

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบรูปตัววี
ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER IN A CHANNEL V-SHAPED RIBS

สมพล สกุลหลง
SOMPOL SKULLONG

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาด้านหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2551

KMITL-2009-EN-M-030-161

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบรูปตัววี

ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER IN A CHANNEL V-SHAPED RIBS



สมพล สกุดหลง

SOMPOL SKULLONG

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 85167
วัน,เดือน,ปี...- 4 พ.ย. 2551

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2551

KMITL-2008-EN-M-030-161

ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER IN A CHANNEL V-SHAPED RIBS

SOMPOL SKULLONG

**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2008
KMITL-2008-EN-M-030-161**

COPYRIGHT 2008

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนาน โดยใช้ครีบริบตัววี
Thesis Title Enhancement of Heat Transfer in a Channel with V-Shaped Ribs
นักศึกษา นายสมพล สกุดหลง
รหัสประจำตัว 49060360
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2008-EN-M-030-161

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.จำลอง	ปราบแก้ว	
ผศ.มณฑล	ใจกุล	
รศ.ดร.สมิทธิ์	เอี่ยมสอาด	
รศ.ดร.ชินรัชย์	ธีรพงษ์	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	

วัน/เดือน/ปี ที่สอบ วันอังคารที่ 23 กันยายน พ.ศ. 2551 เวลา 11.30-13.30 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 3

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร.กอบชัย เดชหาญ)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 23 กันยายน พ.ศ. 2551

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบตัววี
นักศึกษา	นายสมพล สกุลหลง
รหัสนักศึกษา	49060360
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2551
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยช่องขนานที่มีครีบริบสามเหลี่ยมและครีบริบวง โดยทำการทดลองที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ (Constant Heat Flux) ในการทดลอง โดยปรับใช้ความเร็วลมหลายๆ ค่าในช่วงเลขเรโนลด์ $Re = 5,000-25,000$ และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบ ช่องขนานที่มีครีบริบสามเหลี่ยมแบบต่าง ๆ ช่องขนานที่มีครีบริบวง โดยทำมุม 60 องศา 45 องศา 30 องศา และครีบริบตรง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$ เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลิต (Nusselt number) และการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor) จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบริบวงทำมุม 60 องศา ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับช่องขนานที่มีมุม 45 องศา 30 องศา และครีบริบตรง (90 องศา) โดยที่ค่า $PR = 1$ และ $e/H = 0.3$ ให้ผลการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด โดยที่ครีบริบมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซลิตเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.45 เท่า ตามด้วยครีบริบมุม 45 องศา มีค่าเลขนัสเซลิตเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.09 เท่า ครีบริบมุม 30 องศา มีค่าเลขนัสเซลิตเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.66 เท่า และครีบริบตรง (90 องศา) มีค่าเลขนัสเซลิตเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.04 เท่า แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็มีมากด้วยเช่นกัน โดยที่ครีบริบมุม 60 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 24.53 เท่า ครีบริบมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 21.35 เท่า ครีบริบมุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.21 เท่า และครีบริบตรง (90 องศา) มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 10.94 เท่า ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (η) มีค่าดังนี้ โดยครีบริบมุม 30 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.97 ครีบริบมุม 60 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.90 มุม 45 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.87 และครีบริบตรง (90 องศา) มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.02 อย่างไรก็ตามค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดคือมุม 30 องศา ที่สัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน

PR = 1 และสัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงช่องขนาน $c/H = 0.2$ โดยมีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนัง
เรียบ 2.05

Thesis Title	Enhancement of Heat Transfer in a Channel with V-shape Ribs
Student	Mr. Sompol Skullong
Student ID.	49060360
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2008
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

ABSTRACT

The research work presents the study of heat transfer enhancement in a channel heat exchanger fitted with various triangular ribs or wavy ribs. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 5,000 to 25,000 in the test section with a constant surface heat flux on the upper plate. The triangular ribs are placed on the lower and the upper surfaces of the tested duct in staggered and in-line arrangements while the triangular wavy ribs with a wavelength of channel height are mounted on the upper plate only with the angle of attack of 30°, 45°, 60° and 90°. The effects of three rib pitch to channel height ratios (PR) of 1, 2 and 3; and three rib to channel height ratios (e/H) of 0.1, 0.2 and 0.3 on heat transfer in terms of Nusselt number and friction loss in the form of friction factor are investigated. The experimental result shows that the wavy ribs with the angle of 60° provide higher heat transfer and friction factor values than the wavy ribs with the angles of 30°, 45° and 90°, especially for PR = 1 and e/H = 0.3. The mean Nusselt number values are found to be about 5.45, 5.09, 4.66 and 2.04 times over the smooth channel without ribs while the mean friction factor values are around 24.53, 21.35, 13.21 and 10.94 times for using the wavy ribs with 60°, 45°, 30° and 90°, respectively. The average thermal performance enhancement values (η) at PR = 1 and e/H = 0.3 are seen to be 1.97, 1.90, 1.87 and 1.02 for the wavy ribs with 30°, 60°, 45° and 90°, respectively. However, the maximum thermal performance enhancement values (η) are found to be 2.05 at lower Reynolds number for the wavy ribs with 30°, PR = 1 and e/H = 0.2.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบและตัวสร้างกระแสสวนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความอนุเคราะห์สนับสนุนจาก รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณเพื่อนๆน้องๆ ผู้ร่วมงานจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าในทุกๆ ด้านที่ทำให้งานวิจัยสำเร็จไปด้วยดี

ผู้ที่ให้กำลังใจ และให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยมาโดยตลอด ได้แก่คุณพ่อ และคุณแม่ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

สมพล สกกุลหลง

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	IV
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	IX
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XIX
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	2
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....	2
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	4
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทที่ 3 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	13
3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	13
3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล.....	13
3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง.....	13
3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล.....	14
3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	14
บทที่ 4 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	18
4.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	18
4.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้.....	18
4.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน.....	19

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.1.3 การแบ่งประเภทตาม โครงสร้างของอุปกรณ์.....	20
4.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement.....	29
4.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process.....	30
4.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness.....	31
บทที่ 5 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	32
5.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger.....	32
5.1.1 พลาสติก.....	32
5.1.2 แก้วไฟ.....	32
5.1.3 แก้ว.....	34
บทที่ 6 ทฤษฎี.....	36
6.1 กลศาสตร์ของไหล.....	36
6.1.1 สถานะการไหล.....	36
6.1.2 ความเร็วเฉลี่ย.....	37
6.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	38
6.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล แบบปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	40
6.2 การถ่ายเทความร้อน.....	41
6.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย.....	42
6.2.2 สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	43
6.3 การสมดุลของพลังงาน.....	44
6.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	45
6.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	45
6.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม.....	47

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม.....	48
6.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	49
6.8 ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน.....	50
บทที่ 7 การออกแบบและการคำนวณ.....	52
7.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	52
7.2 การคำนวณ.....	53
7.2.1 พัดลม.....	53
7.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง.....	54
บทที่ 8 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	55
8.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	55
8.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	55
8.1.2 Supply Air.....	56
8.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	57
8.1.4 ถังพักลม.....	58
8.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์.....	58
8.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	59
8.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม.....	60
8.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ.....	61
8.2 อุปกรณ์การทดลอง.....	61
8.2.1 ครีบบางเหลี่ยมและครีบบี่เหลี่ยม.....	62
8.2.3 ครีบบาง.....	64
8.3 วิธีการทดลอง.....	66
บทที่ 9 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง.....	67
9.1 ผลการทดลองท่อมี่ผนังเรียบ.....	67
9.1.1 ค่าเลขนัสเซลท์ (Nusselt number).....	67

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
9.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor).....	68
9.2 อิทธิพลของครีบบางเหลี่ยม.....	68
9.3 ครีบบาง.....	72
9.3.1 อิทธิพลของระยะพิคต์กรณีครีบบาง (90 องศา).....	73
9.4 ครีบบักรูปตัววี.....	77
9.4.1 อิทธิพลของมุมลมปะทะ.....	77
9.4.2 อิทธิพลความสูงของครีบบาง.....	81
9.4.3 อิทธิพลของความสูงครีบบางและระยะพิคต์ที่มุม 30 องศา.....	86
9.4.4 อิทธิพลของระยะพิคต์.....	91
9.7 ความสัมพันธ์ค่าเลขนัสเซลท์.....	96
9.8 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน.....	97
บทที่ 10 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	98
10.1 สรุปผลการทดลอง.....	98
10.2 ข้อเสนอแนะ.....	99
บรรณานุกรม.....	100
ภาคผนวก.....	102
ภาคผนวก ก.....	103
ภาคผนวก ข.....	105
ภาคผนวก ค.....	109
ประวัติผู้เขียน.....	117

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ.....	27
4.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น.....	28
6.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน.....	49
8.1 แสดงลักษณะครีบบางรูปตัววีของแต่ละกรณีศึกษา.....	64
ก-1 แสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	103

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden	6
2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube	6
2.3 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn, S.W.	7
2.4 รูปแบบครีบบนภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn, S.W.	7
2.5 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa	8
2.6 รูปแบบครีบบนภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa	8
2.7 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda	9
2.8 รูปแบบครีบบนภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda	9
2.9 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi	10
2.10 รูปแบบครีบบนที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi	11
2.11 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Benlu and Pei-Xue Jiang	12
2.12 รูปแบบครีบบนของ Benlu and Pei-Xue Jiang	12
4.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow.....	21
4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	22
4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) parallel flow (c) counterflow.....	23
4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน.....	23
4.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์.....	27
4.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์.....	27
4.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน.....	29
4.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass.....	30
4.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection.....	30
4.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection.....	31
5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้.....	33
5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้.....	33

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นซีดท่อและซีล.....	34
5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว.....	34
6.1 การก่อตัวของบาวนด์คาร์โบไฮเดรตของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	36
6.2 สมดุลแรงบนอนุภาคน้ำ สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	38
6.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	41
6.4 การก่อตัวของบาวนด์คาร์โบไฮเดรตทางความร้อนในท่อกลม.....	42
6.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ.....	44
6.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด.....	49
7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง.....	53
8.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	55
8.2 Blower.....	56
8.3 Motor.....	56
8.4 Inverter.....	57
8.5 Orifice meter.....	57
8.6 Inclined manometer.....	58
8.7 ถังพักกลม.....	58
8.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์.....	59
8.9 Data Logger FLUKE 2680A.....	59
8.10 คอมพิวเตอร์.....	59
8.11 Thermocouple.....	60
8.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม TESTO 350-M/XL.....	60
8.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445.....	61
8.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง.....	62
8.15 แสดงครีบบางรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรงและแนวเฉียง.....	63

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.16 แสดงครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรง และแนวเอียง โดยให้พื้นผิวครีบริปด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม.....	63
8.17 แสดงครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรง และแนวเอียง โดยให้พื้นผิวครีบริปด้านมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม.....	63
8.18 แสดงครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรง และแนวเอียง.....	64
9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีผนังเรียบ.....	67
9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีผนังเรียบ.....	68
9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีครีบริปลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียง.....	69
9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีครีบริปลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียง.....	69
9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีครีบริปลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียง.....	70
9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีครีบริปลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียง.....	71
9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีครีบริปลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียง.....	72
9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีส้อมีครีบริปแผ่นบางที่มีครีบริปตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบริปต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$	73

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขน้สเชิลต่อเลขน้สเชิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$	74
9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$	75
9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$	76
9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$	77
9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขน้สเชิลกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบแบบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	78
9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขน้สเชิลต่อเลขน้สเชิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	78
9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	79

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	80
9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	81
9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเชิลกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$	82
9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเชิลต่อเลขนัสเชิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$	83
9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$	84
9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$	85
9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$	86
9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเชิลกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา.....	87

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัยสเกลต่อเลขนัยสเกลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา.....	88
9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา.....	89
9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา.....	89
9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา.....	90
9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัยสเกลกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2$	91
9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัยสเกลต่อเลขนัยสเกลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	92
9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2$	93
9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	94

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$	94
9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลจากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซลจากการทดลอง กรณีช่องขนานมีครีบบาง ทำมุม 60 องศา 45 องศา 30 องศา และครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$	96
9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง กรณีช่องขนานมีครีบบาง ทำมุม 60 องศา 45 องศา 30 องศา และครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิศดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$	97
ข-1 Standard orifice plate.....	105
ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส.....	105
ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice).....	106
ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ.....	106

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A_c	พื้นที่หน้าตัด, m^2
A_s	พื้นที่ผิว, m^2
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
C_1	ค่าคงที่
C_2	ค่าคงที่
c_p	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ความดันคงที่, $J/kg \cdot K$
c_v	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, $J/kg \cdot K$
D	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ, m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m
e	ความหยาบของผิว, m
f	ตัวประกอบเสียดทาน
f_o	ตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ
g	ระยะร่อง, m
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
k	ค่าการนำความร้อน, $W/m \cdot K$
L	ความยาวท่อ, m
\dot{m}	อัตราการไหลของของไหล, kg/s
Nu_D	นัสเซิลต์นัมเบอร์
Nu_o	นัสเซิลต์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบ
n	ค่าคงที่
η	ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
P	เส้นรอบรูป, m
Pr	พลาตันนัมเบอร์
p	ระยะพิคต์
Δp	ความดันตกของของไหล, N/m^2
Q	อัตราการไหลของของไหล, m^3/s
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m^2
R	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg \cdot K$

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

Re_D	เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์
r	รัศมีที่ตำแหน่งใดๆ, m
r_o	รัศมีท่อกลม, m
St	สแตนตันนัมเบอร์
T	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ, $^{\circ}C$
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, $^{\circ}C$
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, $^{\circ}C$
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, $^{\circ}C$
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, $^{\circ}C$
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีป, $^{\circ}C$
u	ความเร็วตามแนวแกน x , m/s
u_m	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s
\bar{V}	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
v	ความเร็วตามแนวแกน r , m/s
\dot{W}_{in}	การจ่ายกำลังให้พัคคม, J/s
x	ความยาวที่ตำแหน่งใดๆ, m
x_{fd}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
x_{fdt}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m
α	ค่าการฟุ้งกระจายความร้อน, m^2/s
ρ	ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
μ	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, $N \cdot s/m^2$
μ_s	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, $N \cdot s/m^2$
ν	ปริมาตรจำเพาะ, m^2/s
τ_r	ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี, N/m^2
τ_s	ความเค้นเฉือนบนผิว, N/m^2

บทที่ 1

บทนำ

ในปัจจุบันจะเห็นได้ว่าความต้องการพลังงานมีมากขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญมากขึ้น ทำให้มีการใช้พลังงานในปริมาณมากขึ้น จะเห็นได้ว่าวงการอุตสาหกรรม ได้พัฒนาไปอย่างรวดเร็ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์แบบหนึ่งที่สำคัญพบได้บ่อยๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิดโดยไม่มี การผสมกันทางกายภาพเลย หลายประเทศพยายามที่จะหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากที่สุด ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย ครีบจึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากขึ้น

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระ หรือติดครีบที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดความปั่นป่วนภายในชุดทดลองเพื่อช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าว ถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น เป็นผลให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น หลักการเดิมเป็นการติดครีบที่ผิวภายในท่อซึ่งเป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในขณะที่หลักการใหม่พบว่าผลของท่อที่มีครีบรวมทั้งการสร้างความปั่นป่วนภายในท่อโดยใช้ครีบบางที่จัดวางเป็นรูปตัววี ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นการศึกษารวมเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบางจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.1.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบสามเหลี่ยมและครีบบาง
- 1.1.2 ศึกษาผลของการติดครีบสามเหลี่ยมและครีบบาง
- 1.1.3 ศึกษาผลของมุม ระยะพิคต์และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน โดยติดครีบที่ผิวของท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบ

1.2.2 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

1.2.3 ทำการทดลองครีบบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสสลม และด้านมุมฉากสัมผัสสลม ครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบถูกติดกับผิวท่อแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียง ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า และครีบบางจัดวางเป็นรูปตัววีโดยทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศาและครีบบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=1, 2, 3$ และ สัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=0.1, 0.2, 0.3$

1.2.4 ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 3 เซนติเมตร

1.2.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน ในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 5,000 - 25,000$

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.3.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

1.3.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.3.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ไปประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรมอื่นๆ

1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

1.4.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมกรไหลของอากาศและผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งการติดตั้งครีบบ

1.4.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.4.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบสามเหลี่ยมและครีบบางที่มีการจัดวางเป็นรูปตัววี

1.4.4 ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของเลขเซิล (Nusselt number) และค่าการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor)

1.4.5 เก็บผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

1.4.6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลแตกต่างกัน 2 ชนิด เป็นสิ่งที่สำคัญมากและกระบวนการดังกล่าวพบได้บ่อยๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้นเรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดาอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมผัสของทิศทางการไหลของกระแสของไหลทั้ง 2 ชนิด ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนนี้ถูกเรียกว่าเป็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube เป็นรูปแบบที่พบบมากที่สุด และเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow (1978) [9] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีป, มุมครีป และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีปถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 3000 - 30000$ พบว่าการจัดครีปแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีปแนวเฉียง, และรูปร่างของครีปมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีปมีมุม 45 องศา

Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu (1990) [15] ทำการศึกษาผลของมุมครีปและตำแหน่งครีป มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปแบบการไหลขึ้นอยู่กับตำแหน่งของครีป แบบแรกครีปถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และอีกแบบครีปถูก

คิดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม พบว่าครีบริมมุม 60 องศา ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee (1991) [10] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบริมรูปตัววีมุม 45 องศา และครีบริมรูปตัววีมุม 60 องศา แบบแรกแนวครีบริมรูปตัววีมุม 45 องศาและแนวครีบริมรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และอีกแบบแนวครีบริมรูปตัววีมุม 45 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และแนวครีบริมรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 15000 - 90000$ พบว่าแนวครีบริมรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ในขณะที่แนวครีบริมรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลให้ค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด

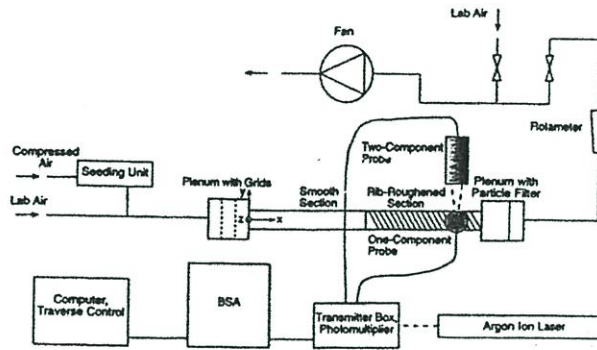
Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee (1993) [11] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีครีบริมรูปตัววีและครีบริมรูปสามเหลี่ยม เพื่อให้เกิดปั่นป่วน พบว่าครีบริมรูปสามเหลี่ยมให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han (1994) [20] ทำการศึกษาผลของร่องระหว่างครีบริมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มี aspect ratio = 1-10 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 10000 - 50000$ และพบว่าร่องระหว่างครีบริมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าผนังครีบริม แต่มีค่าความดันตกคร่อมเท่ากัน

