำหรับค่า  $R_{t,c}$  นี้จำเป็นต้องมีการศึกษาและทำการทดลองเพิ่มเติมเพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนผ่านจุดสัมผัสกับพื้นที่การสัมผัสที่แตกต่างกันออกไป

อย่างไรก็ตามสำหรับพื้นผิวทอแบบริบรูปตัววีที่มีพื้นที่การสัมผัสของครีบบกับท่อที่น้อยที่สุด (ดูตารางที่ 4.3 ประกอบ) แต่ยังคงให้การระบายความร้อนที่ดีเนื่องจาก พื้นผิวริบแบบตัววีนี้ช่วยให้การพาความร้อนเกิดได้ดีที่สุดเมื่อเทียบกับพื้นผิวริบรูปแบบอื่นๆ ดังที่แสดงในตารางที่ 4.1, 4.2 ซึ่งการพาความร้อนที่เกิดขึ้นสามารถชดเชยความต้านทานการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากพื้นที่สัมผัสของครีบบกับท่อที่ไม่สมบูรณ์ได้

สำหรับค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่ได้จากการศึกษาพบว่า อัตราส่วนของค่าความเสียหายของพื้นผิวแบบขรุขระเทียบกับพื้นผิวแบบเรียบ  $f_w / f_{w,s}$  จะมีค่าน้อยกว่างานศึกษาวิจัยก่อนหน้านี โดยอัตราส่วนที่มากที่สุดจะมาจากหม้อน้ำ BIR ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2.1 สาเหตุที่ค่าอัตราส่วนความเสียหายที่เพิ่มขึ้นเมื่อนำพื้นผิวแบบขรุขระมาใช้นี้เนื่องจาก อัตราส่วนของค่า  $p/e$  ของพื้นผิวแบบเรียบที่มีค่ามากคือ 28.85 เมื่อเทียบจากงานวิจัยของ Han และคณะที่มีค่า  $p/e$  เท่ากับ 10 และรูปทรงของริบที่มาจากด้วยการกดขึ้นรูปนั้น จะมีรูปทรงเป็นรูปครึ่งวงกลม ไม่ได้เป็นทรงสี่เหลี่ยมมุมฉากเหมือนกับงานวิจัยทั้งสอง ดังนั้นอนุภาคที่ไหลวนด้านหน้าและด้านหลังของริบจึงได้รับอิทธิพลจากความเค้นเฉือนที่พื้นผิวที่น้อยกว่า

ในช่วงการศึกษานี้ที่มีค่าเลขเรย์โนลด์ของการไหลของน้ำระหว่าง 2,500 ถึง 16,000 จะมีค่าเลขเรย์โนลด์ของพื้นผิวแบบขรุขระมากกว่า 70 ซึ่งทำให้การไหลของของไหลผ่านพื้นผิวแบบขรุขระนี้อยู่ในช่วง Fully rough flow ซึ่งพื้นผิวขรุขระจะอยู่เหนือชั้น Laminar sublayer จึงทำให้ฟังก์ชันความเสียหายของพื้นผิวแบบขรุขระเป็นอิสระกับค่าของเลขเรย์โนลด์ของของไหลที่เพิ่มขึ้น ฟังก์ชันความเสียหายของพื้นผิวแบบขรุขระ  $R(e^+)$  นี้เป็นสัดส่วนกับค่าแฟกเตอร์ความเสียหายของการไหลผ่านพื้นผิวขรุขระดังแสดงในสมการที่ (2.55) เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ของการไหลมีค่าที่มากกว่า 6,000 แล้วจะพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียหายนี้จะมีค่าคงที่ ซึ่งสอดคล้องกับเหตุผลดังกล่าว ในช่วงการไหลต่ำๆ ที่เลขเรย์โนลด์ต่ำกว่า 6,000 นั้น แฟกเตอร์ความเสียหายจะมีค่าสูงแล้วค่าจะลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น สาเหตุดังกล่าวเนื่องมาจากอิทธิพลความเค้นเฉือนที่เกิดจากการไหลผ่านทางเข้าของท่อ และความโค้งกับรอยตะเข็บภายในของท่อ เมื่ออัตราการไหลมากขึ้นอิทธิพลดังกล่าวจะลดลง และค่าแฟกเตอร์ความเสียหายนี้จะได้รับอิทธิพลจากแรงเนื่องจากความเฉื่อยของมวลของไหลในแกนกลางของท่อมากกว่า

จากค่าแฟกเตอร์ความเสียหายของพื้นผิวแบบเรียบพบว่า อิทธิพลของการเรียงตัวของริบบนผนังของท่อด้านตรงข้าม มีผลต่อค่าแฟกเตอร์ความเสียหาย โดยการจัดเรียงตัวแบบตรงกัน (In-line) จะให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่มากกว่าแบบเยื้องกัน (Stagger) เนื่องจากช่องการไหลภายในถูกบีบเข้าหากันทั้งสองด้านส่งผลให้ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านพื้นผิวที่มีการเรียงตัวแบบตรงกันจะมีความเร็วมากกว่าความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านพื้นผิวที่อยู่เยื้องกัน โดยความแตกต่างของแฟกเตอร์ความเสียหายเนื่องจากลักษณะการเรียงตัวของริบบนผนังท่อด้านตรงกันข้ามของพื้นผิวแบบเรียบรูปตัววีแยกกลางจะมีมากกว่าริบบนผนัง

ประสิทธิภาพการระบายความร้อนของหม้อน้ำนั้นจะขึ้นอยู่กับข้อจำกัดในการใช้งาน ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำด้วยวิธี Area goodness factor และ Volume goodness factor นั้นจะบ่งบอกถึงประสิทธิภาพที่ขึ้นอยู่กับข้อจำกัดที่แตกต่างกัน วิธี Area goodness factor นั้นจะบอกถึงประสิทธิภาพการระบายความร้อนในการนำไปประยุกต์ใช้งานที่มีข้อจำกัดเรื่องความดันลดที่อัตราการไหลหนึ่งๆ โดยพบว่าพื้นผิวท่อแบบผิวเรียบยังให้ค่าประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ดีกว่าพื้นผิวแบบขรุขระ