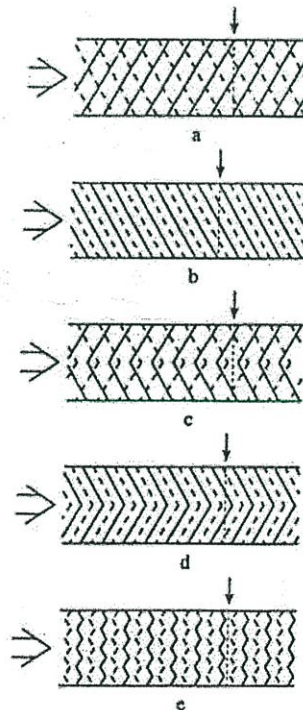
Taslim, M.E., T. Li, and D.M. Kercher (1996) [19] รายงานค่าเลขนัสเซลที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบริม, รูปร่างครีบริมรูปตัววี และความไม่ต่อเนื่องครีบริม (แนวครีบริมรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่นๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อน พบว่าค่าเลขนัสเซลมากที่สุดเมื่อแนวครีบริมรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล

Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén (1998) [5] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 500 - 15000$ ค่า aspect ratio ของท่อสี่เหลี่ยมคือ 1-8, และครีบริมถูกติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ทำการทดสอบครีบริมต่างๆ ดังนี้ ครีบริมถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริมถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริมรูปตัววีถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริมรูปตัววีถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และครีบริมรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกัน (แนวครีบริมรูปตัววีมี

ทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ j (Colburn heat transfer factor) และตัวประกอบ f (Fanning friction factor) พบว่าครีบริบบแบบต่อสลับทิศทางกันให้ค่าตัวประกอบ j และค่าตัวประกอบ f มากกว่าครีบริบบอื่นๆ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 1000 - 2000$



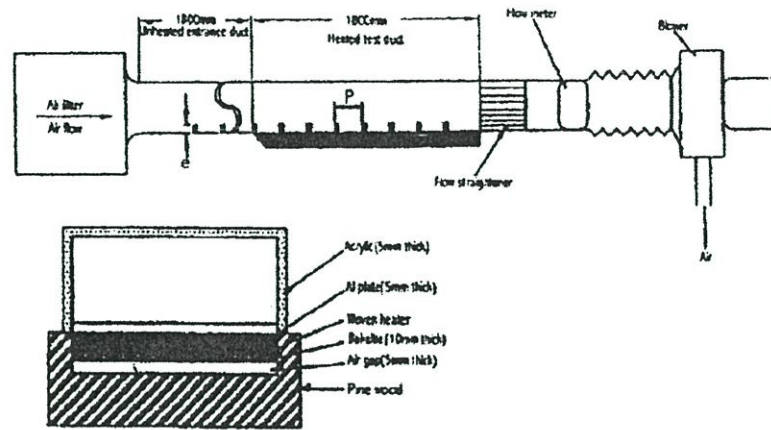
รูปที่ 2.1 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden



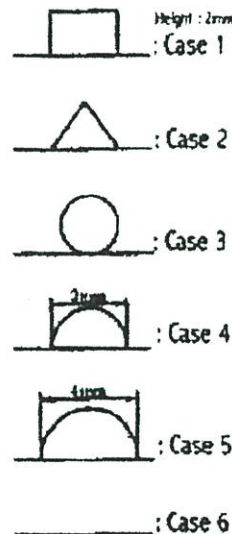
รูปที่ 2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube

Ahn, S.W. (2001) [3] ทำการศึกษาผลกระทบของครีบริบบแบบต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบแรงเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษา

รูปทรงกรวย 5 ชนิด ได้แก่กรวยรูปสี่เหลี่ยม กรวยรูปสามเหลี่ยม กรวยกลม กรวยครึ่งวงกลมทรงต่ำ และกรวยครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงกรวยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิชิตต่อความสูงกรวย (P/e) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33



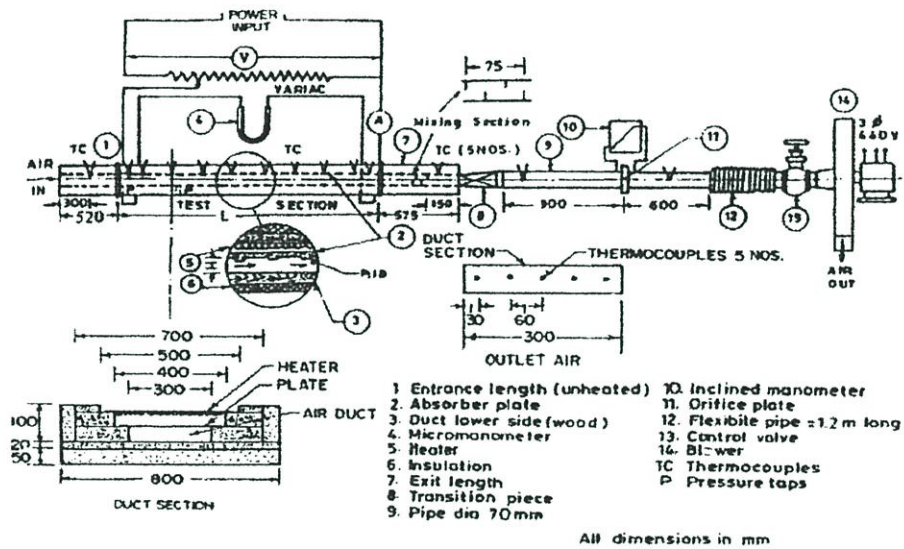
รูปที่ 2.3 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn, S.W.



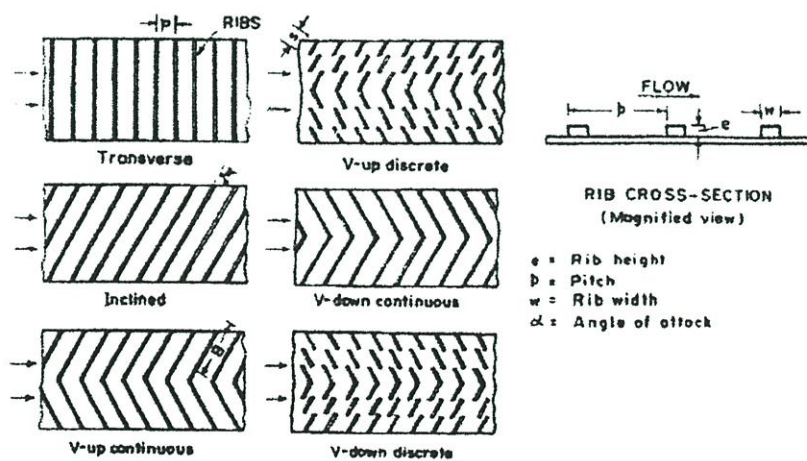
รูปที่ 2.4 รูปแบบกรวยภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn, S.W.

จากการทดลองพบว่าแผ่นกรวยสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดตามด้วยกรวยสี่เหลี่ยม ส่วนกรวยกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยที่ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 10000$ แผ่นกรวยสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 20000$ จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นกรวยสามเหลี่ยมมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นกรวยสี่เหลี่ยม

Rajendra Karwa (2003) [18] ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อเหลี่ยมที่มีครีบบางอยู่หนึ่งด้าน โดยครีบบททดสอบมีลักษณะเป็นครีบบาง ครีบบน ครีบบนรูปตัววี ทั้งในลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยอุปกรณ์ที่ทดสอบมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 ความสูงครีบบทต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และระยะพิชต์ต่อความสูงครีบบท (P/e) เท่ากับ 10 โดยครีบบทที่ทดสอบเป็นครีบบทตัววีทำมุม 60 องศา และครีบบทแยกมุม โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 2800 - 15000$ และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux)



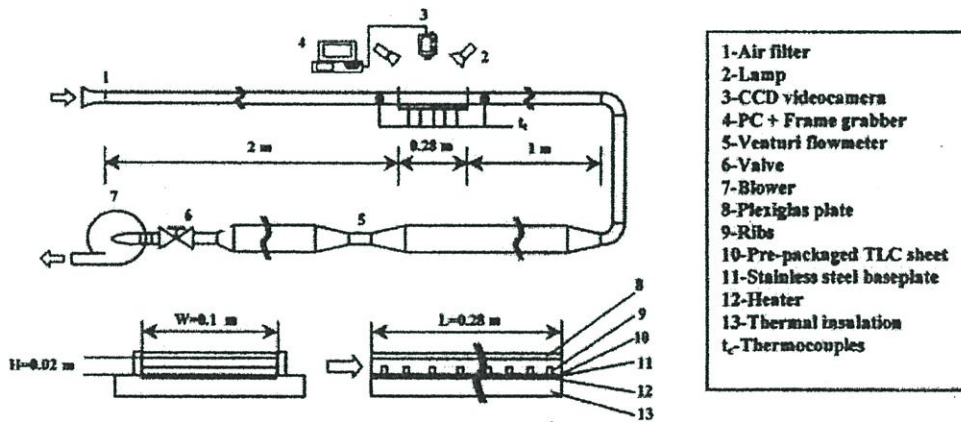
รูปที่ 2.5 โค้ดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa



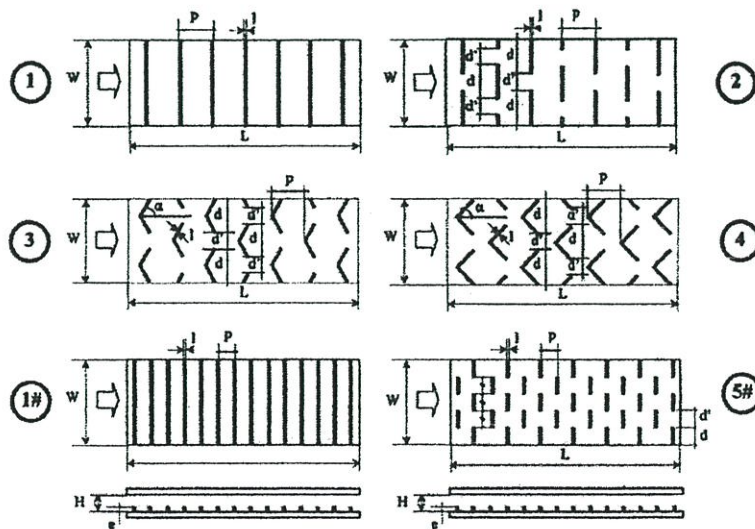
รูปที่ 2.6 รูปแบบครีบบทภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa

จากการทดลองพบว่าแผ่นครีบริบรูปตัววียาวต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบริบรูปตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบริบลักษณะต่างๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนต์ตัน (Stanton number) สำหรับแผ่นครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบริบตรง

Giovanni Tanda (2004) [8] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบยาวต่อเนื่องและครีบริบยาวไม่ต่อเนื่อง โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 8900 - 28500$ ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.09 และ 0.15 อัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) เท่ากับ 8 และ 13.3 และความสูงครีบริบต่อระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 0.15 และ 0.25



รูปที่ 2.7 โคอะแกมรชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda

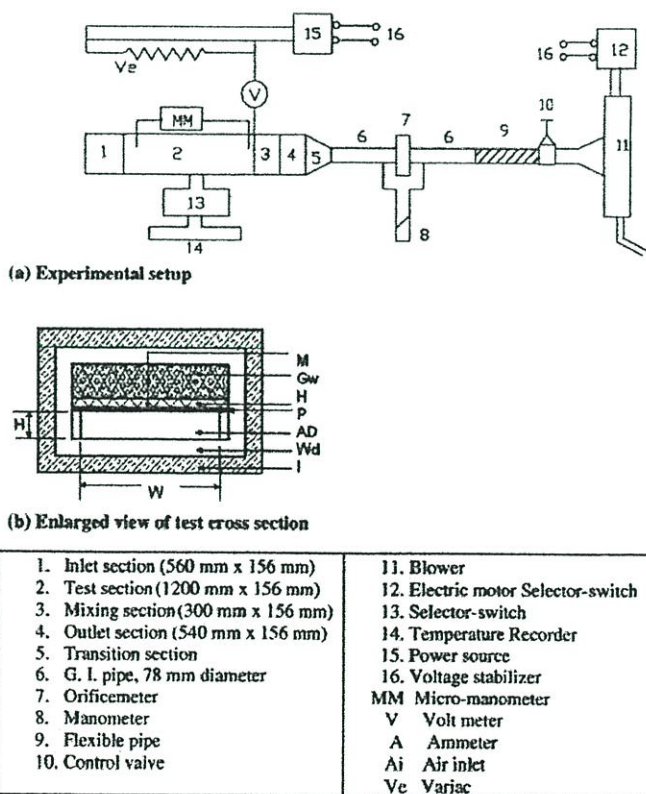


รูปที่ 2.8 รูปแบบครีบริบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda

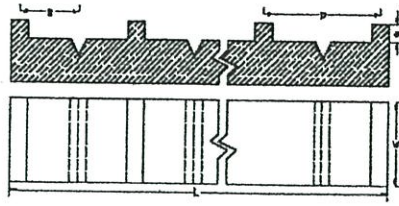
โดยครีบบีความหนา (l) 3 มิลลิเมตร มีความสูง (e) 3 และ 5 มิลลิเมตร และมีระยะพิคต์ (P) 40 มิลลิเมตร แผ่นครีบบรูปร่างตัววีมุม 45 และ 60 องศา และครีบบยาวไม่ต่อเนื่องมีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบบ (d') 20 มิลลิเมตร

จากการทดลองพบว่าครีบบภายในท่อสี่เหลี่ยมสามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น โดยขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางครีบบและรูปแบบครีบบ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความสูงครีบบมีค่าเพิ่มขึ้น ครีบบยาวไม่ต่อเนื่องที่ระยะพิคต์ 50 มิลลิเมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากกว่าที่ระยะพิคต์ 30 มิลลิเมตร ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงครีบบมีค่าลดลง

Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi (2005) [14] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่น โซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมชนิดผิว Rib-grooved โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 3000 - 21000$ ความสูงครีบบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0181-0.0363 อัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบบ (P/e) เท่ากับ 4.5-10.0 และระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) เท่ากับ 0.3-0.7



รูปที่ 2.9 ไลอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi

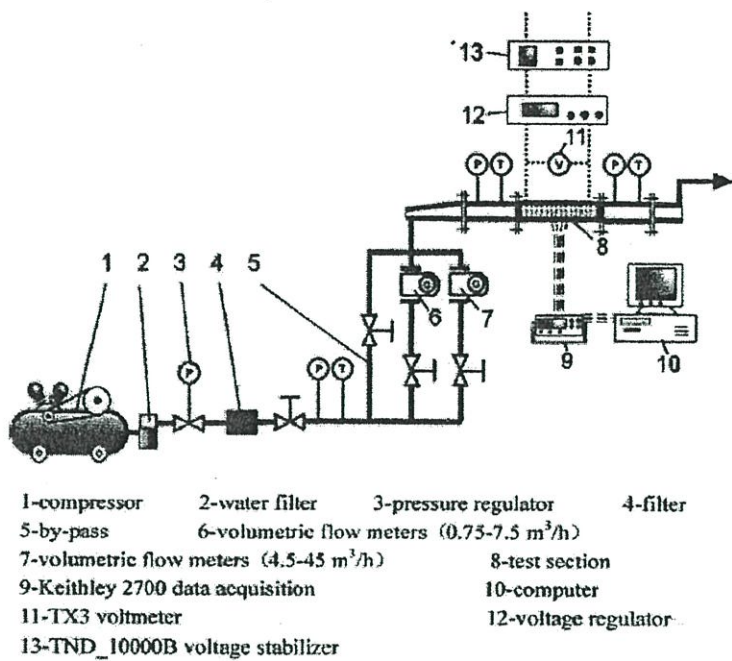


รูปที่ 2.10 รูปแบบครีบริบที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi

จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น Rib-grooved จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น Rib-grooved จะมีค่ามากกว่าแผ่น Rib อย่างเดียว และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) มีค่าลดลง และมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) เท่ากับ 6 เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซิล Nu มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) มีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งอัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) เท่ากับ 6 และจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ (g/P) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน

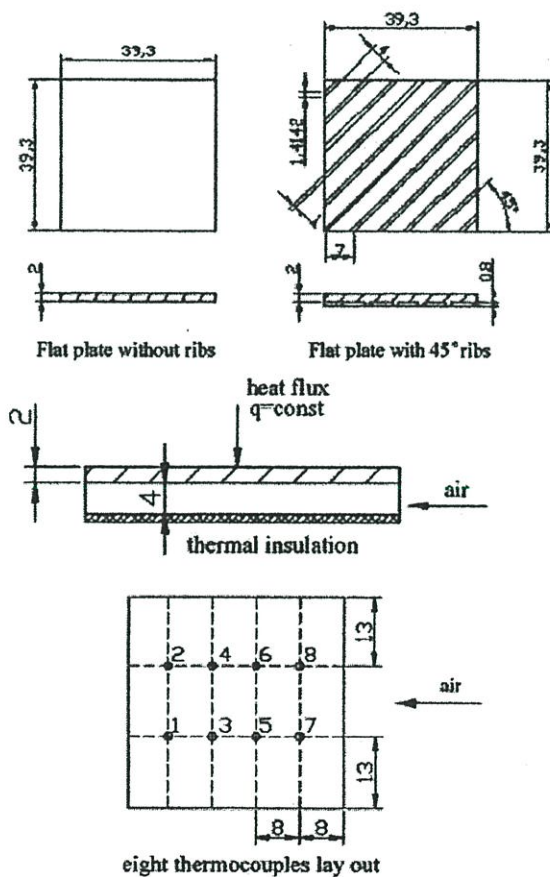
Benlu and Pei-Xue Jiang (2005) [4] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่น โฆลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ครีบริบเพียงทำมุม 0, 20, 30, 45, 60 และ 90 องศา กับทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ $0.001-0.0018 \text{ kg/s}$ ครีบริบมีความสูง 0.8 มิลลิเมตร มีความกว้าง 1 มิลลิเมตร และมีระยะพิคต์ 4 มิลลิเมตร

จากการทดลองพบว่าครีบริบมุม 60 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด ครีบริบมุม 0 องศาให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด และครีบริบมุม 20 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อครีบริบมุม 20 องศา มีระยะพิคต์น้อยลงจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และที่ระยะพิคต์ 1 และ 2 มิลลิเมตร พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกัน ในขณะที่ระยะพิคต์ 6 มิลลิเมตร ให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบริบเดียวกัน



- 1-compressor 2-water filter 3-pressure regulator 4-filter
- 5-by-pass 6-volumetric flow meters (0.75-7.5 m³/h)
- 7-volumetric flow meters (4.5-45 m³/h)
- 8-test section 9-Keithley 2700 data acquisition 10-computer
- 11-TX3 voltmeter 12-voltage regulator
- 13-TND_10000B voltage stabilizer

รูปที่ 2.11 โค้ดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Benlu and Pei-Xue Jiang



รูปที่ 2.12 รูปแบบครีบของ Benlu and Pei-Xue Jiang

บทที่ 3

เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมหมายถึง เครื่องมือใดๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกันระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จนเกิดการกีดขวางการไหลหรือเกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกฆ้อนน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อนและความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเชลล์ (Shell) ที่บางที่สุดที่ต้องใช้ ตลอดจนสัดส่วนของแฟลนจ์ (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้

แล้ว ในกรณีที่มีการเดินเครื่องเป็นแบบพัคๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวสัมผัสของสารไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความตึงหรือที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะ โดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานทั่วไป จะเป็นที่พอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณี โดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือ ใต้ช่วงอุณหภูมิและความดันตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนค่าสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุด อาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่น ถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial Cost) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน (Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมา เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยที่สุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้นเพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรถูกแสดง และการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออก

แบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่งมาตรการที่เหมาะสมที่สุดถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำไปโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell and Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่นคอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อนและกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไปของลักษณะเด่นของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้านการออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกระทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดคือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลงในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ ที่ระบุในปัญหาการประเมินค่าคือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต, การจัดการการไหล, อัตราการไหล และอุณหภูมิด้านเข้า

ปัญหาด้านขนาด (Sizing Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่ามิติของเมตริกซ์ เพื่อจะได้พบการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันลดลง (Pressure Drop) ที่ต้องการ งานของผู้ที่จะออกแบบคือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิตทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ อุณหภูมิของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก, อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้อง ให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

1. การออกแบบโดยเฉพาะ (Design specific) การออกแบบโดยเฉพาะที่มีการกำหนดแน่นอนที่สมบูรณ์ ควรถูกหาได้ที่ Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การจัดการการไหล, พื้นผิวเรขาคณิต, ค่าสภาวะการทำงาน เช่น อุณหภูมิทางเข้า, ความดัน, อัตราการไหล, ชนิดของของเหลว และอื่นๆ

2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพหลายๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ค่าการนำความร้อน และเพลาตันนัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่า สหสัมพันธ์ (Correlation)

3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรมของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด, เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, ขนาดครีบ ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีบ และอื่นๆ

4. ความสัมพันธ์ระหว่าง ϵ -NTU (ϵ -NTU Relation) เนื่องจากวิธี ϵ -NTU ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระแทกครัด การกำหนดสูตรหลายๆ สูตรของความสัมพันธ์ระหว่าง ϵ -NTU ควรถูกจัดทำขึ้น ความสัมพันธ์ควรนำไปใช้ได้กับกรณีทั่วไปในการหา เมื่อรู้ NTU และ $C = C_{\min}/C_{\max}$ และคำนวณ NTU เมื่อรู้ ϵ และ C

5. ความสัมพันธ์ h และ f (h and f relation) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อนและความเสียดทานการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระแทกครัด ถูกใช้ในเทอม j และ f และ plot กราฟ ในเทอมของ Reynolds number และ ข้อมูล h , f และ Re ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหพันธ์ (Correlation)

6. ประสิทธิภาพครีบ (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีบ (η) และประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบ (η') ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีบ และข้อมูลถูกต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบควรถูกจัดทำ

7. ความดันลดลง (Pressure Drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลผ่านตลอด Matrix เกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่งและการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน, การหดและการขยายที่ทางเข้าและทางออกของ Matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกจัดทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลงเนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้องอ (Bends), หัวจ่าย (Headers) และท่อรวม (Mainfolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับที่เหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหและเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงถูกคำนวณ การแก้ปัญหของ Rating Problem จะถูกคอมพิวเตอร์นำมาคิดแทน

Sizing Problem ถ้าปัญหาเกี่ยวข้องกับที่เหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับขนาด, น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงราคาด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูกแก้ปัญห และขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่จะถูกทำให้เกิดสถานะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธีหลายๆ วิธี อาจจะถูกนำมาใช้ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็จะถูกปรับให้เหมาะกับแต่ละกรณีที่เกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหของ Rating Problem หรือ Sizing Problem

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวกับพื้นที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และ ช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครึ่งหนึ่งพื้นที่ผิว เรขาคณิตถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูง ครีป, ความหนาครีป, ระยะห่างระหว่างครีป, ค่าการนำทางความร้อนครีป, ความยาวครีป, อัตราการ ไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลงจากการแก้ปัญหของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับ ค่าที่เจาะจง

บทที่ 4

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธีคือวิธีแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

4.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสถานะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสถานะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลว ซึ่งเพียงแต่ถูกให้ความร้อนขึ้น หรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดกับน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซ ซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจะเป็นก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed water Preheater) ซึ่งในก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

4.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอน้ำด้วย ดังนั้นรูปร่างภายนอกจึงมักจะแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

2. เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water preheater)

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยให้ความร้อน

4. เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Super-heater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด ยกตัวอย่างเช่น เครื่องคงไอ (Stream Superheater) เป็นต้น

5. เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่นหน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก๊าด เพื่อระเหยองค์ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอที่ควบแน่นได้ ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7. เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่นส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว

9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

10. เครื่องทำให้เย็นจัด (Chiller) เครื่องนี้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้เหลือต่ำมาก โดยการใช้ตัวทำความเย็น (Refrigerant) จำพวกแอมโมเนียและฟร็อน เป็นต้น

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่า มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่เดียวกันระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง

จุดประสงค์ของตั้งแต่ (1) เครื่องระเหย จนถึง (5) เครื่องคัมชะ คือการให้ความร้อนแก่ของไหล ส่วนจุดประสงค์ของ (6) เครื่องควบแน่น จนถึง (10) เครื่องทำให้เย็น คือการดึงเอาความร้อนออกจากของไหล อนึ่งจุดประสงค์ของ (11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือทั้งให้และดึงความร้อนแหล่งความร้อนที่นิยมใช้ในการให้ความร้อน คือไอน้ำ แต่ในบางครั้งแหล่งความร้อนอาจจะเป็นของเหลว เช่น น้ำมันร้อน และน้ำร้อน เป็นต้น หรือเป็นก๊าซเฉื่อยอุณหภูมิสูง เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และก๊าซไนโตรเจน หรือเป็นก๊าซทิ้งที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง

โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟร็อน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลั่น ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลั่นจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกลั่นหนึ่งหอจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้นจึงทำให้เราสามารถคาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

4.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

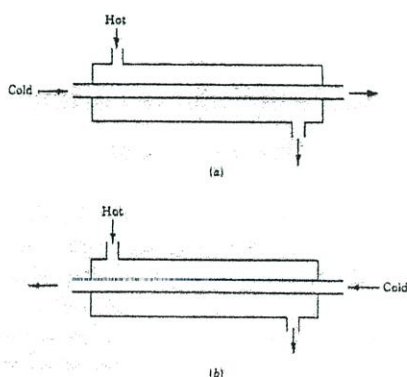
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่าย ๆ และราคาข้อมเขา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของเครื่องประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียด วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึง

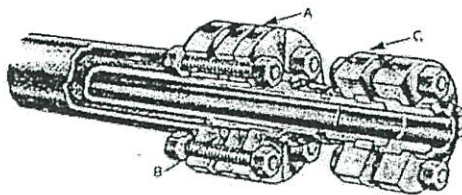
วัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อนโดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทรริคเกิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรงและส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลายๆชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมืดตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-Bend) ดังรูปที่ 4.1 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแสร้พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



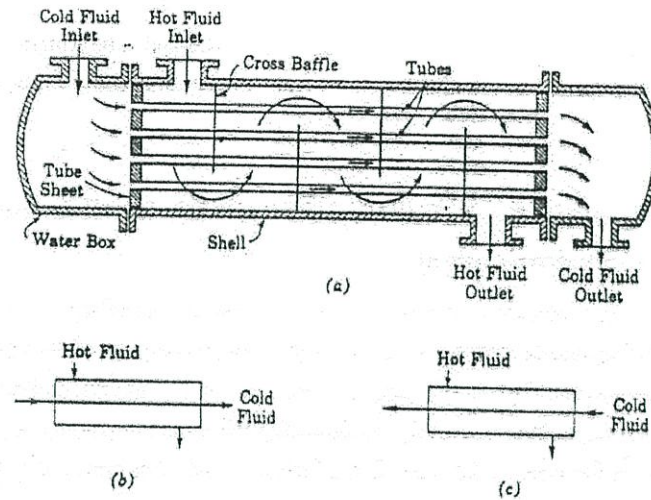
รูปที่ 4.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow



รูปที่ 4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือนกันหลายๆชุดมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (parallel) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่หาเมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้นเครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร

4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle, shell, front and rear end header, and baffles เป็นตัวใช้ในการสนับสนุน (support) tube ทำให้เพิ่มการเป็นเทอร์รูเลนซ์ หลักการเลือก baffles จะขึ้นกับช่องว่าง, อัตราการไหล (flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement และการไหลที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนภายในท่อ ลักษณะของชนิดของของไหล แบ่งเป็นหลายแบบเช่น liquid to liquid, liquid to gas, gas to gas, liquid to liquid fluid ทั้ง 2 จะถูก pump ผ่าน Exchanger ดังนั้น Heat transfer ทั้งภายในและภายนอก tube จะเป็นแบบ forced convection ดังนั้น heat transfer coefficient จะสูงโดยเกิดจากการไหลของของไหลอยู่แล้ว ไม่จำเป็นต้องคิดครีปหากเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ liquid to gas ครีปจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tubes ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas-turbine, cryogenic gas-liquefaction system และ stell furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการคิดครีปเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer

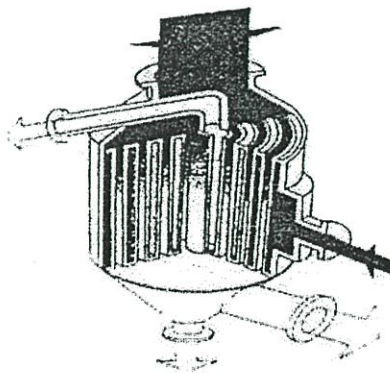


รูปที่ 4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass
(b) parallel flow (c) counterflow

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน

เส้นทางไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอก ซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้ สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าในภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรง เพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืนมีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน



รูปที่ 4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.4 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วย ท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายๆ ชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อย โดยโครงสร้าง นอกจากการผลิต การซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป

7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบคือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีป (Fin) โครงเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced-Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-Draft) คุณสมบัติพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อเสียอย่างอื่นคือค่าบำรุงรักษาสูงกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ตาม ข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดัง ต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

8. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถึงเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือโครงสร้างเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังตวงให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชุดท่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำมาความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้นของ

ไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรียอน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นคือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้ดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และส่วนเว้า ปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่นคือ สามารถถอดเป็นแผ่นๆออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ $1300-3500 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg/cm^2 และ 150 องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับความดันสูง (high pressure) ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง $230 \text{ m}^2/\text{m}^3$ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขวดท้อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆแผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ในภาชนะบรรจุแทนขวดท้อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)

10. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราว 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยึดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มี

ฤทธิ์กักความร้อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสมคือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอก

ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภท โลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อนผกผันกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอกซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ ก้อนๆ เดียว โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ

12. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อค

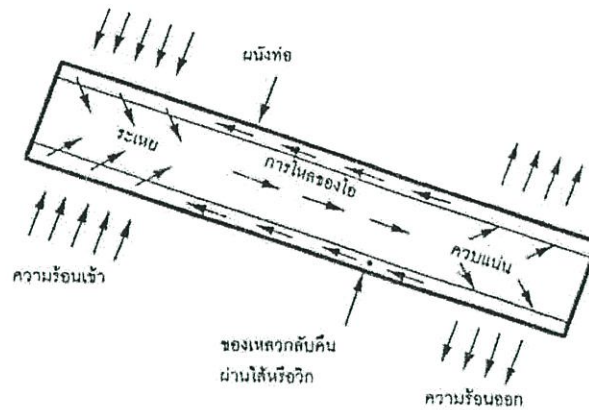
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อคจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย m^2) กับปริมาตร (ในหน่วย m^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า $1/4$ นิ้ว ร่วมกับครีป (Fin) หรือแผ่น โครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อค เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่คิเลิระหว่างก๊าซ 2 ชนิดที่สกปรกน้อย

13. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

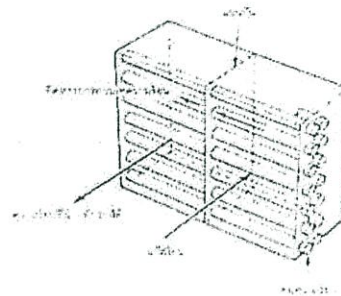
เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง และมีสมรรถนะสูง แม้ว่าผลต่างของอุณหภูมิตั้งแต่แหล่งให้ความร้อน (heat source) และแหล่งรับความร้อน (heat sink) มีค่าน้อยกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ประกอบด้วยฮีทไปป์ ซึ่งเป็นท่อปิดผนึก ภายในบรรจุวิก (Wick) และของเหลวใช้งาน (Working Fluid) ที่ความดันสูญญากาศ

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 4.5 กล่าวคือ เมื่อฮีทไปป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิก ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกจะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอลำต่ำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปช่วง

การระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกส์ รูปที่ 4.6 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีทไปป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์



รูปที่ 4.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

ตารางที่ 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

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

ตารางที่ 4.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วผสมของไหล	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตร 1 หน่วย	คะแนนรวม
Regeneration	ปานกลาง 3	สูง 4	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	มี 0	มาก 4	15
Shell and Tube	สูง 2	สูง 4	ธรรมดา 3	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	น้อย 2	19
Plate fin	ต่ำ 4	ปานกลาง 3	ธรรมดา 3	สูง 2	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 5	22
Recirculating	ต่ำ 4	ต่ำ 2	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 3	18
Secondary medium								
Heat-pipe	ต่ำ 4	สูง 4	ง่าย 5	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มาก 4	25

จุดเด่นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์มีดังต่อไปนี้

1. ไม่ต้องใช้แหล่งพลังงานเสริมในการใช้งาน ยกเว้นเครื่องเป่าลม หรือสูบของเหลว
2. อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้ แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน และแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 4.1
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ
4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)

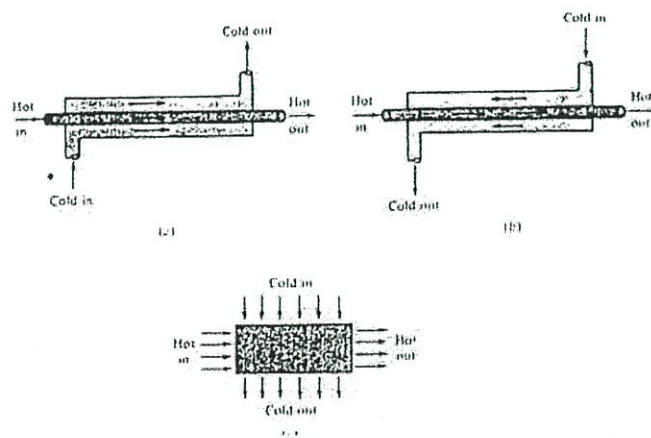
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่น ในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด, ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์, ใน

การอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ในการระบายความร้อนจากระบบเบรคของเครื่องบิน, เตาเผาขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นในอดีตมีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ กับอุปกรณ์ประเภทอื่นๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basiulis ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่างๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 4.2

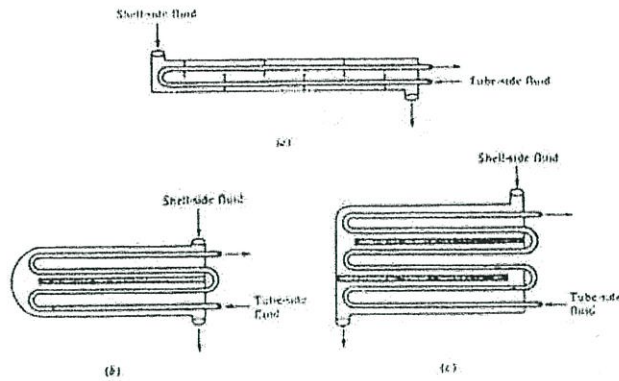
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การผุทะลุของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวิกต์ได้บางครั้ง วิกต์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทัน ของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

4.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement

1. Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกัน ดังรูปที่ 4.7 (a)
2. Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 4.7 (b)
3. Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวาง ดังรูปที่ 4.7 (c)
4. Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ Heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multipassing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน



รูปที่ 4.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass

4.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process

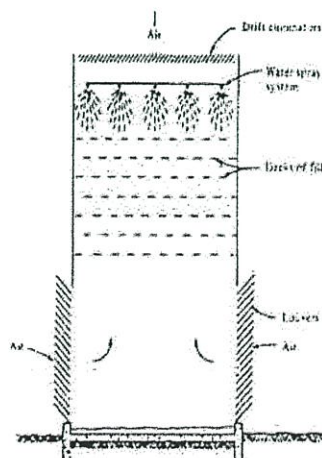
1. Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)

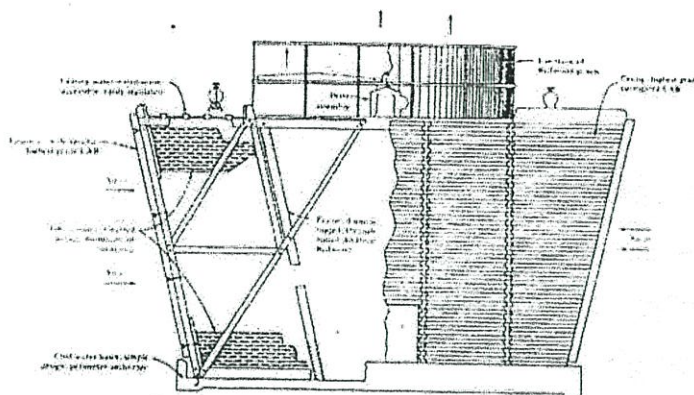
1.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 4.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปแบบ 4.10

2. Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



รูปที่ 4.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection



รูปที่ 4.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection

4.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat transfer surface one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หากมีค่ามากกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี Area Density ประมาณ $1,100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ $6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เป็น Compact Heat Exchanger สำหรับปอดของมนุษย์ (Human lungs) จะมี Area Density ประมาณ $20,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เป็นต้น จะถือว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่า Compact Heat Exchanger สูงสุด สำหรับ Stirling engine เป็น Area Density เข้าใกล้ปอดของมนุษย์ (Human lungs) สำหรับ Plane tubular และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Shell and tube exchanger) ที่มี Area Density ในช่วง 70 ถึง $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ จะไม่คิดว่าเป็น Considered Compact สำหรับการทำให้ Ratio มีค่าสูงทำได้โดยการติดครีบ (fins) ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไปที่ของเหลว (Gas to Liquid) Heat transfer coefficient ของทางด้านแก๊ส (Gas) น้อยกว่าทางด้าน (Liquid) จะต้องมีครีบ (fin) ทางด้านแก๊ส (Gas) เพื่อจะให้ความกระทบครีบมากขึ้น

บทที่ 5

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

5.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวาง พร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถแต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อได้โดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกลอริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้อัจฉริยศาสตร์ทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้วไฟต์ แก้ว เป็นต้น

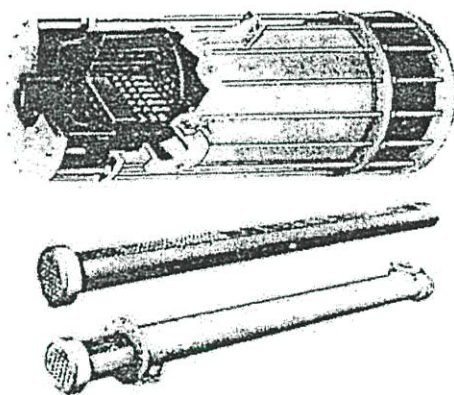
5.1.1 พลาสติก

วัสดุพลาสติกโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon (Polytetrafluoroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่ดีเยี่ยมในด้านความต้านทานต่อการทำลายทางเคมี และการเสื่อมสภาพ เราสามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่มท่อ PTFE ที่ยาวบางและยืดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อนี้จะถูกม้วนหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เป็คบรรจุน้ำระบายความร้อน อีกเทคนิคหนึ่งเป็นการชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวอื่นๆ ที่สัมผัสกับของไหลที่กัดกร่อน

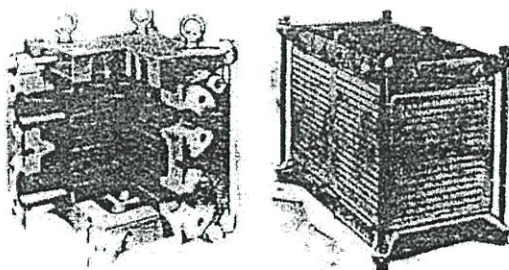
5.1.2 แก้วไฟต์

แก้วไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แก้วไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระโชกทางความร้อน) แก้วไฟต์สามารถรับการกักตึงทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แก้วไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ชิดจำกัดทางด้านอุณหภูมิและความดัน สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แก้วไฟต์โดยทั่วไปคือ 175 °C และ 1.7 MPa ตามลำดับ การใช้แก้วไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติอันยาวนาน แต่ได้ขยายขอบเขตการใช้งานใน