สำหรับวิธี Volume goodness factor นั้นจะบอกถึงประสิทธิภาพการระบายความร้อนในการนำไปประยุกต์ใช้งานที่มีข้อจำกัดเกี่ยวกับค่าความดันลดมีน้อย หรือไม่มีข้อจำกัดเกี่ยวกับความดันลดเลย (ปั๊มน้ำของรถยนต์มีกำลังเพียงพอ) โดยจะพิจารณาการระบายความร้อนที่กำลังการส่งจ่ายของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของของหม้อน้ำตัวอย่างที่มีค่าเท่ากัน พบว่าพื้นผิวท่อแบบริบรูปตัววี และแบบดิมเบิลมีประสิทธิภาพการระบายความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของหม้อน้ำที่ดีกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ และสามารถนำพื้นผิวดังกล่าวนี้มาประยุกต์ในการออกแบบหม้อน้ำเพื่อลดต้นทุนการผลิตของหม้อน้ำรถยนต์ได้ ผู้ทำการวิจัยเสนอว่าในการนำไปประยุกต์ใช้งานเนื่องจากพื้นผิวขรุขระจะพบปัญหาเกี่ยวกับความดันลดของการไหลที่สูงขึ้น ดังนั้นเพื่อลดปัญหาจากข้อจำกัดเกี่ยวกับความดันลดดังกล่าว ควรนำพื้นผิวท่อแบบขรุขระมาใช้กับผิวท่อด้านในของหม้อน้ำแล้วทำการลดความยาวของท่อที่ใช้ลง โดยรักษาความกว้างของรังผึ้งไว้เพื่อรักษาความเร็วของน้ำที่ทางเข้าไม่ให้มีค่าสูงซึ่งหากความเร็วของน้ำที่ทางเข้าของหม้อน้ำมีค่าสูงจะยิ่งทำให้ค่าความดันลดของน้ำมีค่าสูงมากตามไปด้วย การลดความยาวของท่อลงจะทำให้ความดันลดของน้ำมีค่าลดลงเนื่องจากความเสียดทานจากความยาวของท่อที่ลดลง และยังทำให้ปริมาตรของรังผึ้งมีค่าลดลงจึงช่วยลดต้นทุนการผลิตให้มีค่าลดลงได้ด้วย

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## บทที่ 5

### สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์ เมื่อมีการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนด้วยพื้นผิวสัมผัสแบบต่างๆ ภายในท่อ โดยการนำพื้นผิวแบบริบรูปแบบต่างๆ รวม 5 รูปแบบ และพื้นผิวแบบติมเปิดอีก 1 รูปแบบมาทำการขึ้นรูปบนผิวของท่อของหม้อน้ำรถยนต์ เพื่อนำหม้อน้ำตัวอย่างมาทำการทดสอบเปรียบเทียบกับหม้อน้ำรถยนต์ที่มีท่อผิวเรียบ ที่มีใช้ในอุตสาหกรรมการผลิตหม้อน้ำรถยนต์ทั่วไป

ในส่วนแรกของงานวิจัยได้กล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน และการคำนวณหาพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ วิธีการคำนวณค่าการระบายความร้อน และความดันลด แล้วนำค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการพื้นฐานมาคำนวณหาเทอมของตัวแปรไร้หน่วย เพื่อนำมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพของหม้อน้ำตัวอย่างด้วยวิธีการต่างๆ

ในส่วนของการทดลองได้อธิบายถึงการขึ้นรูปผิวท่อ ด้วยวิธีการที่ง่าย และประหยัดค่าใช้จ่ายในการทำ กระบวนการทำหม้อน้ำตัวอย่างสำหรับการทดสอบ จากนั้นอธิบายถึงอุปกรณ์ และเครื่องมือวัดที่ใช้สำหรับการทดสอบหม้อน้ำตัวอย่าง สภาวะที่ทำการทดสอบที่ครอบคลุมสภาวะการทดสอบจริงสำหรับหม้อน้ำขนาดเล็กที่นำไปประยุกต์ใช้กับรถจักรยานยนต์ และผลการทดลองของหม้อน้ำตัวอย่างทั้งหมดรวมทั้งสิ้น 42 ชุดข้อมูลจากหม้อน้ำตัวอย่างทั้ง 7 ใบ

จากการวิเคราะห์ผลการทดลอง ในการเปรียบเทียบเบื้องต้นด้วยค่าการระบายความร้อนที่สภาวะการทดสอบต่างๆ พบว่าหม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบริบรูปตัววี ที่ขึ้นเยื้องกันบนผนังของท่อด้านตรงกันข้ามจะให้ค่าการระบายความร้อนที่ดีที่สุด ตามมาด้วยหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบติมเปิด ในขณะที่หม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบริบรูปแบบอื่นๆ ให้ค่าการระบายความร้อนที่น้อยกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบ

เมื่อพิจารณาถึงค่าความดันลดที่เกิดขึ้น พบว่าหม้อน้ำที่ใช้พื้นผิวท่อแบบขรุขระทุกใบ จะให้ค่าความดันลดที่มากกว่าท่อแบบผิวเรียบ และพื้นผิวของท่อแบบริบ จะให้ค่าความดันลดที่สูงกว่าผิวท่อแบบติมเปิด โดยที่พื้นผิวแบบริบที่อยู่ในแนวตรงกันบนผนังท่อด้านตรงกันข้าม จะให้ค่าความดัน

ลดของน้ำที่สูงกว่าผิวท่อแบบเรียบที่อยู่เยื้องกันกันบนผนังของท่อด้านตรงกันข้าม พื้นผิวแบบเรียบรูปตัววี แยกกลางจะมีความเสียดทานจากการไหลผ่านพื้นผิวที่มากที่สุดตามมาด้วยพื้นผิวเรียบรูปตัววีและพื้นผิวเรียบแบบขนาน

ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพจะขึ้นอยู่กับข้อจำกัดที่ต้องการพิจารณา เมื่อทำการเปรียบเทียบด้วยวิธี Area goodness factor ที่ค่าของเลขเรย์โนลด์มีค่าเท่ากันพบว่า หม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบให้การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นต่อหนึ่งหน่วยพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานที่มากที่สุด แต่เมื่อพิจารณาจากวิธี Volume goodness factor ที่ค่ากำลังการส่งจ่ายของไหลที่เท่ากันพบว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบเรียบรูปตัววีจะให้ค่าประสิทธิภาพต่อปริมาตรของหม้อน้ำที่ดีกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบผิวเรียบ และหม้อน้ำที่ใช้ท่อแบบดิมเปิล ซึ่งสามารถนำไปใช้ออกแบบหม้อน้ำให้มีปริมาตรที่ลดลงเพื่อลดต้นทุนการผลิตให้ลดลงได้

การศึกษานี้ได้ให้ความเห็นเกี่ยวกับพื้นที่การสัมผัสที่ไม่สมบูรณ์ของครีบบและท่อ ซึ่งส่งผลให้ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของด้านอากาศมีค่าเพิ่มมากขึ้น เป็นสาเหตุที่ทำให้ประสิทธิภาพของการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ช่วยเพิ่มการพาความร้อนภายในท่อมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนรวมน้อยลง และทำให้หม้อน้ำที่ใช้ผิวท่อแบบเรียบบางรูปแบบที่มีพื้นที่การสัมผัสของครีบบกับท่อที่ไม่สมบูรณ์นี้มีการระบายความร้อนที่น้อยกว่าหม้อน้ำที่ใช้ท่อผิวเรียบที่มีพื้นที่การสัมผัสของครีบบกับท่อที่สมบูรณ์

ในการประยุกต์ใช้งานจริงมีสิ่งที่ต้องพิจารณาควบคู่ไปกับการถ่ายเทความร้อน และค่าความดันลดนั่นคือ การอุดตัน และการเกิดการผุกร่อนจากการเสียดทาน (Erosion) เมื่อนำพื้นผิวสัมผัสแบบขรุขระมาใช้ โอกาสที่จะเกิดการอุดตันภายในท่อจะมีมากขึ้น และโอกาสที่จะเกิดการรั่วเนื่องจากความเสียดทานของอนุภาคต่างๆ ที่ปะปนมากับน้ำที่ไหลผ่านท่อก็จะมีมากขึ้นด้วย ดังนั้นหากจะนำพื้นผิวขรุขระมาประยุกต์ใช้จริงจะต้องผ่านการทดสอบที่จำลองสภาวะการใช้งานเหล่านี้ก่อน นอกจากนั้นพื้นที่การสัมผัสที่ไม่สมบูรณ์ของครีบบและท่อยังทำให้ความแข็งแรงในการใช้งานของหม้อน้ำลดลงอีกด้วย ดังนั้นในการนำพื้นผิวแบบขรุขระมาใช้งานต้องคำนึงถึงสภาวะการใช้งานเหล่านี้ควบคู่ไปด้วย

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการศึกษาความต้านทานการถ่ายเทความร้อนผ่านจุดสัมผัสที่ไม่สมบูรณ์ของครีบกับผิวท่อ ที่มีผลต่อค่าการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ท่อที่ มาจากการฉีดขึ้นรูป (Extruded tube) ซึ่งพื้นที่ผิวด้านนอกจะเป็นผิวเรียบมาทำการทดสอบเปรียบ เทียบกับท่อแบบผิวขรุขระที่ มาจากการกดขึ้นรูป
2. ควรมีการศึกษา และพัฒนาพื้นผิวสัมผัสรูปรีบ โดยการศึกษาพารามิเตอร์ของพื้นผิว ที่มีผลต่อ ค่าการระบายความร้อนของพื้นผิวสัมผัสแบบรีบ เช่น ระยะความห่างของรีบต่อความสูงของรีบ  $p/e$  , ความสูงของรีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ  $e/D_h$  , ความกว้างต่อความสูงของรีบ  $W_r/e$  ในช่วงค่าที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้กับพื้นผิวท่อของหม้อน้ำรถยนต์ได้
3. ทดลองขยายขนาดของหม้อน้ำตัวอย่างที่มีการนำพื้นผิวแบบรีบมาประยุกต์ใช้ให้มีขนาดใหญ่ ขึ้น เพื่อนำผลที่ได้จากการศึกษามาประยุกต์ใช้กับหม้อน้ำของรถยนต์ทั่วไปได้
4. ทำการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และความดันลดของพื้นผิวแบบรีบในท่อ ในช่วง ของการไหลแบบราบเรียบ และแบบปั่นป่วน แล้วนำมาประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ต่างๆ ที่มีของไหลภายในที่แตกต่างกันไป ตัวอย่างเช่น เครื่องหล่อเย็นอากาศร้อนของรถยนต์ (Charge air cooler) ซึ่งอากาศที่ มาจากการบีบอัดด้วย Turbo charge จะมีกำลังการส่งจ่ายของไหลที่สูง ดังนั้น ข้อจำกัดเรื่องกำลังการส่งจ่ายของไหลก็จะมีน้อย จึงควรนำพื้นผิวแบบขรุขระมาทำการศึกษาเพื่อ ประยุกต์ใช้

## รายการอ้างอิง

### ภาษาไทย

สัมพันธ์ชูจิตร์ และประยงค์ ประทุมรัตน์. (ม.ป.ป.) **ความรู้เกี่ยวกับช่างยนต์:**

**ทฤษฎีเครื่องยนต์ดีเซล.** (ม.ป.ท.)

นักสิทธิ์ คุ้มมนาชัย. 2533. **การถ่ายเทความร้อน.** กรุงเทพมหานคร: พิสิษฐ์เซ็นเตอร์.

ประณต กุลประสูตร. 2538. **เครื่องยนต์เล็ก (แก๊สโซลีน ดีเซล และแก๊สเหลว).**

กรุงเทพมหานคร: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น).

มนูญ เคียมการ. 2540. **หม้อน้ำรถยนต์.** กรุงเทพมหานคร: เเรดิคอน.

สุนันท์ ศรีณนิตย์. 2545. **การถ่ายเทความร้อน.** กรุงเทพมหานคร. สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น).

สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. 2534. **มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม หม้อน้ำรถยนต์.**

ศริญญา เจริญวงศ์. 2545. **การออกแบบและออปติไมซ์หม้อน้ำรถยนต์.** วิทยานิพนธ์ปริญญา มหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### ภาษาอังกฤษ

Achaichia, A.; and Cowell, T. A. 1988. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plated fin surfaces. *Experimental Thermal Fluid Science* 1: 147-157.

Allan D. K.; Abdul A.; and James W. *Extended Surface Heat Transfer.* 1st : United States of America: John Wiley & Sons.

Bhatti, M. S.; and Shah, R. K. 1987. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. In S. Kakac, R. K. Shah, and W. Aung (eds.), *Handbook of Single-Phase Convective Heat transfer.* Canada: John Wiley & Sons.

Chang, Y. J.; and Wang C. C. 1996. Air side performance of brazed aluminum heat exchangers. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 3 (1): 15-28.

Chang, Y. J.; and Wang, C. C. 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (3): 533-544.

- Chang, Y. J.; Wang, C. C.; Shyu, R. J.; and Robert, Hu. 1995. Performance comparison between automotive flat tube condenser and round tube condenser. **ASME/JSME Thermal Engineering Conference** 4: 331-336.
- Chang, Y. J.; Hsu, K. C.; Lin, Y. T.; and Wang, C. C. 2000. A generalized friction correlation for louver fin geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 43: 2237-2243.
- Cowell, T.A. 1990. A General method for the comparison of compact heat transfer surface. **Journal of Heat Transfer** 112: 288-294
- Davenport, C. J. 1983. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin. **AIChE Symposium Series** 79: 19-27.
- Dillen, E.; and Webb, R. L. 1994. A correlation prediction to predict heat transfer and friction for the louver fin geometry. **SAE International Congress**, Detroit, MI. SAE paper no.940504. cited in Webb, R. L.; Chang, Y. J., and Wang, C. C. 1995. Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry. **ImechE**: 533-541.
- Dipprey, D. F.; and Sabersky, R. H. 1963. Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes in various Prandtl number. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 6: 329-353. cited in Webb, R. L. 1987. Enhancement of single-phase heat transfer. In S. Kakac, R. K. Shah, and W. Aung (eds.), **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**. Canada: John Wiley & Sons..
- Farrell, P.; Wert, K.; and Webb, R. 1991. Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes. **SAE Transactions** 100: 218-230.
- Geankoplis, C. J. 1995. **Transport Process and Unit Operations**. 3rd. Singapore: Prentice-Hall.
- Han, J. C. 1984. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls. **Journal of Heat Transfer** 106: 774-781.
- Han, J. C. 1988. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators. **Journal of Heat Transfer** 110: 321-328

- Han, J. C.; and Park, J. S. 1988. Developing heat transfer in rectangular channels with rib tubulators. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 31(1): 183-195
- Han, J. C.; Zhang, Y. M.; and Lee, C. P. 1991. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. **Journal of Heat Transfer** 113: 590-596
- Han, J. C. and Zhang Y. M. 1992. High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 35(2): 513-523
- Han, J. C. ; and Ekkad, S. V. 1997. Detailed heat transfer distribution in two-pass square channels with rib tubulators. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 40 (11): 2525-2537
- Hong, Y. J.; and Hsieh, S. S. 1993. Heat transfer and friction factor measurement in duct with staggered and in-line ribs. **Journal of Heat Transfer** 115: 58-65
- Incropera, F. P.; and Dewitt, D. P. 1996. **Introduction to heat transfer 3<sup>rd</sup> ed.** John Wiley & Sons, Inc.
- Japanese standards association. 1981. Testing methods for turbo-fans and blowers JIS B 8330. **Japanese Industrial Standard**
- Japanese standards association. 1991. Radiators for automobiles test method of heat dissipation JIS D 1614. **Japanese Industrial Standard**
- Jone, O. C. 1976. An improvement in the calculation of turbulent friction in rectangular ducts. **Journal of Fluids Engineering** 98: 173-181. cited in Rohsenow, W. M.; and Hartnett, J. P. 1973. **Handbook of Heat Transfer.** New York: McGraw-Hill.
- Kakac, S.; and Spalding, D. B. 1979. **Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles.** vol.1. pp.361-367. New York: Hemisphere Publishing. cited in Han, J. C. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls. **Journal of Heat Transfer** 106: 774-781.
- Karwa, R.; Solanki, S. C.; and Saini, J. S. 1999. Heat transfer coefficient and friction factor correlation for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 42: 1597-1615



- Kays, W. M. 1940. Loss coefficients for abrupt changes in flow cross section with low Reynolds number flow in single and multiple tube systems, Tech. Rept 9, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Jan.1, 1950. **Transactions of the A.S.M.E.** 72:1067-1074.
- Kays, W. M.; and London, A. L. 1984. **Compact Heat Exchanger**. 3 rd ed. New York: McGraw-Hill.
- Liou, T. M.; Chen, C. C.; and Tsai, T. W. 2000. Heat transfer and fluid flow in a square duct with 12 different shaped vortex generators. **Journal of Heat Transfer**. 122: 327-335
- Nikuradse, J. 1950. Laws for flow in rough pipes. **NACA TM 1292**. cited in Han, J. C. 1984. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls. **Journal of Heat Transfer** 106: 774-781.
- Olsson, C. O.; and Sunden, B. 1996. Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 39 (15): 3211-3220.
- Olsson, C. O.; and Sunden, B. 1995. Hydraulic and thermal performance of radiator tubes. **Vehicle Thermal Management System VTMS-2**: 457-462.
- Rugh, J. P.; Pearson, J. T.; and Ramadhyani, S. 1992. A study of a very compact heat exchanger used for passenger compartment heating in automobiles. **Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries**, ASME Symp. Ser.: 201: 15-24.
- Sahnoun, A.; and Webb, R. L. 1992. Prediction of heat transfer and friction for the louver-fing geometry. **Journal of Heat Transfer** 114: 893-900. cited in Webb, R. L.; Chang, Y. J., and Wang, C. C. 1995. Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry. **ImechE**: 533-541.
- Sunden, B.; and Svantesson, J. 1992. Correlation of j- and f- factors for multilouvered heattransfer surfaces. **Proceedings of the 3 rd UK National Heat Transfer Conference**: 805-811. cited in Chang, Y. J.; and Wang, C. C. 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 40 (3): 533-544.