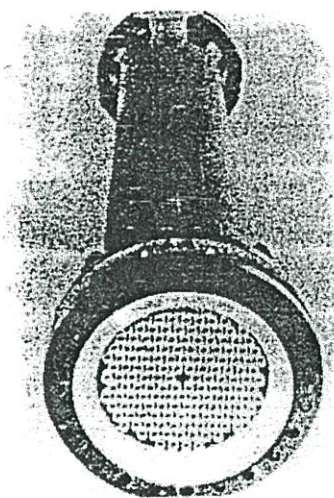
ขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิค ทำให้แกรไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อิมตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัวโดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกรไฟต์มีความแข็งแรงต้านทานแรงดึงต่ำ สามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกรไฟต์ทำงานอยู่ภายใต้ความเค้นกดแทนที่จะเป็นความเค้นดึง วิธีหนึ่งก็คือการหุ้มแกรไฟต์ด้วยเปลือกโลหะ ชิ้นส่วนแกรไฟต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันก่อนข้างแน่น จะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกรไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูง มักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกรไฟต์ตัน รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน ชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักครอบทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักครอบทางด้านเซลล์ รูปที่ 5.1 และรูปที่ 5.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าว แม้ว่าแกรไฟต์จะสามารถต้านทานการกัดกร่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน ฟลูออโรไน ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซุบโครเมียม กรดไนตริก และกรดโคมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกรไฟต์โดยตรง



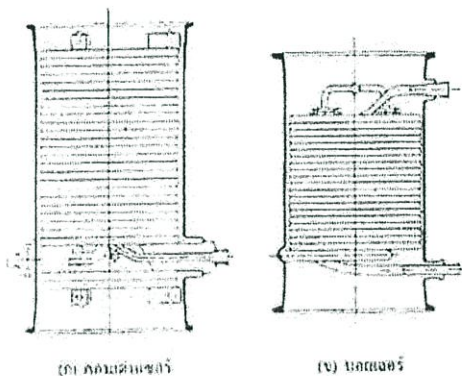
รูปที่ 5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล



รูปที่ 5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว

5.1.3 แก้ว

แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่ง ที่มีการนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานพิเศษเฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กัดกร่อนอื่นๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูง โดยนอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยาและอาหาร ซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ถือเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทฟลอนเท่านั้น โอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้วโดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูปที่ 5.3 และรูปที่ 5.4 รูปที่ 5.3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้วและใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทฟลอน ตัวเซลล์อาจจะทำด้วยแก้วถ้าของไหลทั้งทางด้านเซลล์และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กัดกร่อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kPa และ 175 °C ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกว่านี้ จะต้องใช้เซลล์ที่ทำด้วย

เหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทลลอนหรือยาง รูปที่ 5.4 แสดงขดท่อคอนเดนเซอร์และขดท่อบอยเลอร์ที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็นจะไหลเวียนอยู่ในขดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อ ในการใช้งานอาจมีขดท่อหลายชุดวางซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อเทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในทุกๆ แง่แล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิดแต่แรกก็เป็นได้ ปัจจุบันก็คือพื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกได้อย่างไรผลในหลายๆกรณี ความต้านทานทางด้านเฟาติงเป็นตัวต้านทานความร้อนที่มีอิทธิพลที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบกับแล้ว ความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วคงจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็นวัสดุทางการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกัดกร่อนที่ดีเยี่ยม ไม่ทำให้เกิดการปนเปื้อนและป้องกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้หลายรูปแบบในราคาที่ต่ำ จึงทำให้ยังคงมีการใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่างโดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม

บทที่ 6

ทฤษฎี

การไหลภายในท่อมีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของบาวนด์คาร์เลเยอร์ไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งบาวนด์คาร์เลเยอร์ก็ก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้เรียกว่าการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านี้เรียกว่าการไหลที่กำลังปรับตัว (developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic entrance region

6.1 กลศาสตร์ของไหล

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัคลมโดยตรง ยิ่งความดันตกมาก จำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัคลม, \dot{W}_{in}

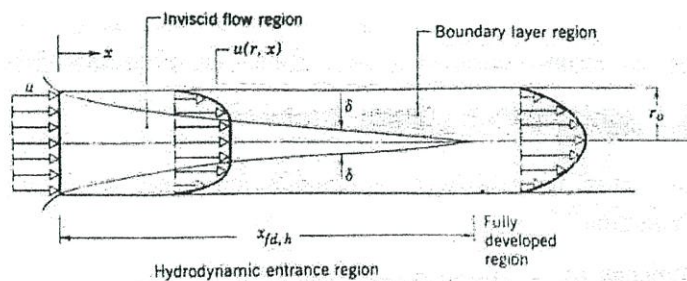
$$\dot{W}_{in} = Q\Delta p \quad (6.1)$$

ความดันตกของของไหล, Δp

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D} \quad (6.2)$$

6.1.1 สภาวะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 6.1



รูปที่ 6.1 การก่อตัวของบาวนด์คาร์เลเยอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบราบเรียบหรือปั่นป่วน

เลขเรย์โนลด์, Re_D

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (6.3)$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2300$ และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (6.4)$$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ($Re_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (6.5)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} > 10D$ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

6.1.2 ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยคือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (6.6)$$

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า m และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

สำหรับท่อกลม ($A_c = \pi D^2/4$) ค่าของเลขเรย์โนลด์ส์ครูปเป็น

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (6.7)$$

เพราะว่าค่า \dot{m} อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (6.8)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \quad (6.9)$$

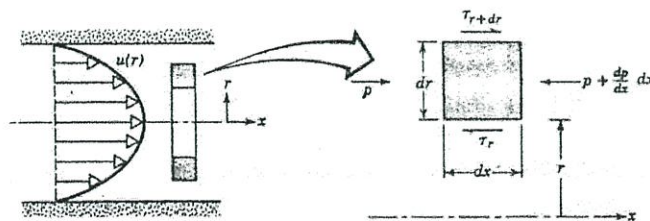
ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ที่ตำแหน่งนั้น

6.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้นก็คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุกๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ ดังนั้นความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ r เท่านั้น [$u(x, r) = u(r)$]

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการ โมเมนตัมตามแนว x หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 6.2



รูปที่ 6.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

สำหรับอิทธิเมนต์คิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 6.2 สามารถเขียนสมมูลของแรงได้
ดังนี้

$$\begin{aligned} & -\tau_r(2\pi r dx) + \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[\tau_r(2\pi r dx)]dr \right\} \\ & + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx}[p(2\pi r dr)]dx \right\} = 0 \end{aligned} \quad (6.10)$$

$$\text{ซึ่งลดรูปเป็น} \quad -\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx} \quad (6.11)$$

จากกฎความหนืดของนิวตัน เราทราบว่า $\tau_r = \mu \frac{du}{dr}$

$$\text{ดังนั้น (6.11) จะเป็น} \quad \frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (6.12)$$

เพราะว่า dp/dx นั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (6.12) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (6.13)$$

$$\text{และ} \quad u(r) = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (6.14)$$

จากเงื่อนไขที่ขอบ ได้ว่า $u(r_o) = 0$ และ $\partial u / \partial r|_{r=r_o} = 0$ จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_o^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.15)$$

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็นพาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน (dp/dx) ต้องเป็นลบเสมอ

ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ (u_m) โดยแทนสมการ (6.15) ใน (6.9) แล้วอินทิเกรต จะได้

$$u_m = -\frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (6.16)$$

แทนสมการ (6.16) ใน (6.15) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.17)$$

เพราะว่า u_m สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (6.16) สามารถใช้หาเกรเดียนต์ของความดันได้ (dp/dx)

6.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับ การหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลดเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (6.18)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่าตัวประกอบเสียดทานเฟอนิ่ง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2/2} \quad (6.19)$$

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับทิศทางตรงกันข้ามแรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น $\tau_s = -\mu(du/dr)|_{r=r_o}$ ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (6.20)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{\text{Re}_D} \quad (6.21)$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ต่างๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 6.2 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

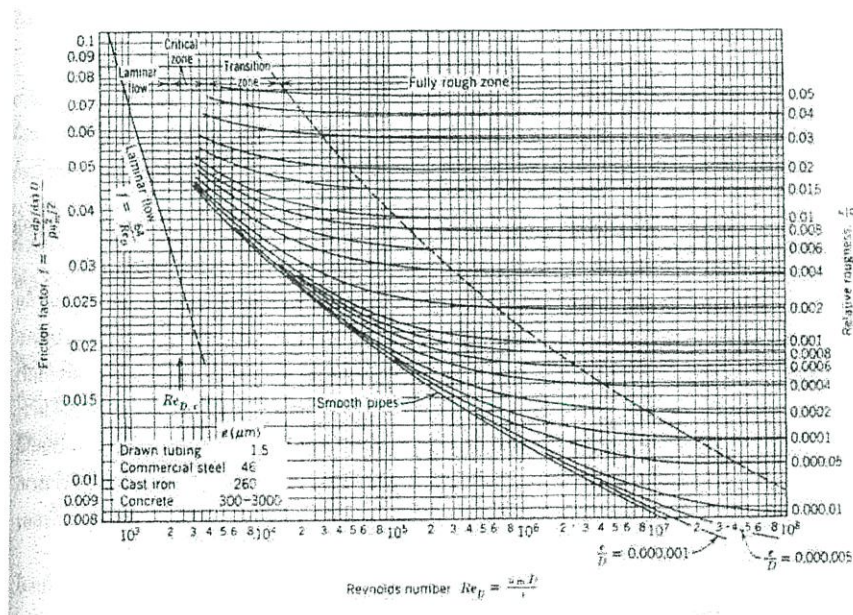
$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 \times 10^4 \quad (6.22)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (6.23)$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตก (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (6.24)$$

ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 6.3 หรือจากสมการ (6.21) สำหรับการไหลแบบราบเรียบ และจากสมการ (6.22) และ (6.23) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ

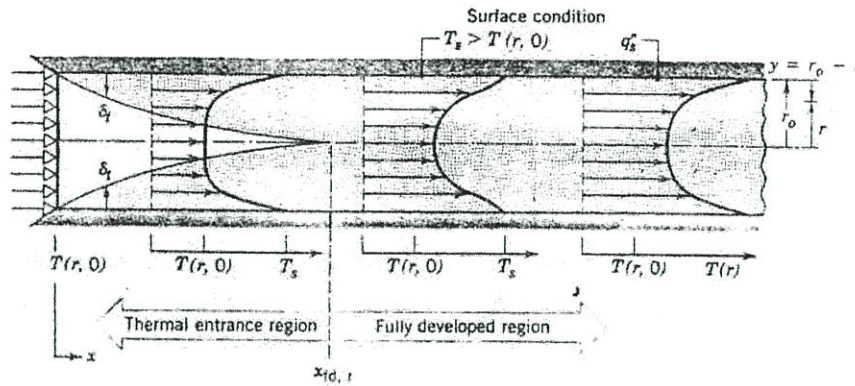


รูปที่ 6.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

6.2 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 6.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวน์คาร์เลเยอร์ของความร้อนจะเริ่มดันก่ตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s' = \text{คงที่}$) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally

fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 6.4 การก่อตัวของบาวนด์รีทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \text{Pr} \quad (6.25)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (6.25) กับสมการของความเร็ว (6.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $\text{Pr} > 1$ แล้ว ไฮโดรไดนามิคบาวนด์รีเลเยอร์ขยายเร็วกว่าบาวนด์รีเลเยอร์ของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) และจะกลับกันถ้า $\text{Pr} < 1$ สำหรับค่า Pr สูงๆ เช่น น้ำมัน ($\text{Pr} \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อนในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมากๆ เช่น โลหะเหลว ($\text{Pr} \leq 0.05$) รูปร่างอุณหภูมิมักจะเป็นแบบปรับตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า $x_{fd,t}/D = 10$

6.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิจำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{\dot{m} c_v} \quad (6.26)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นกรไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (6.27)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (6.28)$$

ซึ่ง h เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ T_m เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

6.2.2 สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่ยากู้คือเกิดภาวะ Thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ $(\partial u/\partial x)=0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อนแล้ว (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T/\partial x)$ ที่รัศมี r ใดๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมาคือรูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิตั้งแต่ไม่เกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้จะป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่างสัมพัทธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน (Thermally fully developed) และจะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,t} = 0 \quad (6.29)$$

เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ

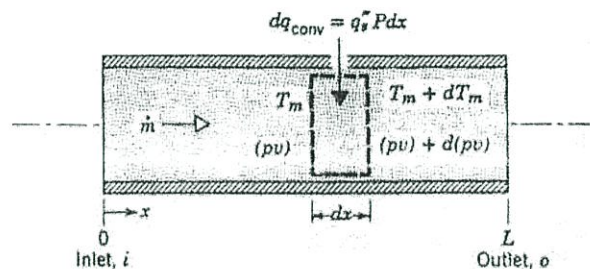
T คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (6.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี q_s'' คงที่ หรือ T_s คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s'' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

6.3 การสมดุลของพลังงาน (Energy Balance)

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 6.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 6.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม คิดต่อหน่วยมวลของไหล และจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v=1/\rho$)

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 6.5 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (6.30)$$

หรือ
$$dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (6.31)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ($pv = RT_m$ และ $c_p = c_v + R$) จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m}c_p dT_m \quad (6.32)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะว่า v น้อยมากๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปของสมการ (6.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = \dot{m}c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (6.33)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{\dot{m}c_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (6.34)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

$$T_b = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (6.35)$$

เลขนัสเซล, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (6.36)$$

เงื่อนไขความร้อนที่ผิวคือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Surface Heat Flux) โดยคิดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวครีป

6.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

6.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region)

ที่จุดใดๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (6.37)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (6.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทางขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (6.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในช่วงนี้การประมาณบาวน์คาร์เลเยอร์ของความเร็วเป็นที่พอใจ นั่นคือ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ สำหรับกรณีของรูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิววงที่การประมาณบาวน์คาร์เลเยอร์ของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ $\partial^2 T/\partial x^2 = 0$ แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (6.37) ลดรูปเป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (rdT) = \frac{2u_m}{\alpha} \frac{dT_m}{dx} \left[1 - (r/r_o)^2 \right] \quad q_s'' = \text{คงที่} \quad (6.38)$$

ซึ่งเทอม $(2u_m/\alpha)(dT_m/dx)$ คงที่ โดยการแยกตัวแปรและอินทิเกรต 2 ครั้ง จะได้

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln r + C_2$$

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต C_1 และ C_2 หาจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

T ที่ $r=0$ หรือ $(\partial T/\partial r=0$ ที่ $r=0)$ จะได้ $C_1=0$ และ $T(r_o)=T_s$ ที่ซึ่ง T_s แปรตาม x จะได้ $C_2 = T_s - (2u_m/\alpha)(dT_m/dx)(3r_o^2/16)$ ดังนั้นสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วและฟลักซ์ความร้อนที่ผิววงที่จะได้การกระจายของอุณหภูมิในรูป

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_o^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_o} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.39)$$

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่นๆ ก็สามารถหาได้ เช่นถ้ารูปร่างของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (6.15) และ (6.39) โดยแทนในสมการ (6.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง r จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left(\frac{u_m r_o^2}{\alpha} \right) \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (6.40)$$

จากสมการ
$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{m c_p}$$

ซึ่ง $P = \pi D$ และ $\dot{m} = \rho u_m (\pi D^2 / 4)$ จะได้

$$T_m - T_s = -\frac{11}{48} \frac{q_s'' D}{k} \quad (6.41)$$

จากกฎการเขียนตัวของนิวตัน สมการ (6.28) และ (6.41) ได้ว่า

$$h = \frac{48}{11} \left(\frac{k}{D} \right)$$

หรือ
$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s'' \text{ คงที่} \quad (6.42)$$

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าเลขนัสเซิลจะคงที่ ไม่ขึ้นกับ Re_D , Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

6.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (6.43)$$

แทน f จากสมการ (6.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (6.44)$$

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (6.45)$$

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

สมการต่างๆ นี้จะใช้เฉพาะกรณีย่อยๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่างๆ คัดที่ T_m สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมากๆ Seider และ Tate ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (6.46)$$

สำหรับ

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 16,700 \\ Re_D \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาที่ T_s

6.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม










ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพผลเป็นความยาวเฉพาะ (characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), D_h

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (6.47)$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด
 P คือ เส้นรอบรูปของการไหล

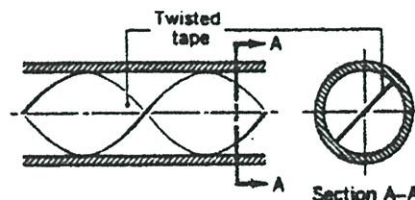
เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น Re_D และ Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ค่า Nu_D ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน

CROSS SECTION	$\frac{b}{a}$	$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$	
		(constant q_w')	(constant T_f)
	---	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	∞	8.23	7.54
	---	3.00	2.35

6.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวบิดตามรูปที่ 6.6 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของมุม 360° เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตก (pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 6.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด

6.8 ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ (P_o) เท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ (P_r)

$$P_o = P_r$$

$$(PQ)_o = (PQ)_r$$

$$\left[\left(\frac{f\rho L\bar{V}^2}{2D_h} \right) (\bar{V}A) \right]_o = \left[\left(\frac{f\rho L\bar{V}^2}{2D_h} \right) (\bar{V}A) \right]_r$$

$$(f\bar{V}^3)_o = (f\bar{V}^3)_r$$

$$(f \text{Re}^3)_o = (f \text{Re}^3)_r$$

$$\frac{f_o}{f_r} = \frac{\text{Re}_r^3}{\text{Re}_o^3}$$

$$\frac{\text{Re}_r}{\text{Re}_o} = \left(\frac{f_o}{f_r} \right)^{1/3}$$

$$\frac{\text{Re}_r}{\text{Re}_o} = \frac{1}{(f_r/f_o)^{1/3}}$$

$$\text{Re}_r = \frac{\text{Re}_o}{(f_r/f_o)^{1/3}} \quad (6.48)$$

ค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนพิจารณาที่กำลังของพัคลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน

$$Nu = f(\text{Re})$$

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_o} \Big|_{\text{pumping power}}$$

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (6.49)$$

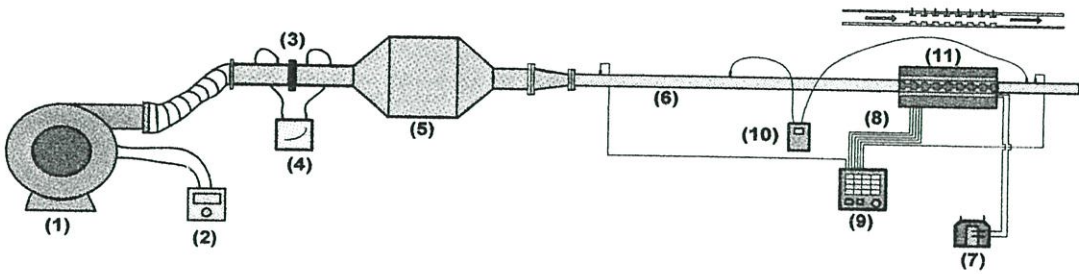
บทที่ 7

การออกแบบและการคำนวณ

7.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เทคนิคอากาศไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อทดลองเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนได้ถูกนำมาใช้ในงานทางด้านอุตสาหกรรมเป็นจำนวนมาก และได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันของอากาศที่ถูกถ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบ การติดครีบได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกถ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบ และช่วยเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีบ ซึ่งการติดครีบที่ผิวภายในท่อเป็นผลให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น สามารถนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ลดพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน และเป็นผลให้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบและอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 7.1 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 3 เซนติเมตร ท่อทางเข้าชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดหน้าตัดกว้าง 30 เซนติเมตร สูง 3 เซนติเมตร และมีความยาว 180 เซนติเมตร โดยมีครีบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีความหนา 6 มิลลิเมตร, ครีบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสลม และด้านมุมฉากสัมผัสลม, ครีบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร และ ครีบบางรูปตัววีโดยทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศา และครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $h/H=1, 2, 3$ และสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงครีบ $PR=0.1, 0.2, 0.3$ ครีบทุกแบบทำจากอลูมิเนียมมีความกว้าง 30 เซนติเมตร ยาว 42 เซนติเมตร ครีบต่างๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะไม่มี ความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบ แผ่นครีบถูกติดกับผิวท่อภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยหลักการทำงานของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ Blower เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ทำให้เกิดการไหลของอากาศผ่านถังพักลม ท่อทางเข้าชุดทดลอง และชุดทดลอง ในการทดลองกำหนดให้มีอัตราการไหลของอากาศในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 5,000 - 25,000$ ซึ่งอัตราการไหลของอากาศจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ และวัดค่าอัตราการไหลออกมาโดยชุดออร์ฟิซมิเตอร์



รูปที่ 7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสามเหลี่ยมและครีบบาง ประกอบด้วย (1) พัดลม, (2) อินเวอร์เตอร์, (3) ออร์ฟิสมิเตอร์, (4) มานอมิเตอร์, (5) ถังพัดลม, (6) ท่อทางเข้าชุดทดลอง, (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, (8) เทอร์โมคัปเปิล, (9) ชุดวัดอุณหภูมิ, (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม และ (11) ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

7.2 การคำนวณ

7.2.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 20000$ ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุด จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4A_c}{P} \\ &= \frac{4(3.2 \times 30 \times 10^{-4})}{(2 \times 3.2 \times 10^{-2}) + (2 \times 30 \times 10^{-2})} \\ &= 0.0578313m \end{aligned}$$

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 318 K จะได้ $\rho = 1.099712 \text{ kg/m}^3$ และ $\mu = 191.3992795 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

จากสมการเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \\ \text{หาความเร็วเฉลี่ย} \quad \bar{V} &= \frac{Re_D \mu}{\rho D_h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{20000 \times 191.3992795 \times 10^{-7}}{1.099712 \times 0.0578313} \\
 &= 6.019 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

จากสมการ $Q = \bar{V}A_c$

$$\begin{aligned}
 &= 6.019 \times 3.2 \times 30 \times 10^{-4} \\
 &= 0.0577824 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 3.467 \text{ m}^3/\text{min}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้พัคลมมีอัตราการไหลมากกว่า 3.467 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

7.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D$$

เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนซ์ เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2300$ และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนซ์เต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ($Re_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} = 20D_h$ สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow)

จากสมการ $x_{fd} = 20D_h$

$$\begin{aligned}
 &= 20 \times 0.0578313 \\
 &= 1.157 \text{ m}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้ท่อทางเข้าชุดทดลองมีความยาว 1.2 เมตร

บทที่ 8

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

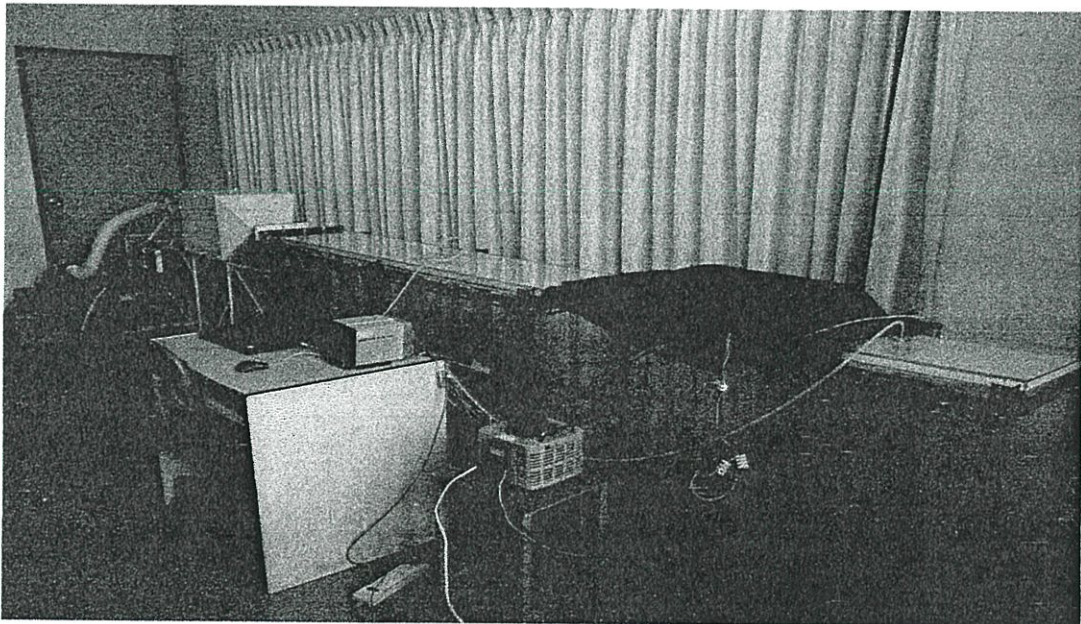
ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบางสามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

8.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาถึงผลของรูปร่างครีบบางและตำแหน่งการจัดวางครีบบาง ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลองจึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

8.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองซึ่งติดตั้งครีบบางเหลี่ยมและครีบบางภายในท่อ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ ท่อที่มีครีบบางเหลี่ยมและท่อที่มีครีบบาง โดยทำการจัดวางในลักษณะต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 8.1

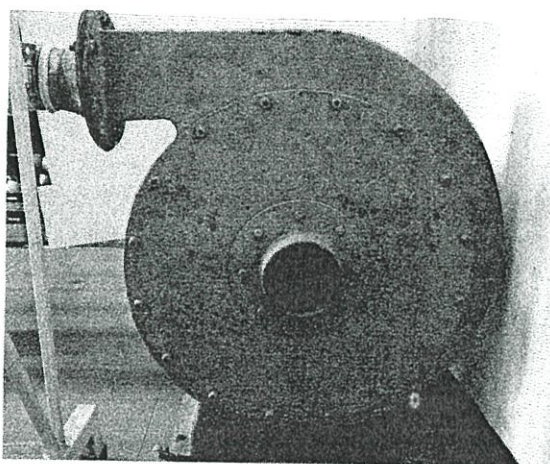


รูปที่ 8.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชิ้นงานทดลองมีความกว้าง 30 เซนติเมตร มีความยาว 42 เซนติเมตร และมีระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 3 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยแก้ว ฉนวนชั้นที่สองเป็นแผ่นกระเบื้อง ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และมีแผ่นปิดทั้งด้านบนและด้านล่างของชุดทดลอง ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน

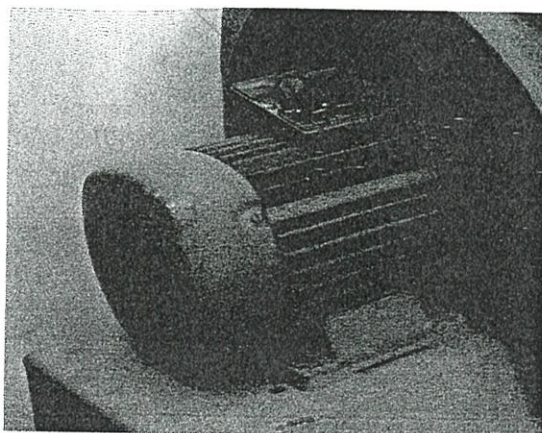
8.1.2 Supply Air

Blower MODEL TB-150 เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ซึ่งเป็น Blower แบบ 12 ใบพัด ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ หรือ 2 HP ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V PRESSURE 700 mm.Aq ดังแสดงในรูปที่ 8.2



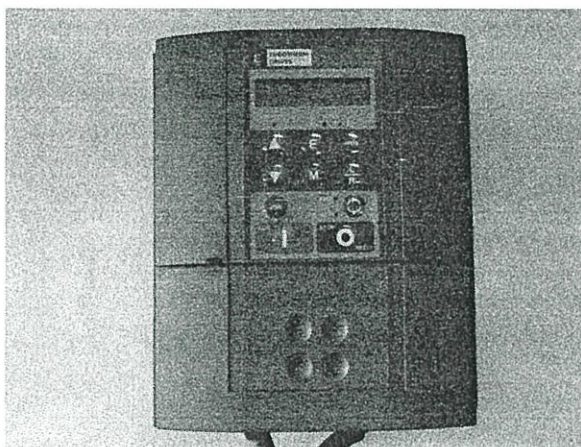
รูปที่ 8.2 Blower

Motor เป็นต้นกำลังในการขับ Blower ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A ดังแสดงในรูปที่ 8.3



รูปที่ 8.3 Motor

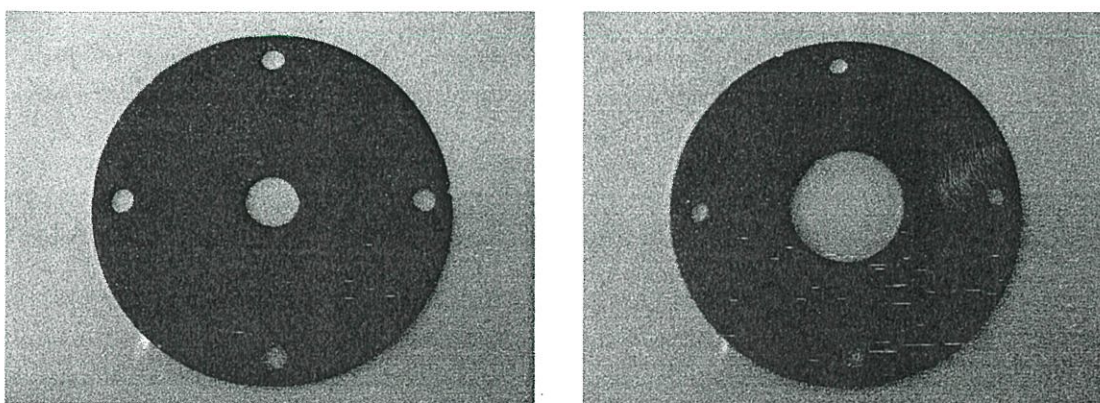
Inverter TYPE FVR7.5E11S-4JE ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับ Blower ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 8.4 โดย Inverter สามารถปรับความเร็วรอบได้สูงสุดเท่ากับ 2400 rpm และมีค่าความละเอียดในการปรับความเร็วรอบในหลักหน่วย ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 3 PHASES



รูปที่ 8.4 Inverter

8.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

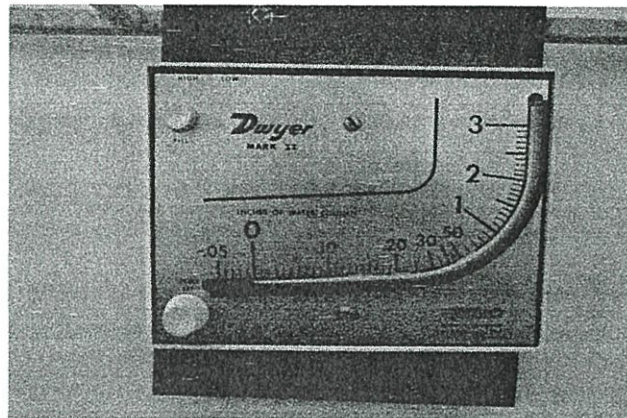
Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ โดย Orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.5 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างตามมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762



รูปที่ 8.5 Orifice meter

Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer

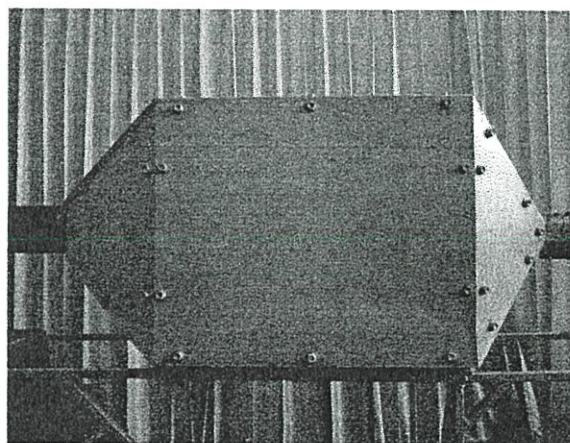
Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สามารถอ่านค่าของระดับ red gage oil (specific gravity 0.826) ได้มีความถูกต้องมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 8.6



รูปที่ 8.6 Inclined manometer

8.1.4 ถังพักลม

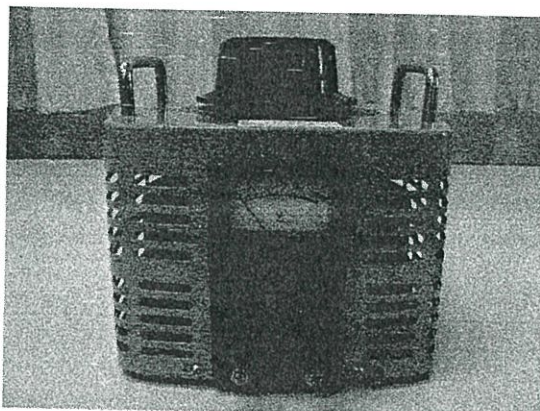
ถังพักลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศจากท่อกลมมาเป็นท่อเหลี่ยมหรือจัดเรียงอากาศให้เกิดการปั่นป่วนน้อยที่สุดก่อนออกไปสู่ท่อเหลี่ยมซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมมีความกว้าง 38 เซนติเมตร ยาว 45 เซนติเมตร และ สูง 38 เซนติเมตร ดังแสดงในรูปที่ 8.7



รูปที่ 8.7 ถังพักลม

8.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

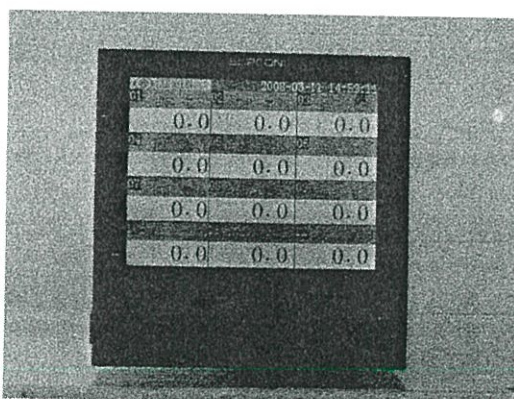
เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์ แบบสไลด์โวลท์เทจ TDGC 2-3 kVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เทจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 8.8 โดยเครื่องควบคุมความร้อนสามารถปรับโวลท์เทจได้สูงสุดเท่ากับ 250 V



รูปที่ 8.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

8.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data Logger SUPCON เป็นอุปกรณ์แสดงอุณหภูมิผิวครีปที่ตำแหน่งต่าง ๆ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป และอุณหภูมิที่ทางออกครีปดังแสดงในรูปที่ 8.9 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 12 ตำแหน่ง



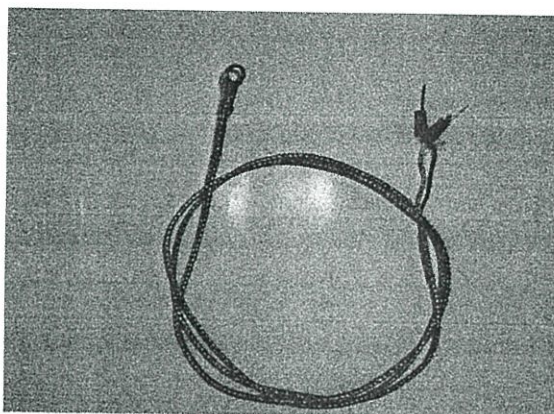
รูปที่ 8.9 Data Logger FLUKE 2680A



รูปที่ 8.10 คอมพิวเตอร์

คอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิผิวครีบนานละ 10 ตำแหน่ง อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบน อุณหภูมิที่ทางออกครีบน และใช้เก็บข้อมูลความดันตกคร่อมระหว่างข้างหน้าครีบนและข้างหลังดังแสดงในรูปที่ 8.10

Thermocouple เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวครีบน อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบน และอุณหภูมิที่ทางออกครีบนดังแสดงในรูปที่ 8.11 ซึ่งเป็น Thermocouple type K และใช้ Thermocouple ในการทดลองทั้งหมด 12 ตัว



รูปที่ 8.11 Thermocouple

8.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

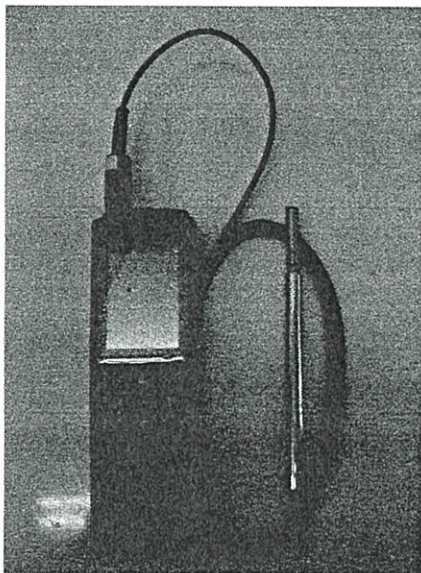
เครื่องวัดความดันตกคร่อม TESTO 350-M/XL เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 3.5 เซนติเมตร ข้างหน้าครีบนและตำแหน่งทางออก 3.5 เซนติเมตร ข้างหลังครีบนในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.12



รูปที่ 8.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม TESTO 350-M/XL

8.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

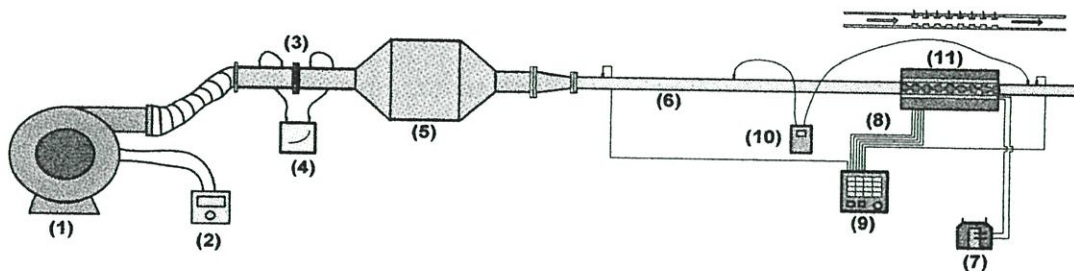
เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกชุดทดลอง ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.13



รูปที่ 8.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445

8.2 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบ และอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 8.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 3 เซนติเมตร ท่อทางเข้าชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดหน้าตัดกว้าง 30 เซนติเมตร สูง 3 เซนติเมตร และมีความยาว 180 เซนติเมตร โดยมีครีบบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีความหนา 6 มิลลิเมตร, ครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสลม และด้านมุมฉากสัมผัสลม, ครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร และ ครีบบแบบบางรูปตัววี โดยทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศา และครีบบตรง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $h/H=1, 2, 3$ และสัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงครีบบ $PR=0.1, 0.2, 0.3$ ครีบบทุกแบบทำจากอลูมิเนียมมีความกว้าง 30 เซนติเมตร ยาว 42 เซนติเมตร ครีบบต่างๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบบและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะไม่มี ความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบบ แผ่นครีบบถูกจัดวางในลักษณะต่างๆ ภายในท่อทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