- Tanaka, T.; Itoh, M.; Kudoh, M.; and Tomita, A. 1984. Improvement of compact heat exchangers with inclined louvered fins. *Bulletin of JSME* 27: 219-226. cited in Chang, Y. J.; and Wang, C. C. 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (3): 533-544.
- Webb, R. L. 1988. **PSU Radiators Test Data**. Unpublished data for five radiators. cited in Chang, Y. J.; and Wang, C. C. 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (3): 533-544.
- Webb, R. L. 1994. **Principles of Enhanced Heat Transfer**. New York. John Wiley & Sons, Inc.
- Webb, R. L.; Chang, Y. J., and Wang, C. C. 1995. Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry. *ImechE*: 533-541.
- Webb, R. L.; Eckert, E. R.; and Goldstein, R. J. 1971. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 14: 601-617.
- Webb, R. L.; and Jung, S. H. 1992. Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers. *ASHARE Transactions* 98: Pt 2: 390-401.
- Yan, W. M.; and Sheen, P. J. 2000. Heat transfer and frictions of fin and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43: 1651-1659
- Yaws, Carl L. 1999. **Chemical Properties Handbook: Physical, Thermodynamic, Environmental Transport, Safety and Health Related Properties for Organic and Inorganic Chemicals**. McGraw-Hill.



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

**ภาคผนวก ก**  
**อุณหภูมิจำกัดและคุณสมบัติของของไหล**

**ก.1 การคำนวณคุณสมบัติของของไหล**

1) คุณสมบัติทางกายภาพและคุณสมบัติทางความร้อนของน้ำ (Yaws, 1999)

สำหรับการประมาณค่าในช่วงอุณหภูมิระหว่าง 273-615 เคลวิน

- ความหนาแน่น ( $\rho_w$ , กิโลกรัม / ลูกบาศก์เมตร) คำนวณได้จาก

$$\rho_w = 347.1 \times 0.274 \left(1 - \frac{t_w}{647.13}\right)^{0.28571} \quad (\text{ก.1})$$

- ความหนืด ( $\mu_w$ , ปาสคาล.วินาที) คำนวณได้จาก

$$\mu_w = 10^{-3} \times 10^{\left(-10.2158 + \frac{1.7925 \times 10^3}{t_w} + 1.773 \times 10^{-2} t_w - 1.2631 \times 10^{-5} t_w^2\right)} \quad (\text{ก.2})$$

- ความจุความร้อน ( $c_{p,w}$ , กิโลจูล / (กิโลกรัม.เคลวิน)) คำนวณได้จาก

$$c_{p,w} = \frac{1}{18} \left(92.053 - 3.9953 \times 10^{-2} t_w - 2.1103 \times 10^{-4} t_w^2 + 5.3469 \times 10^{-7} t_w^3\right) \quad (\text{ก.3})$$

- ค่าการนำความร้อน ( $k_w$ , กิโลวัตต์ / (เมตร.เคลวิน)) คำนวณได้จาก

$$k_w = -2.758 \times 10^{-4} + 4.612 \times 10^{-6} t_w - 5.5391 \times 10^{-9} t_w^2 \quad (\text{ก.4})$$

2) คุณสมบัติทางกายภาพและคุณสมบัติทางความร้อนของอากาศ (Geankoplis, 1995)

สำหรับการประมาณค่าในช่วงอุณหภูมิระหว่าง 283.2 - 666.5 เคลวิน

- ความหนาแน่น ( $\rho_a$ , กิโลกรัม / ลูกบาศก์เมตร) คำนวณได้จาก

$$\rho_a = 5.722447 \times 10^{-8} t_a^3 - 4.532673 \times 10^{-5} t_a^2 + 7.847886 \times 10^{-3} t_a + 1.359029$$

(ก.5)

- ความหนืด ( $\mu_a$ , ปาสคาล.วินาที) คำนวณได้จากสมการ

$$\mu_a = -2.398627 \times 10^{-12} t_a^3 + 2.326925 \times 10^{-9} t_a^2 - 7.038609 \times 10^{-7} t_a + 8.498949 \times 10^{-5}$$

(ก.6)

- ความจุความร้อน ( $c_{p,a}$ , กิโลจูล / (กิโลกรัม.เคลวิน)) คำนวณได้จาก

$$c_{p,a} = -6.772398 \times 10^{-8} t_a^3 + 6.59709 \times 10^{-5} t_a^2 - 2.125316 \times 10^{-2} t_a + 3.270914$$

(ก.7)

- ค่าการนำความร้อน ( $k_a$ , กิโลวัตต์ / (เมตร.เคลวิน)) คำนวณได้จาก

$$k_a = -5.469994 \times 10^{-12} t_a^3 + 5.254478 \times 10^{-9} t_a^2 - 1.597851 \times 10^{-6} t_a + 1.80252 \times 10^{-4}$$

(ก.8)