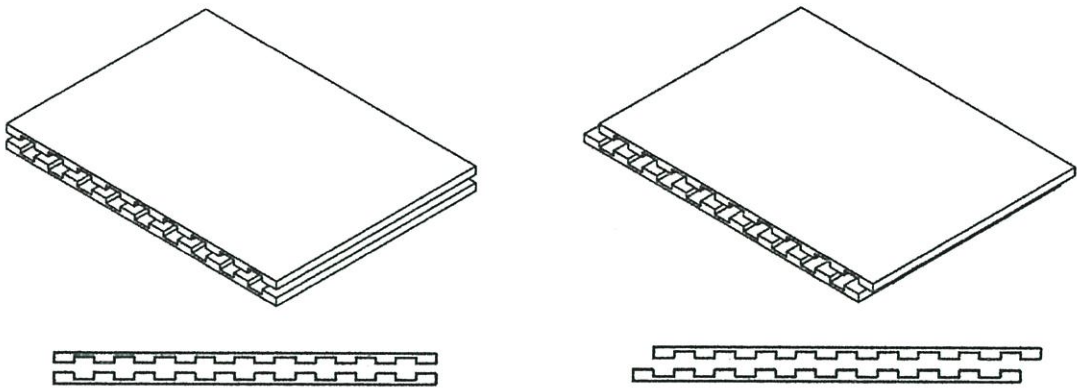


รูปที่ 8.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง ประกอบด้วย (1) พัดลม, (2) อินเวอร์เตอร์, (3) ออร์ฟิสมิเตอร์, (4) มานอมิเตอร์, (5) ถังพักลม, (6) ท่อทางเข้าชุดทดลอง, (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, (8) เทอร์โมคัพเปิล, (9) ชุดวัดอุณหภูมิ, (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม และ (11) ชุดทดลองรูสี่เหลี่ยมผืนผ้า

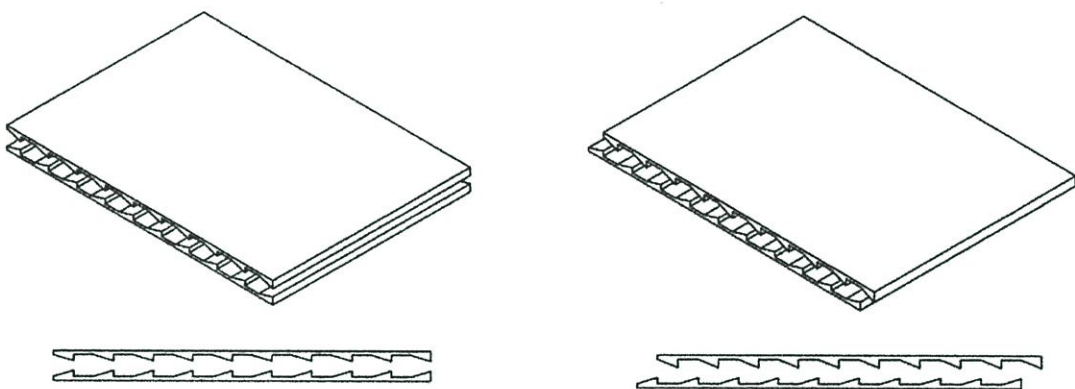
พัดลมขนาด 1.5 กิโลวัตต์ มีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบขับลมผ่านท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในชุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยแผ่นฮีตเตอร์ขนาด 1,000 วัตต์ โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ซึ่งมีพื้นที่เป็นรูสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 30 เซนติเมตร และยาว 38 เซนติเมตร ที่ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวนในช่วงระยะเวลาทำความร้อนโดยแผ่นฮีตเตอร์ การวัดอุณหภูมิผิวครีบบางแต่ละแผ่นถูกวัดด้วยเทอร์โมคัพเปิลชนิด K จำนวน 10 ตัว โดยตำแหน่งที่ทำการวัดมีระยะห่างเท่ากับ 10 เซนติเมตร และอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 3.5 เซนติเมตร ข้างหน้าครีบบางและตำแหน่งทางออก 3.5 เซนติเมตร ข้างหลังครีบบาง อ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อม

8.2.1 ครีบบางเหลี่ยมและสี่เหลี่ยม

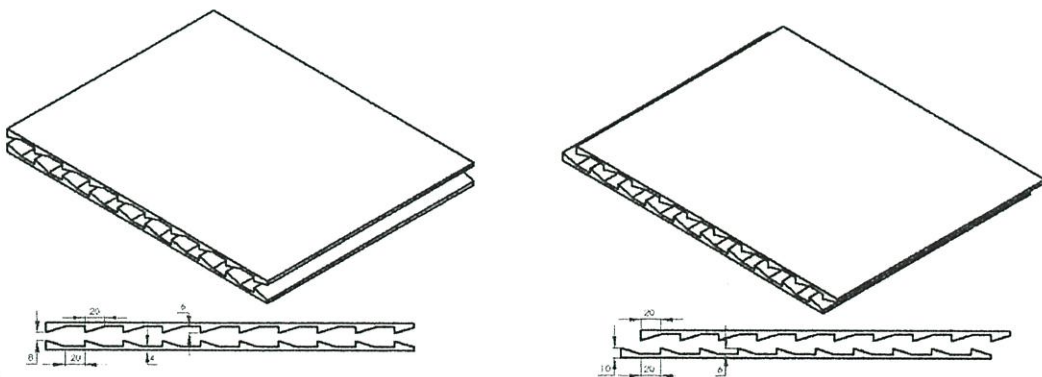
ครีบบางเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมทำจากอลูมิเนียมมีความกว้าง 30 เซนติเมตร ยาว 42 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบบาง 2 เซนติเมตร และมีระยะพิคต์ 4 เซนติเมตร ครีบบางเป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบบางและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะไม่มีมีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบบาง แผ่นครีบบางถูกจัดวางแบบแนวตรงและแนวเอียงภายในชุดทดลองรูสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นครีบบางแต่ละแผ่นจะมีครีบบางจำนวน 10 ครีบบาง



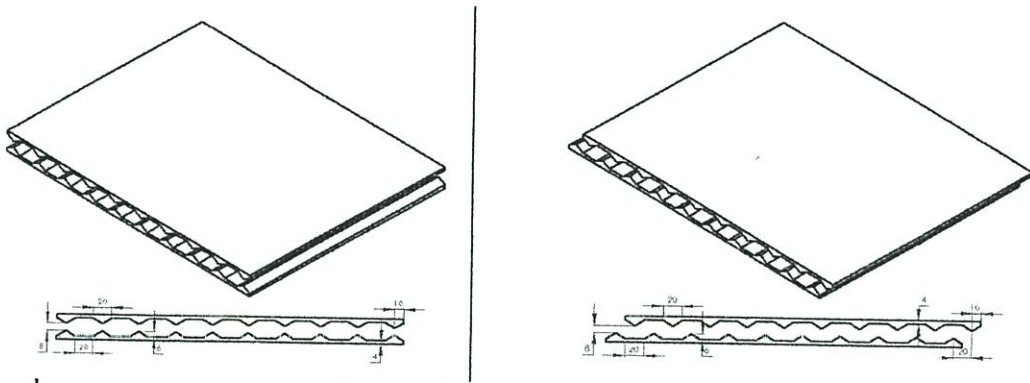
รูปที่ 8.15 แสดงครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรงและแนวเอียง



รูปที่ 8.16 แสดงครีบริบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรงและแนวเอียง โดยให้พื้นผิวครีบริบด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม



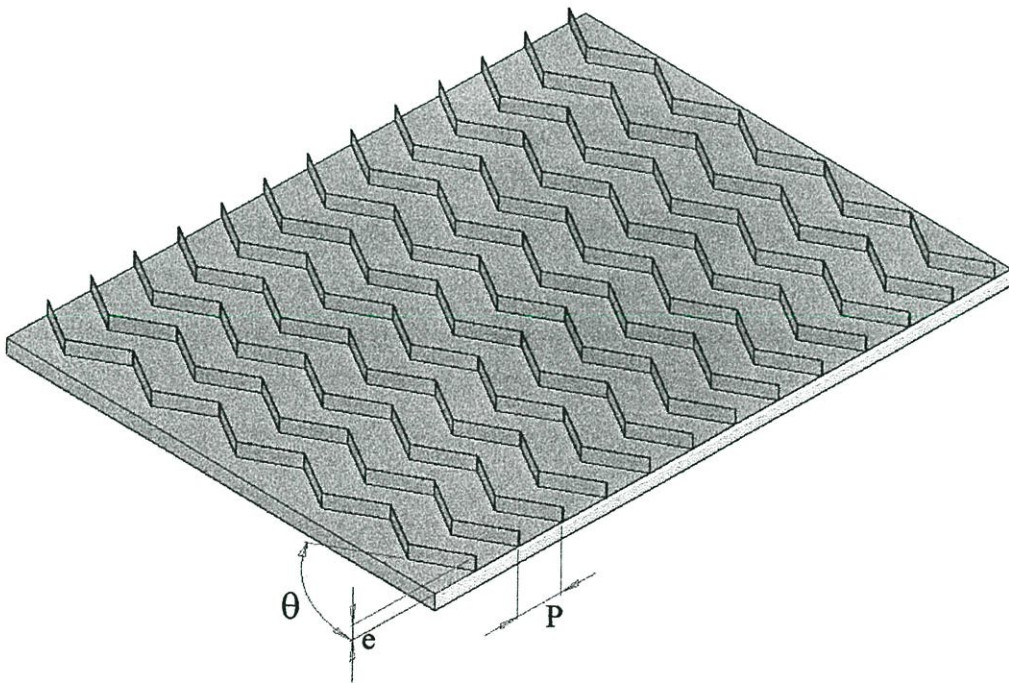
รูปที่ 8.17 แสดงครีบริบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรงและแนวเอียง โดยให้พื้นผิวครีบริบด้านมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม



รูปที่ 8.18 แสดงครีบริบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบแนวตรงและแนวโค้ง

8.2.2 ครีบบาง

เป็นการออกแบบและศึกษาลักษณะการจัดวางครีบบางต่างๆ โดยใช้ครีบบางซึ่งเป็นแผ่นบางซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศา และครีบบาง (90 องศา) ในการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$, $PR=2$, $PR=3$ และสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$, $e/H=0.2$, $e/H=0.3$ ตามลำดับ เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ตารางที่ 8-1 แสดงลักษณะครีบบางรูปตัววีของแต่ละกรณีศึกษา

กรณีศึกษา	θ (degree)	e (mm)	e/H	P (mm)	PR
1	30	3	0.1	30	1
2	30	3	0.1	60	2
3	30	3	0.1	90	3
4	30	6	0.2	30	1
5	30	6	0.2	60	2
6	30	6	0.2	90	3
7	30	9	0.3	30	1
8	30	9	0.3	60	2
9	30	9	0.3	90	3
10	45	3	0.1	30	1
11	45	3	0.1	60	2
12	45	3	0.1	90	3
13	45	6	0.2	30	1
14	45	6	0.2	60	2
15	45	6	0.2	90	3
16	45	9	0.3	30	1
17	45	9	0.3	60	2
18	45	9	0.3	90	3
19	60	3	0.1	30	1
20	60	3	0.1	60	2
21	60	3	0.1	90	3
22	60	6	0.2	30	1
23	60	6	0.2	60	2
24	60	6	0.2	90	3
25	60	9	0.3	30	1
26	60	9	0.3	60	2
27	60	9	0.3	90	3
28	90	3	0.1	30	1
29	90	3	0.1	60	2

30	90	3	0.1	90	3
31	90	6	0.2	30	1
32	90	6	0.2	60	2
33	90	6	0.2	90	3
34	90	9	0.3	30	1
35	90	9	0.3	60	2
36	90	9	0.3	90	3

8.3 วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีครีบบสามเหลี่ยมและครีบบาง โดยจัดวางครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

1. ทำการคิดแผนครีบบสามเหลี่ยมและครีบบางภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า
2. เปิดสวิทซ์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลอง
3. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่
4. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ให้คงที่ก่อนทำการบันทึกผล
5. บันทึกผลของความดันตกคร่อม อุณหภูมิผิวครีบบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบบ
6. ปรับความเร็วลมขึ้นเรื่อยๆ โดยให้ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง $Re = 5,000 - 25,000$ แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 4 – 5
7. ทำการปรับเปลี่ยนแผนครีบบ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2 – 6 ใหม่ตามลำดับ
8. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซิล
9. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน
10. นำข้อมูลจากการวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าการสูญเสียความดันไปหาค่าประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

บทที่ 9

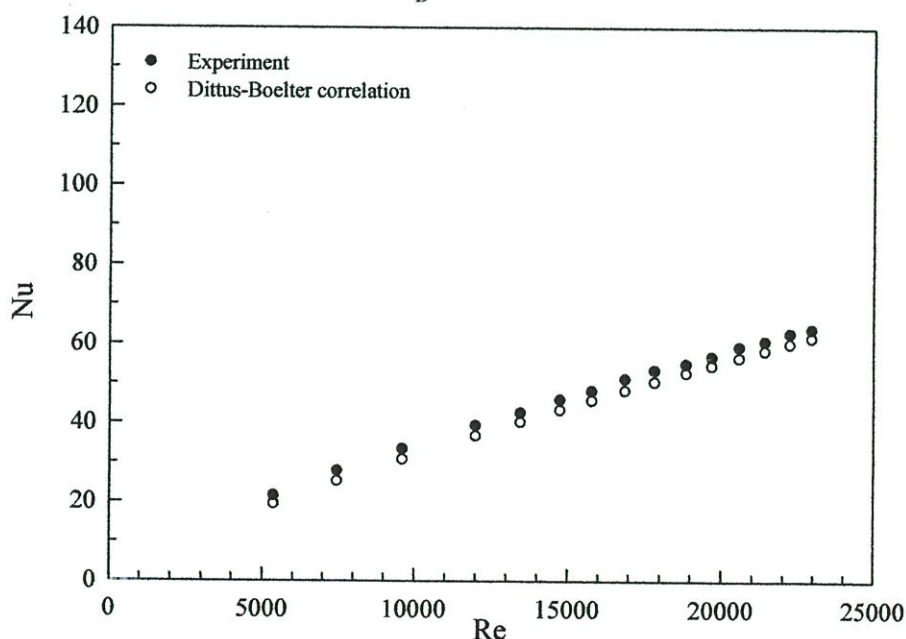
ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

งานวิจัยนี้สามารถแยกการวิเคราะห์ได้เป็น 2 ส่วน ซึ่งแสดงในเทอมของตัวแปรไร้มิติ คือ การวิเคราะห์ผลของการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซิล (Nusselt number) และการวิเคราะห์ผลของการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor) ดังต่อไปนี้

9.1 ผลการทดลองที่มีผนังเรียบ

9.1.1 ค่าเลขนัสเซิล (Nusselt number)

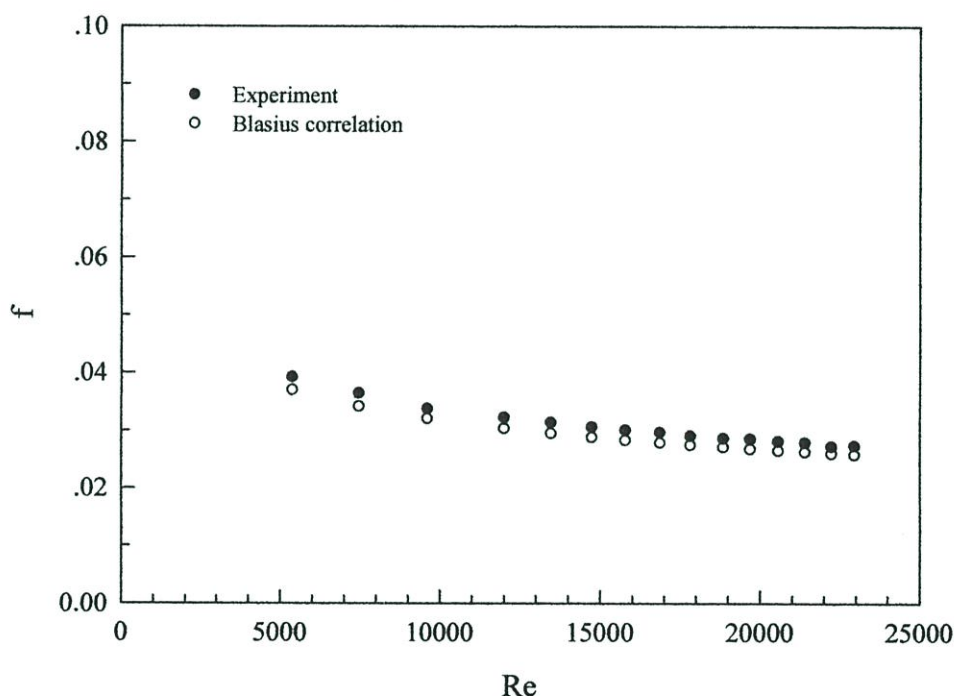
ในรูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขเรโนลด์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซิลจากการทดลองและค่าเลขนัสเซิลจากผลของ (Dittus-Boelter correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขนัสเซิลจากผลของ (Dittus-Boelter correlation) มีค่ามากกว่าค่าเลขนัสเซิลจากการทดลอง โดยค่าเลขนัสเซิลจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 5.76 % เมื่อเทียบกับ Dittus-Boelter correlation โดยค่าเลขนัสเซิลจากผลของ (Dittus-Boelter correlation) ใช้หาค่าเลขนัสเซิลสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเลขเรโนลด์ $Re_D \geq 10000$



รูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ

9.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อามีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 5.74 % เมื่อเทียบกับ Blasius correlation โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) ใช้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re_D \leq 20000$