## ภาคผนวก ข

## พื้นที่ผิวของหม้อน้ำตัวอย่าง

หม้อน้ำตัวอย่างทุกใบจะมีขนาด และปริมาตรที่เท่ากัน พื้นที่การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศมีค่าเท่ากัน แต่มีความแตกต่างกันที่ลักษณะพื้นที่ผิวท่อที่ระบายความร้อนออกจากน้ำร้อน ท่อน้ำของหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบจะมีความยาวเท่ากัน และมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกที่เท่ากัน เนื่องจากดังนั้นจึงถือได้ว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำสำหรับหม้อน้ำตัวอย่างทุกใบมีค่าเท่ากันหมด สมการการคำนวณและค่าที่ได้จากการคำนวณที่สำคัญของพื้นที่ผิวของหม้อน้ำตัวอย่างแสดงในตารางที่ ข.1

ตารางที่ ข.1 พื้นที่ผิวของหม้อน้ำตัวอย่างจากการคำนวณ

ลำดับ	หัวข้อ	สัญลักษณ์	ขนาด	(หน่วย)	สมการที่ใช้
1	ความยาวของครีบท่อหนึ่งยอด	$l_f$	17.5	มิลลิเมตร	2.69
2	พื้นที่ท่อที่สัมผัสกับครีบท่อหนึ่งโมดูล	$A'_{ff}$	9.84	มิลลิเมตร <sup>2</sup>	2.73
3	พื้นที่ท่อด้านนอกที่สัมผัสอากาศต่อหนึ่งโมดูล	$A'_{ta}$	45.69	มิลลิเมตร <sup>2</sup>	2.74
4	พื้นที่ครีบท่อทั้งหมด	$A_f$	1.36	เมตร <sup>2</sup>	2.77
5	พื้นที่การไหลอิสระของอากาศ	$A_{ff,a}$	0.04	เมตร <sup>2</sup>	2.78
6	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศ	$A_a$	1.45	เมตร <sup>2</sup>	2.79
7	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศต่อปริมาตรของรังผึ้ง	$\beta_a$	1,921	เมตร <sup>2</sup> /เมตร <sup>3</sup>	2.80
8	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของอากาศต่อพื้นที่สัมผัสอากาศด้านหน้าของรังผึ้ง	$\sigma_a$	0.89	-	2.81
9	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีบท่อ	$D_{h,f}$	1.84	มิลลิเมตร	2.82
10	พื้นที่การไหลอิสระของน้ำ	$A_{ff,w}$	466	มิลลิเมตร <sup>2</sup>	2.85
11	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำ	$A_w$	0.16	เมตร <sup>2</sup>	2.87
12	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของน้ำต่อปริมาตรของรังผึ้ง	$\beta_w$	210.1	เมตร <sup>2</sup> /เมตร <sup>3</sup>	2.89
13	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ	$D_{h,t}$	2.39	มิลลิเมตร	2.88





หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$h_w \beta_w$	587.3	1,010.2	1,271.7	1,720.4	2,065.9	2,216.1	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup> *เคลวิน
$E_w / V_c$	3.0	15.4	46.7	114.8	205.3	381.6	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup>

ตารางที่ ค.2 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ DTR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$Q_{w,60}$	9.41	11.34	12.05	12.64	13.01	13.36	กิโลวัตต์
$\varepsilon$	0.36	0.44	0.47	0.49	0.51	0.52	-
$NTU$	0.54	0.65	0.68	0.72	0.75	0.76	-
$UA$	0.23	0.28	0.29	0.31	0.32	0.33	กิโลวัตต์/เคลวิน
$\delta_t / k_t A_w$	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	เคลวิน/กิโลวัตต์
$\eta_f$	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	-
$\eta_o$	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	-
$j_a$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	-
$h_a$	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$1 / \eta_o h_a A_a$	2.58	2.58	2.58	2.58	2.58	2.57	เคลวิน/กิโลวัตต์
$h_w$	3.71	6.18	7.53	9.47	11.40	13.36	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$j_w$	0.004	0.003	0.003	0.003	0.002	0.002	-
$1 / h_w A_w$	1.70	1.02	0.84	0.67	0.55	0.47	เคลวิน/กิโลวัตต์
$Re_w$	2,621	5,337	7,940	10,629	13,587	15,859	-
$j_w / j_{w,s}$	1.31	1.26	1.21	1.16	1.11	1.29	-
$f_w / f_{w,s}$	1.11	1.22	1.24	1.27	1.27	1.34	-
$j_w / f_w$	0.051	0.057	0.047	0.044	0.042	0.040	-
$\eta$	1.17	1.04	0.97	0.91	0.87	0.96	-
$h_w \beta_w$	780.0	1,298.6	1,582.9	1,990.3	2,395.0	2,807.9	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup> *เคลวิน
$E_w / V_c$	3.5	19.5	60.3	146.1	288.2	502.0	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup>

ตารางที่ ค.3 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ VSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$Q_{w,60}$	9.69	11.35	12.17	12.87	13.37	13.65	กิโลวัตต์
$\varepsilon$	0.37	0.44	0.48	0.51	0.52	0.53	-
$NTU$	0.56	0.65	0.70	0.75	0.78	0.80	-
$UA$	0.24	0.28	0.30	0.32	0.33	0.34	กิโลวัตต์/เคลวิน
$\delta_t / k_t A_w$	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	เคลวิน/กิโลวัตต์
$\eta_f$	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	-
$\eta_o$	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	-
$j_a$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	-
$h_a$	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$1 / \eta_o h_a A_a$	2.56	2.57	2.57	2.57	2.57	2.56	เคลวิน/กิโลวัตต์
$h_w$	4.09	6.13	8.12	11.07	14.33	16.99	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$j_w$	0.004	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003	-
$1 / h_w A_w$	1.54	1.03	0.78	0.57	0.44	0.37	เคลวิน/กิโลวัตต์
$Re_w$	2,586	5,381	7,930	10,622	13,145	15,601	-
$j_w / j_{w,s}$	1.46	1.24	1.31	1.35	1.43	1.66	-
$f_w / f_{w,s}$	1.52	1.81	1.79	1.81	1.81	1.90	-
$j_w / f_w$	0.041	0.038	0.036	0.036	0.038	0.037	-
$\eta$	0.96	0.69	0.73	0.75	0.79	0.87	-
$h_w \beta_w$	860.3	1,287.0	1,706.5	2,325.4	3,010.3	3,569.2	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup> *เคลวิน
$E_w / V_c$	4.7	29.7	85.4	205.8	396.1	673.5	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup>

ตารางที่ ค.4 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ PIR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$Q_{w,60}$	9.86	10.97	11.67	12.39	12.60	12.75	กิโลวัตต์
$\varepsilon$	0.38	0.43	0.46	0.48	0.50	0.50	-



หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\eta_o$	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	-
$j_a$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	-
$h_a$	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$1 / \eta_o h_a A_a$	2.56	2.57	2.56	2.56	2.57	2.57	เคลวิน/กิโลวัตต์
$h_w$	3.79	4.27	5.04	5.69	6.11	6.73	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$j_w$	0.004	0.002	0.002	0.001	0.001	0.001	-
$1 / h_w A_w$	1.66	1.48	1.25	1.11	1.03	0.94	เคลวิน/กิโลวัตต์
$Re_w$	2,748	5,150	7,929	10,912	13,249	15,822	-
$j_w / j_{w,s}$	1.28	0.90	0.81	0.68	0.60	0.65	-
$f_w / f_{w,s}$	1.24	1.63	1.57	1.50	1.56	1.59	-
$j_w / f_w$	0.044	0.030	0.025	0.022	0.019	0.017	-
$\eta$	1.03	0.56	0.52	0.45	0.39	0.41	-
$h_w \beta_w$	797.2	898.2	1,059.0	1,195.0	1,283.1	1,414.4	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$E_w / V_c$	4.4	23.2	74.2	181.5	350.3	565.9	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup>

ตารางที่ ค.6 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ BIR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$Q_{w,60}$	9.69	10.85	11.30	11.64	11.72	11.87	กิโลวัตต์
$\varepsilon$	0.38	0.43	0.45	0.46	0.47	0.47	-
$NTU$	0.58	0.62	0.64	0.65	0.66	0.66	-
$UA$	0.24	0.26	0.27	0.27	0.28	0.28	กิโลวัตต์/เคลวิน
$\delta_t / k_t A_w$	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	เคลวิน/กิโลวัตต์
$\eta_f$	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	-
$\eta_o$	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	-
$j_a$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	-
$h_a$	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$1 / \eta_o h_a A_a$	2.57	2.58	2.57	2.57	2.58	2.57	เคลวิน/กิโลวัตต์

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่ออนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$h_w$	4.18	5.09	5.45	5.87	6.00	6.12	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$j_w$	0.004	0.003	0.002	0.002	0.001	0.001	-
$1 / h_w A_w$	1.51	1.24	1.16	1.08	1.05	1.03	เคลวิน/กิโลวัตต์
$Re_w$	2,665	5,364	7,918	10,945	13,263	15,723	-
$j_w / j_{w,s}$	1.45	1.03	0.88	0.70	0.60	0.59	-
$f_w / f_{w,s}$	1.75	2.10	2.05	2.04	2.05	2.09	-
$j_w / f_w$	0.036	0.027	0.021	0.017	0.014	0.012	-
$\eta$	0.83	0.49	0.43	0.34	0.29	0.28	-
$h_w \beta_w$	877.5	1,068.7	1,144.9	1,233.2	1,260.2	1,285.5	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup> *เคลวิน
$E_w / V_c$	5.5	34.1	98.6	245.1	438.3	750.0	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup>

ตารางที่ ค.7 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ BSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่ออนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$Q_{w,60}$	9.22	10.78	11.35	11.63	11.91	12.10	กิโลวัตต์
$\varepsilon$	0.36	0.42	0.45	0.45	0.47	0.48	-
$NTU$	0.54	0.61	0.63	0.64	0.67	0.67	-
$UA$	0.23	0.26	0.27	0.27	0.28	0.28	กิโลวัตต์/เคลวิน
$\delta_t / k_t A_w$	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	เคลวิน/กิโลวัตต์
$\eta_f$	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	-
$\eta_o$	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	-
$j_a$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	-
$h_a$	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$1 / \eta_o h_a A_a$	2.57	2.57	2.57	2.56	2.57	2.57	เคลวิน/กิโลวัตต์
$h_w$	3.50	4.85	5.53	5.77	6.45	6.73	กิโลวัตต์/เมตร <sup>2</sup> *เคลวิน
$j_w$	0.004	0.003	0.002	0.002	0.001	0.001	-
$1 / h_w A_w$	1.80	1.30	1.14	1.09	0.98	0.94	เคลวิน/กิโลวัตต์
$Re_w$	2,565	5,371	7,904	10,367	13,161	15,745	-



หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$j_w / j_{w,s}$	1.27	0.99	0.90	0.72	0.64	0.65	-
$f_w / f_{w,s}$	1.35	1.66	1.63	1.60	1.64	1.64	-
$j_w / f_w$	0.041	0.033	0.027	0.022	0.019	0.017	-
$\eta$	0.94	0.59	0.55	0.45	0.39	0.40	-
$h_w \beta_w$	736.2	1,019.4	1,162.2	1,213.1	1,354.4	1,414.0	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup> *เคลวิน
$E_w / V_c$	3.8	26.2	75.9	174.3	350.7	586.0	กิโลวัตต์/เมตร <sup>3</sup>

## ค.2. ค่าตัวแปรของความดันลดของน้ำที่ได้จากการคำนวณของหม้อน้ำตัวอย่าง

ในหัวข้อนี้จะรวบรวมข้อมูลความดันลดของน้ำจากการทดลอง ความดันลดของน้ำจากการไหลผ่านท่อที่บริเวณทางเข้าและทางออกของท่อในชุดทดสอบ ความดันลดของน้ำจากการไหลผ่านถังพักน้ำทั้งตอนบนและล่าง และความดันลดของน้ำที่ไหลผ่านท่อในรังผึ้ง รวมทั้งค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของน้ำที่ไหลผ่านท่อในรังผึ้ง ข้อมูลจากการคำนวณนี้จะนำไปแสดงความสัมพันธ์ในรูปกราฟต่างๆ และทำการวิเคราะห์ผลในบทที่ 4