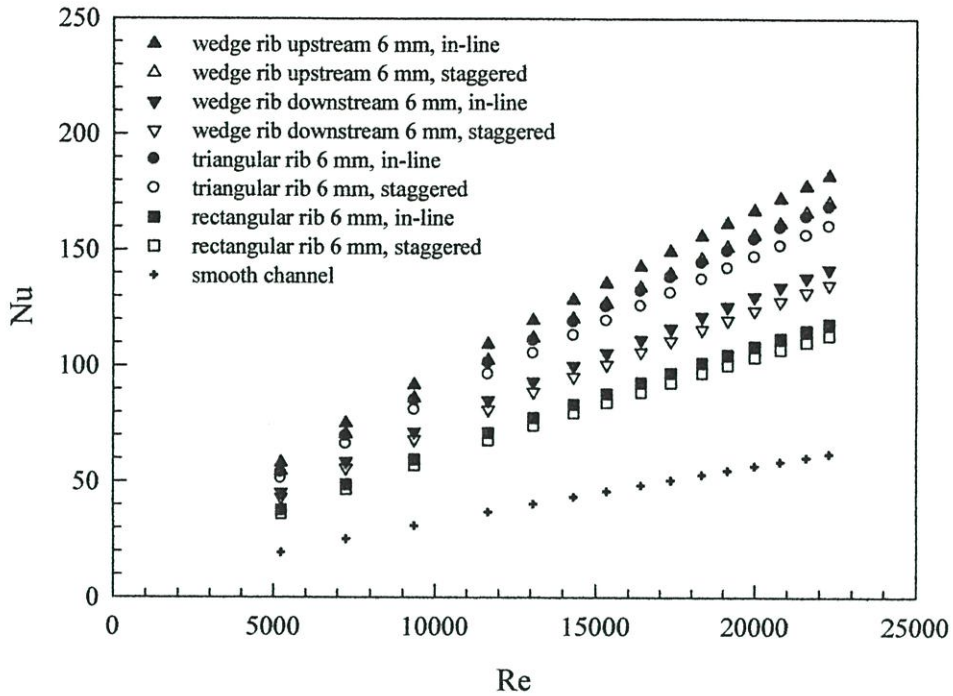


รูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อามีผนังเรียบ

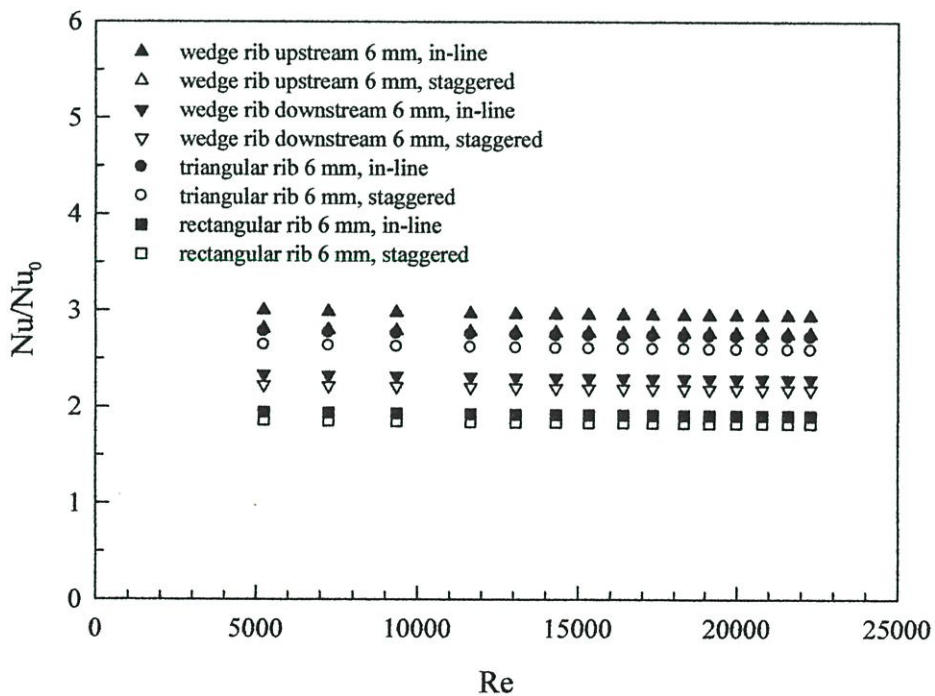
9.2 อิทธิพลของครีปสามเหลี่ยม

ในรูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อามีครีปลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีปแบบแนวตรงและแนวเอียง จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์ของครีปทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉากโดยด้านมุมฉากสัมผัสลม มีค่าเลขนัสเซิลมากที่สุดตามด้วยครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว ครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉากโดยด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสลม ครีปรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลลดลงตามลำดับ การจัดวางครีป

ลักษณะต่างๆ แบบแนวตรงจะให้ค่าเลขนัสเซิลมากกว่าการจัดวางครีบบแบบแนวเอียงเมื่อเทียบกับครีบบรูปร่างเดียวกัน

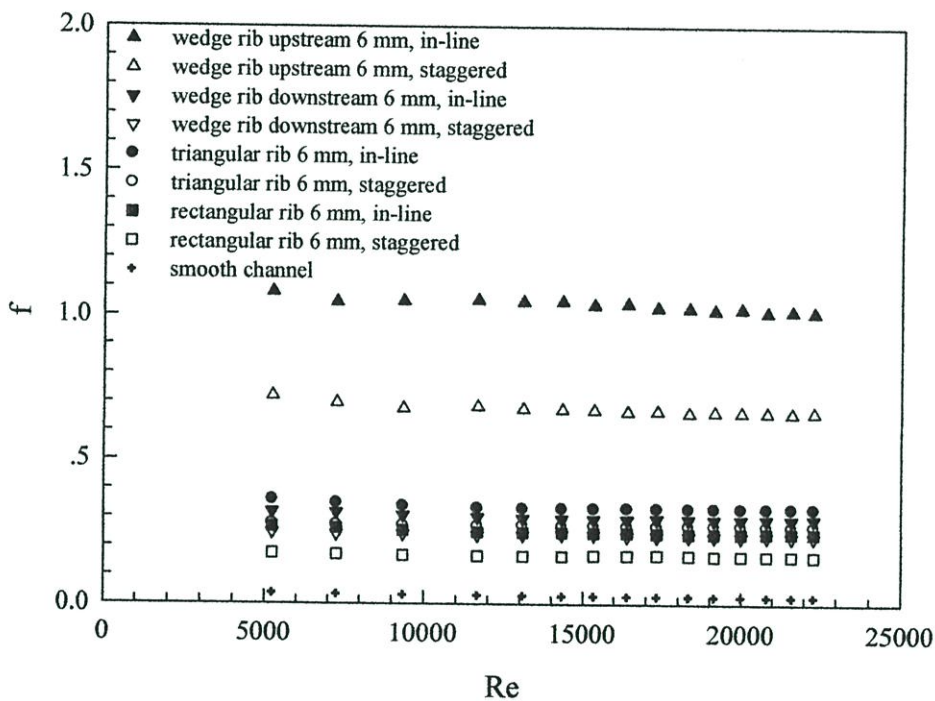


รูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบแบบแนวตรงและแนวเอียง



รูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบแบบแนวตรงและแนวเอียง

ในรูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณียกที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียง จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบนรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยด้านมุมฉากสัมผัสผิวดม มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.96 และ 2.77 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียงตามลำค้ำ ครีบบนรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.74 และ 2.61 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียงตามลำค้ำ ครีบบนรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสผิวดม มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.31 และ 2.19 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียงตามลำค้ำ และครีบบนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.92 และ 1.84 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียงตามลำค้ำ

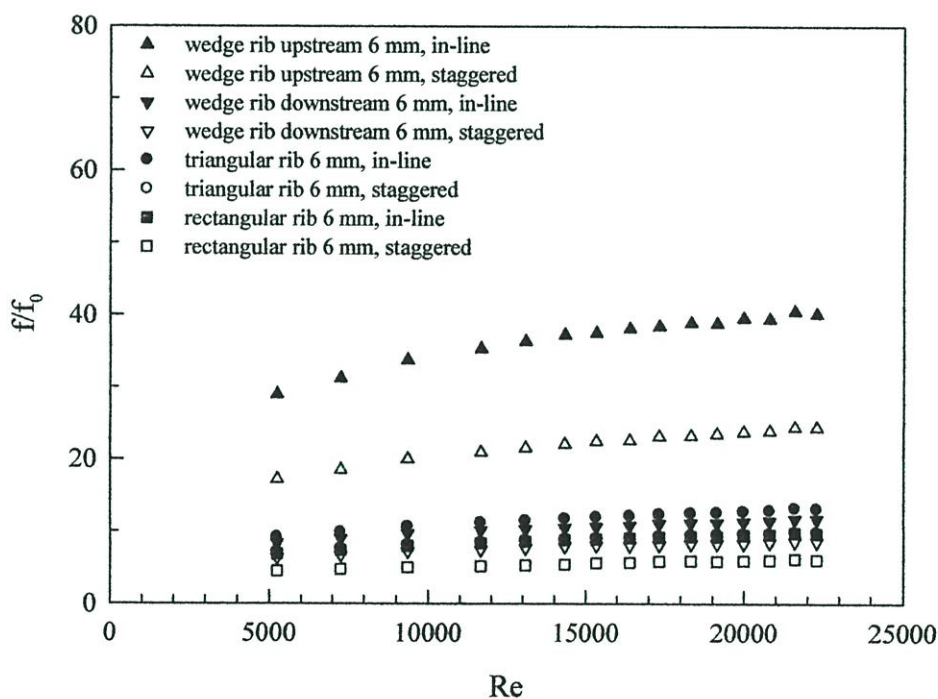


รูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณียกที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียง

ในรูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณียกที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียง จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบนทุกแบบมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ครีบบนรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสผิวดม ครีบบนรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว และครีบบนรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยด้านมุมฉากสัมผัสผิวดม ซึ่งมีค่าตัวประกอบ

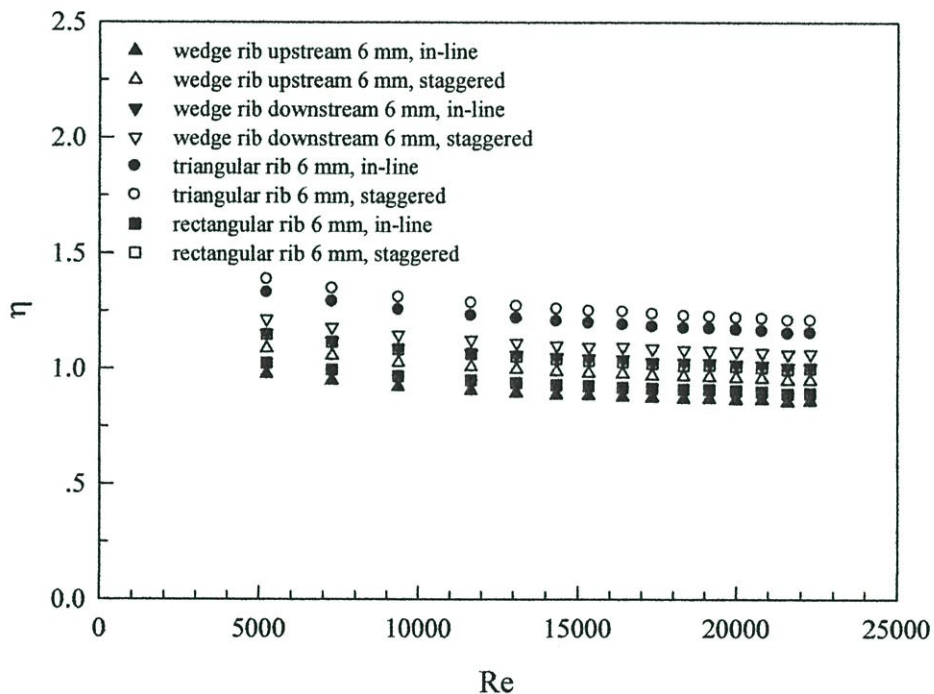
เสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ การจัดวางครีบลักษณะต่างๆ แบบแนวตรงจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการจัดวางครีบบนแนวเฉียงเมื่อเทียบกับครีบบูปร่างเดียวกัน

ในรูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเฉียง จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบูปร่างสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสสลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 36.92 และ 22.09 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเฉียงตามลำดับ ครีบบูปร่างสามเหลี่ยมหน้าจั่ว มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 11.81 และ 8.89 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเฉียงตามลำดับ ครีบบูปร่างสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสสลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 10.59 และ 7.84 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเฉียงตามลำดับ และครีบบูปร่างสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 8.79 และ 5.51 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเฉียงตามลำดับ



รูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเฉียง

ในรูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณียกที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียง จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.26 และ 1.21 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวเอียงและแนวตรงตามลำดับ ครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.11 และ 1.05 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวเอียงและแนวตรงตามลำดับ ครีบบนสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.04 และ 0.93 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวเอียงและแนวตรงตามลำดับ และครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยน้อยกว่าผนังเรียบ 0.99 และ 0.89 เท่า สำหรับการจัดวางครีบบนแนวเอียงและแนวตรงตามลำดับ



รูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณียกที่มีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 6 มิลลิเมตร เมื่อจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียง

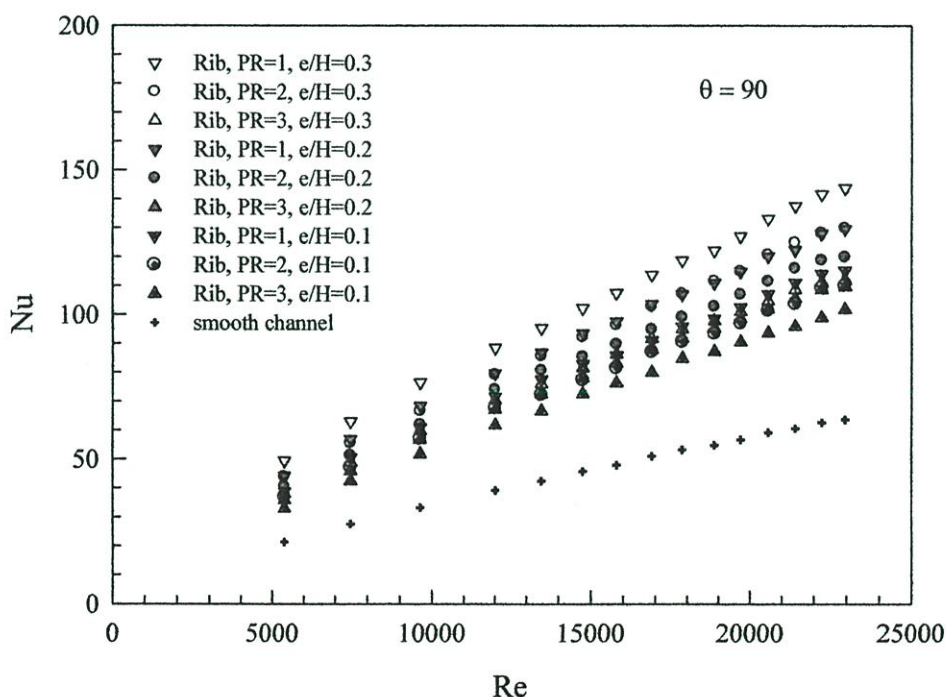
9.3 ครีบบาง

เป็นการออกแบบและศึกษาลักษณะการจัดวางครีบบนแนวตรงและแนวเอียง โดยใช้ครีบบางซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศา และครีบบนแนวตรง (90 องศา) ในการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนสัดส่วนระยะพิชิตต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$, $PR=2$, $PR=3$ และสัดส่วนความสูงครีบบนแนวตรงต่อความ

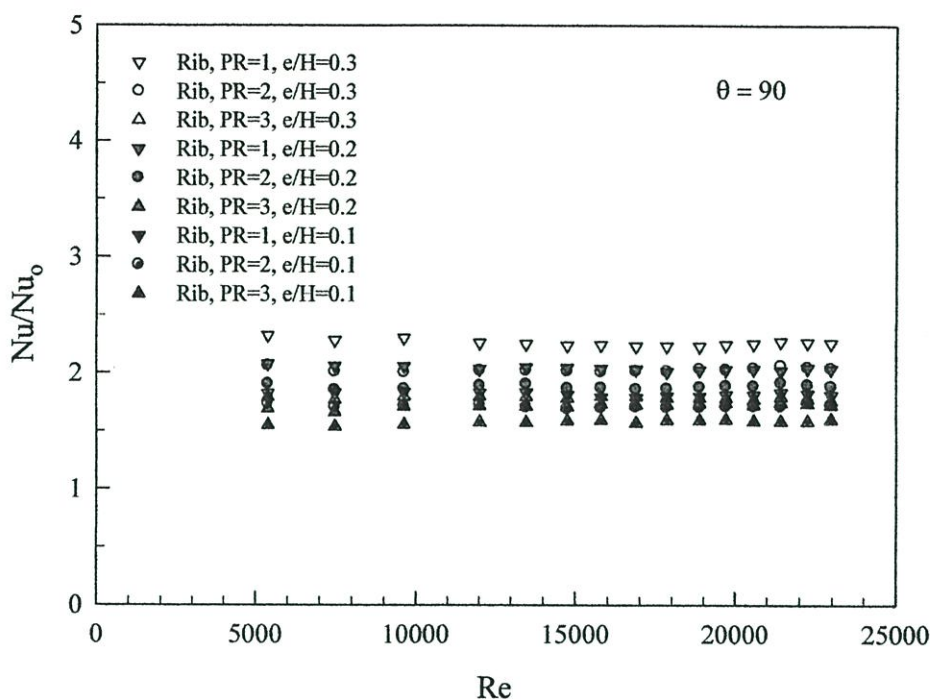
สูงช่องขนาน $e/H=0.1$, $e/H=0.2$, $e/H=0.3$ ตามลำดับ เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

9.3.1 อิทธิพลของระยะพิศักรณีกว้าง (90 องศา)

ในรูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับเลขเรโนลด์ กรณีสี่เหลี่ยมที่มีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 , 0.1 และสัดส่วนระยะพิศักรณีสู่ความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดตั้งครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ จะให้ค่าเลขนัสเซลมากกว่าการติดตั้งครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ และ $e/H=0.1$ ตามลำดับ จากการทดลองยังพบอีกว่าเมื่อสัดส่วนระยะพิศักรณีสู่ความสูงช่องขนานน้อยจะทำให้ค่าเลขนัสเซลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน โดยที่สัดส่วนระยะพิศักรณีสู่ความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จะให้ค่าเลขนัสเซลมากกว่าการติดตั้งครีบบางที่สัดส่วนระยะพิศักรณีสู่ความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และสัดส่วนระยะพิศักรณีสู่ความสูงช่องขนาน $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับเลขเรโนลด์ กรณีสี่เหลี่ยมที่มีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 , 0.1 และสัดส่วนระยะพิศักรณีสู่ความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$



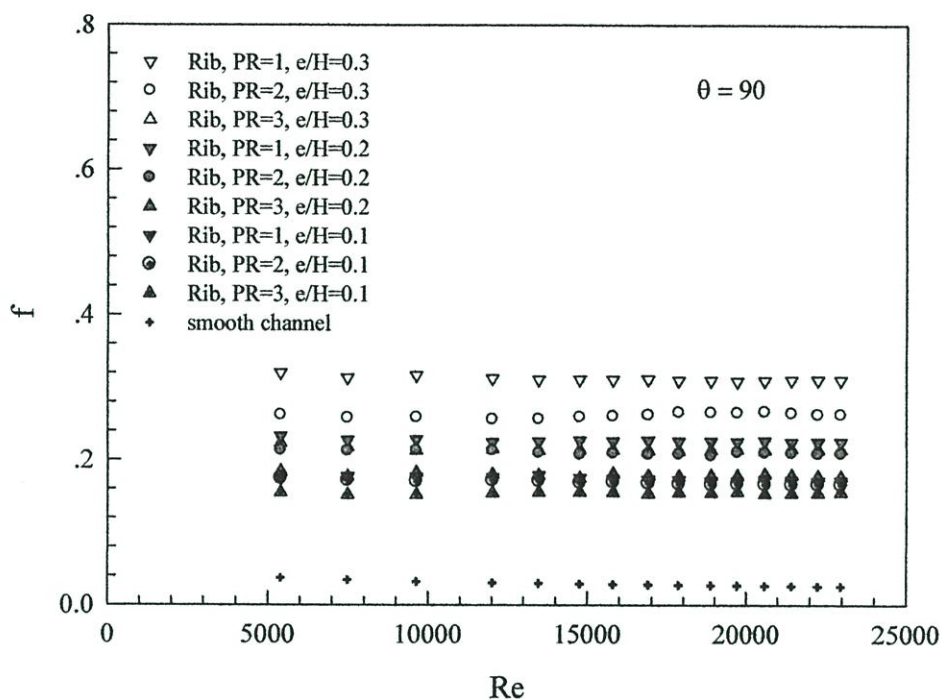
รูปที่ 9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มี

ผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$

ในรูปที่ 9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.26, 2.03 และ 1.78 เท่า สำหรับสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ ครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.04, 1.89 และ 1.72 เท่า สำหรับสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ และครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$ มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.81, 1.71 และ 1.58 เท่า สำหรับสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ

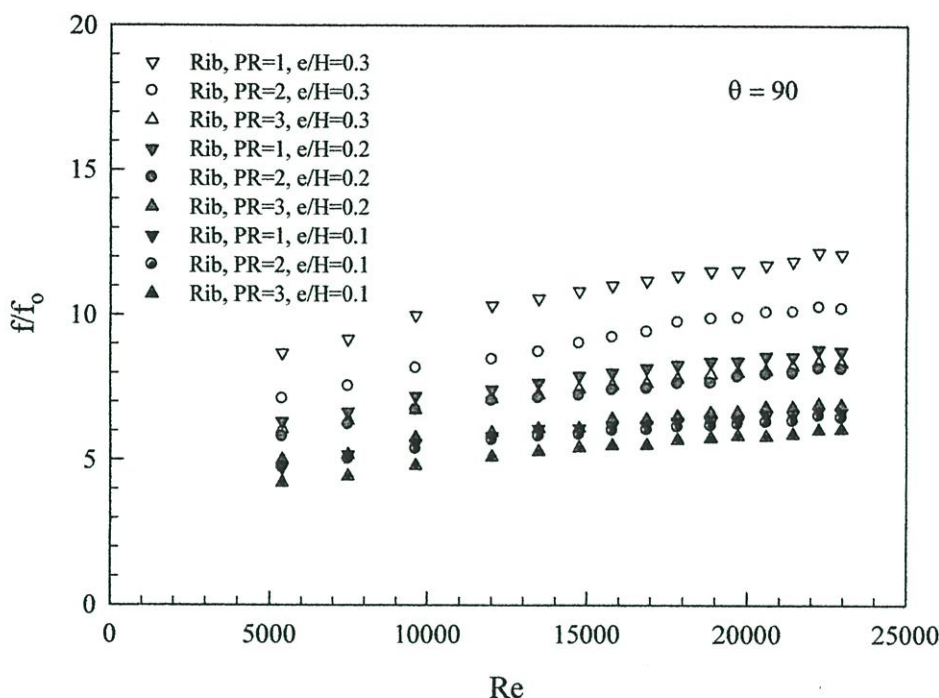
ในรูปที่ 9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียคทานกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางที่มีการจัดวางลักษณะต่างๆ มีค่าตัวประกอบเสียคทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น การติดตั้งครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ จะให้

ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการติดตั้งครีบลัดส่วนความสูงครีบลัดต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ และ $e/H=0.1$ ที่ลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าที่ลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



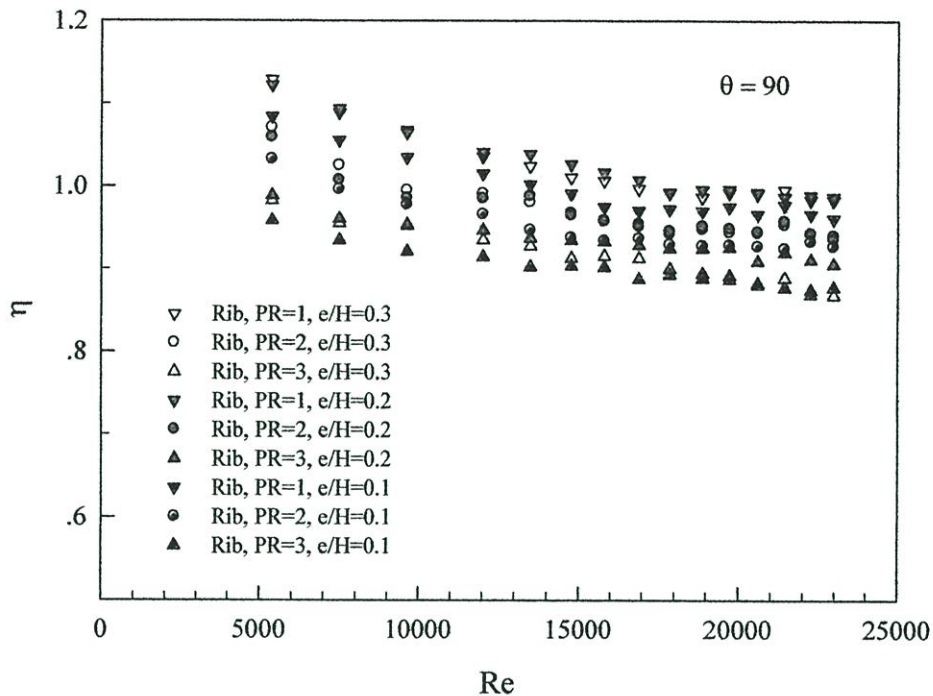
รูปที่ 9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบลัดบางที่มีครีบลัดตรง (90 องศา) ลัดส่วนความสูงครีบลัดต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$

ในรูปที่ 9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบลัดบางที่มีครีบลัดตรง (90 องศา) ลัดส่วนความสูงครีบลัดต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบลัดที่มีลัดส่วนความสูงครีบลัดต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 10.94, 9.19 และ 7.53 เท่า สำหรับลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ ครีบลัดที่มีลัดส่วนความสูงครีบลัดต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.95, 7.36 และ 6.27 เท่า สำหรับลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ และครีบลัดที่มีลัดส่วนความสูงครีบลัดต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.09, 5.92 และ 5.12 เท่าสำหรับลัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$

ในรูปที่ 9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.03, 0.97 และ 0.93 เท่า สำหรับสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ ครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.02, 0.97 และ 0.91 เท่า สำหรับสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ และครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$ มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.99, 0.95 และ 0.89 เท่า สำหรับสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ ตามลำดับ



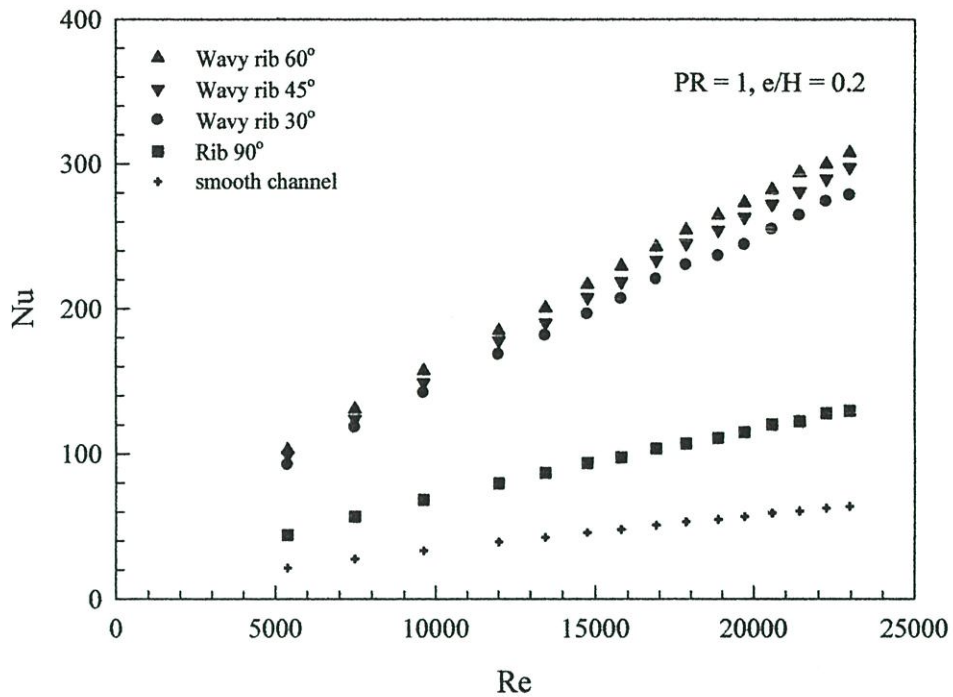
รูปที่ 9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่มีครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2, 0.1$ และสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$

9.4 ครีบบักรูปตัววี

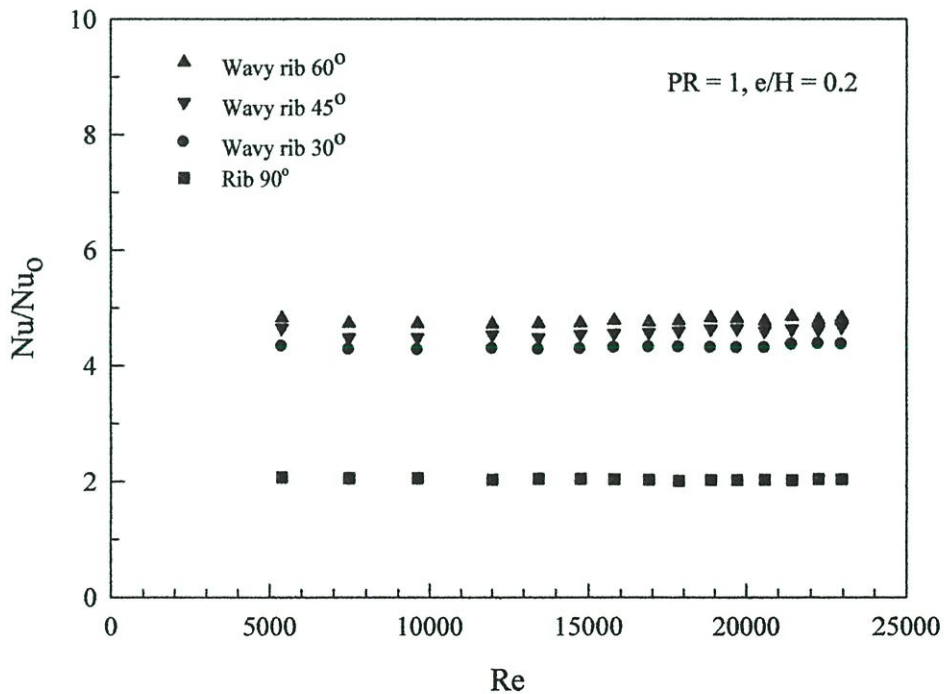
มีลักษณะการจัดวางครีบบางต่างๆ โดยใช้ครีบบางจัดวางเป็นรูปตัววีซึ่งเป็นการประยุกต์แนวคิดมาจากครีบบางที่มีการจัดวางในแนวขวางตรง (90 องศา) นำมาจัดวางเป็นมุม 60 องศา 45 องศา และ 30 องศา ตามลำดับ เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

9.4.1 อิทธิพลของมุมปะทะ

ในรูปที่ 9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่มีมุมที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์ของครีบบางต่างๆ เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบบาง 60 องศา มีค่าเลขนัสเซิลมากที่สุด ตามด้วยครีบบาง 45 องศา ครีบบาง 30 องศา ครีบบาง (90 องศา) และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลลดลงตามลำดับ

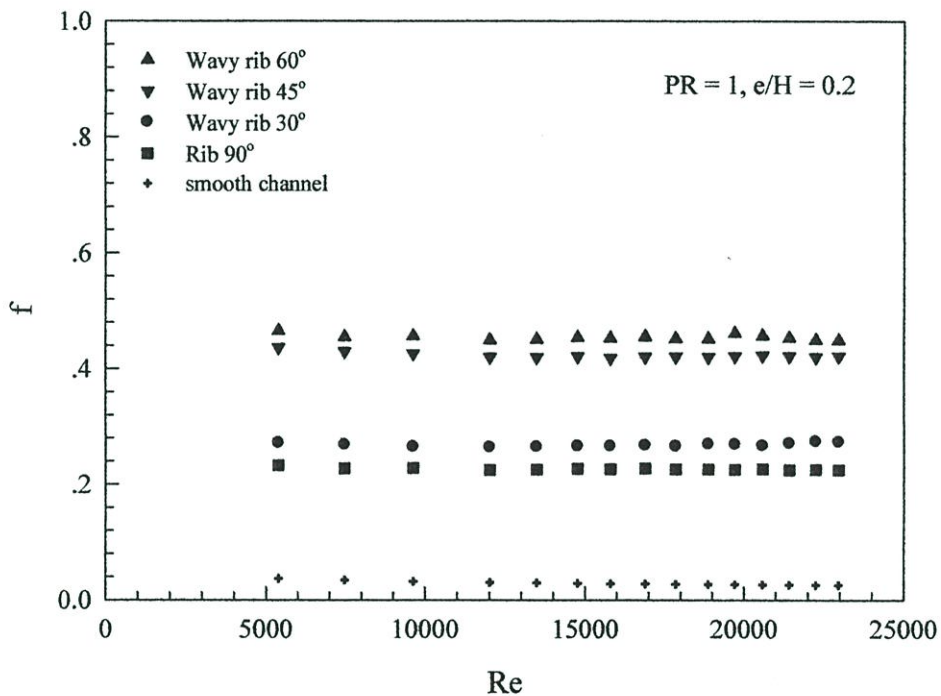


รูปที่ 9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับเลขเร โนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$



รูปที่ 9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$

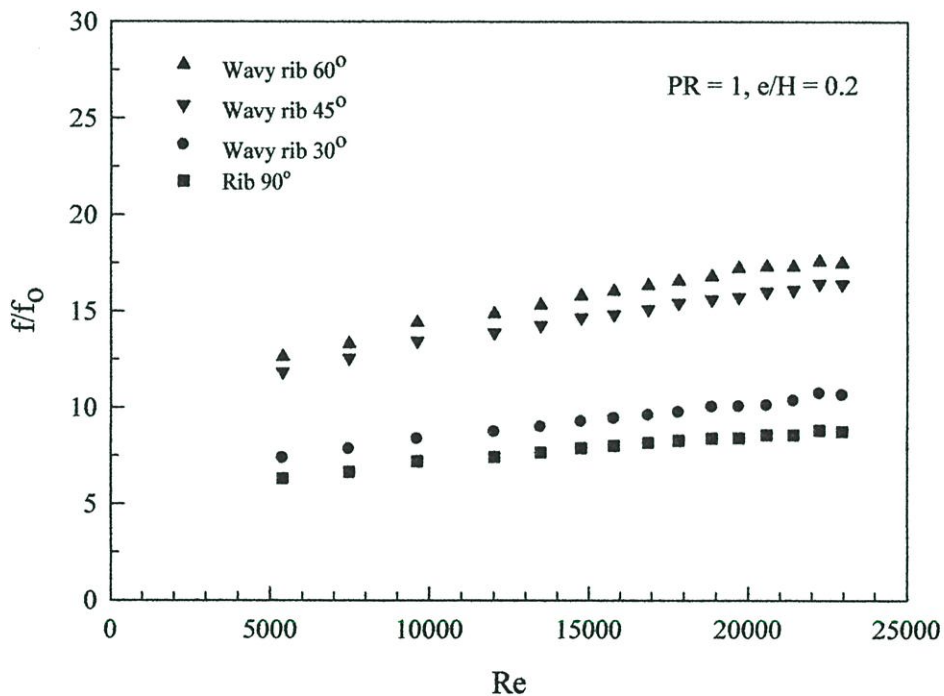
ในรูปที่ 9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซิลมากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีมุม 45, 30 และ 90 องศา โดยครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.78 เท่า ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.58 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.31 เท่า และครีบบตรง (90 องศา) มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.04 เท่า



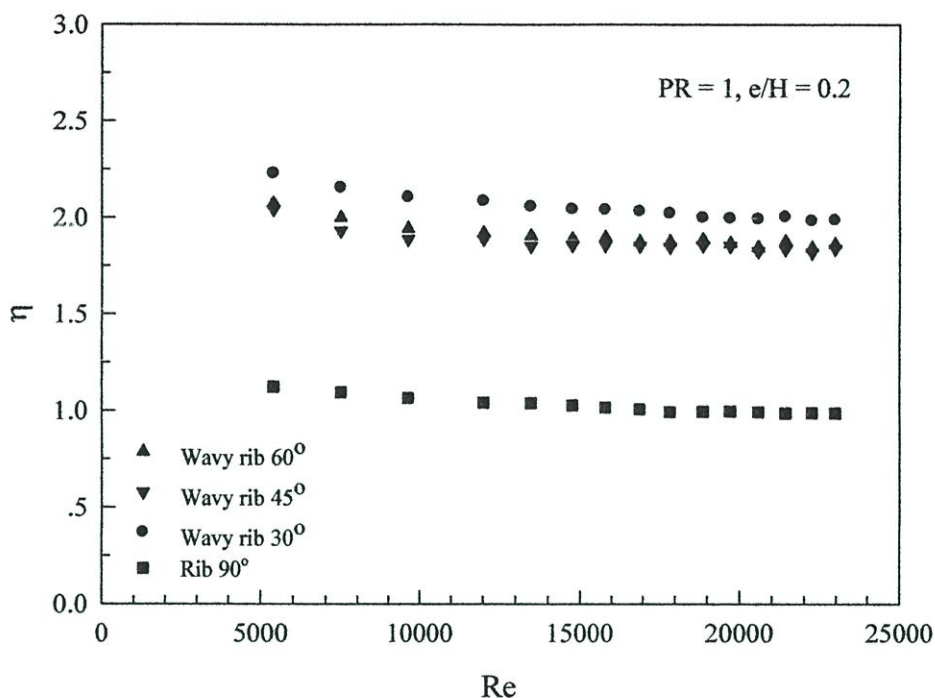
รูปที่ 9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$

ในรูปที่ 9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อมีครีบบางแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีการจัดวางที่มุมต่างๆ มีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ครีบบที่ทำมุม 60 องศา จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบมุม 45 องศา ครีบบมุม 30 องศา ครีบบตรง (90 องศา) และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับ

ในรูปที่ 9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีมุม 45, 30 และครีบบตรง (90 องศา) โดยครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 15.93 เท่า ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 14.83 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 9.41 เท่า และครีบบตรง (90 องศา) มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.95 เท่า



รูปที่ 9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$



รูปที่ 9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน กับเลขเรโนลด์ กรณีสท้อมีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2$

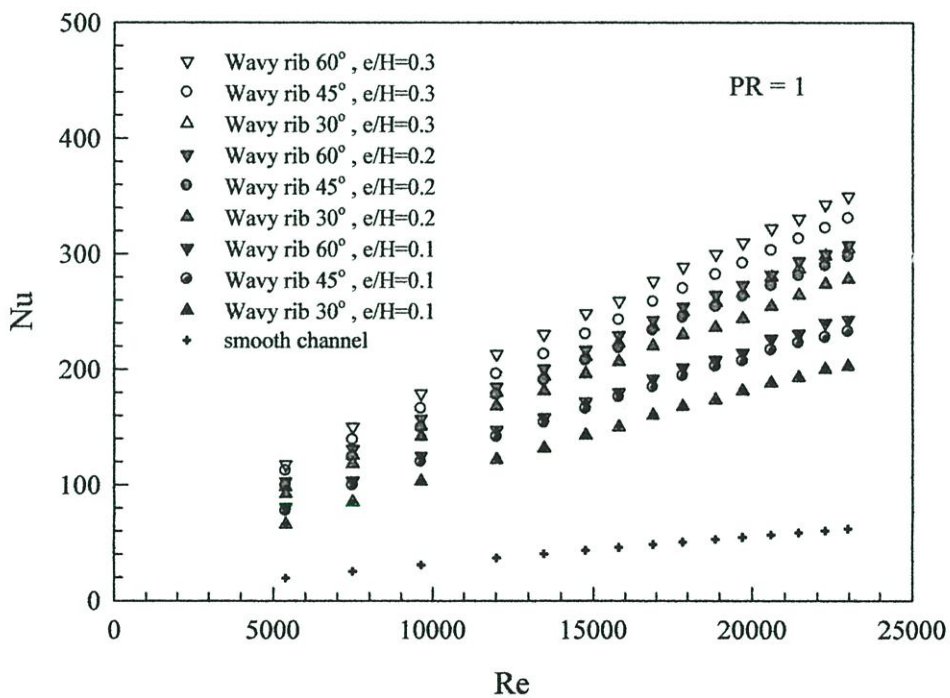
ในรูปที่ 9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีสท้อมีครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.05 เท่า ครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.91 เท่า ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.87 เท่า และครีบบตรง (90 องศา) มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.02 เท่า

9.4.2 อิทธิพลความสูงของครีบบ