ตารางที่ ค.8 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ STR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	2.95	8.58	17.40	30.74	44.67	66.42	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.08	0.27	0.54	0.92	1.32	1.93	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.09	0.28	0.55	0.93	1.34	1.95	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.05	0.15	0.30	0.51	0.73	1.07	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.02	0.06	0.11	0.19	0.27	0.39	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.48	1.58	3.13	5.35	7.70	11.27	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.50	1.62	3.20	5.44	7.80	11.39	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	1.74	4.62	9.57	17.40	25.53	38.42	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.070	0.047	0.046	0.046	0.045	0.044	-
$Re_w$	2,573	5,218	7,696	10,627	12,895	16,152	-

ตารางที่ ค.9 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ DTR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	3.18	9.72	19.97	35.11	54.28	77.51	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.08	0.28	0.55	0.92	1.40	1.91	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.09	0.29	0.56	0.93	1.41	1.93	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.05	0.15	0.30	0.51	0.78	1.06	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.02	0.06	0.11	0.19	0.28	0.39	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.48	1.61	3.19	5.36	8.15	11.15	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.51	1.66	3.26	5.45	8.26	11.27	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	1.95	5.67	12.00	21.75	34.00	49.81	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.078	0.058	0.057	0.058	0.057	0.059	-
$Re_w$	2,621	5,337	7,940	10,629	13,587	15,859	-

ตารางที่ ค.10 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ VSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	3.83	12.50	24.61	43.39	66.31	93.55	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.08	0.28	0.54	0.91	1.37	1.85	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.09	0.29	0.55	0.93	1.39	1.87	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.05	0.16	0.30	0.51	0.76	1.03	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.02	0.06	0.11	0.18	0.28	0.37	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.48	1.64	3.16	5.32	8.01	10.81	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.50	1.68	3.22	5.40	8.10	10.92	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	2.61	8.40	16.73	30.15	46.40	66.70	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.107	0.086	0.082	0.083	0.081	0.084	-
$Re_w$	2,586	5,383	7,928	10,622	13,145	15,599	-

ตารางที่ ค.11 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ PIR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	3.48	12.05	24.76	42.97	64.03	89.93	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.08	0.28	0.57	0.95	1.36	1.85	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.02	0.06	0.12	0.19	0.27	0.37	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.04	0.15	0.32	0.53	0.76	1.03	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.09	0.29	0.58	0.96	1.37	1.87	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.47	1.61	3.31	5.53	7.92	10.84	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.49	1.65	3.37	5.60	8.01	10.94	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	2.30	8.01	16.50	29.21	44.35	63.02	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.097	0.083	0.077	0.076	0.078	0.079	-
$Re_w$	2,587	5,276	7,959	10,865	13,211	15,584	-

ตารางที่ ค.12 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ PSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	3.69	10.68	22.51	40.02	61.23	83.29	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.09	0.26	0.54	0.95	1.39	1.85	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.10	0.27	0.55	0.96	1.41	1.87	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.05	0.14	0.30	0.53	0.78	1.03	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.02	0.05	0.11	0.19	0.28	0.37	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.52	1.51	3.15	5.52	8.14	10.83	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.55	1.54	3.20	5.58	8.22	10.92	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	2.37	6.91	14.66	26.29	41.00	56.41	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.087	0.077	0.071	0.068	0.070	0.070	-
$Re_w$	2,748	5,150	7,929	10,937	13,245	15,822	-

ตารางที่ ค.13 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ BIR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	4.28	13.70	27.06	48.70	70.99	100.67	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.08	0.28	0.55	0.94	1.35	1.86	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.09	0.29	0.56	0.95	1.36	1.88	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.05	0.16	0.30	0.53	0.75	1.04	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.02	0.06	0.11	0.19	0.27	0.38	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.49	1.63	3.18	5.50	7.86	10.89	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.51	1.67	3.23	5.57	7.94	10.98	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	3.05	9.61	19.13	35.02	51.46	73.65	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.123	0.099	0.093	0.093	0.092	0.092	-
$Re_w$	2,665	5,364	7,943	10,945	13,263	15,723	-

ตารางที่ ค.14 ตัวแปรการระบายความร้อนของหม้อน้ำแบบ BSR

หัวข้อ	สภาวะการทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำต่างๆ กัน (ลิตรต่อนาที)						หน่วย
	10	20	30	40	50	60	
$\Delta P_{w,exp}$	3.34	11.52	22.82	39.01	61.20	85.24	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{inlet}$	0.08	0.27	0.54	0.89	1.35	1.86	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{Outlet}$	0.08	0.28	0.54	0.90	1.36	1.87	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{T-tan k}$	0.04	0.15	0.30	0.50	0.75	1.04	กิโลปาสคาล
$(\Delta P_{w,pipe})_{B-tan k}$	0.02	0.06	0.11	0.18	0.27	0.37	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,T-tan k}$	0.45	1.59	3.11	5.19	7.88	10.87	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,B-tan k}$	0.48	1.63	3.17	5.26	7.96	10.96	กิโลปาสคาล
$\Delta P_{w,tube}$	2.19	7.53	15.05	26.08	41.62	58.27	กิโลปาสคาล
$f_w$	0.095	0.079	0.074	0.073	0.073	0.072	-
$Re_w$	2,565	5,371	7,904	10,367	13,161	15,745	-

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายจันทวัฒน์ โฆษิตวัฒนาพานิชย์ เกิดวันที่ 1 มกราคม พ.ศ. 2522 ที่จังหวัดขอนแก่น จบการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ในปีการศึกษา 2541 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ที่จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเมื่อปี พ.ศ. 2542



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย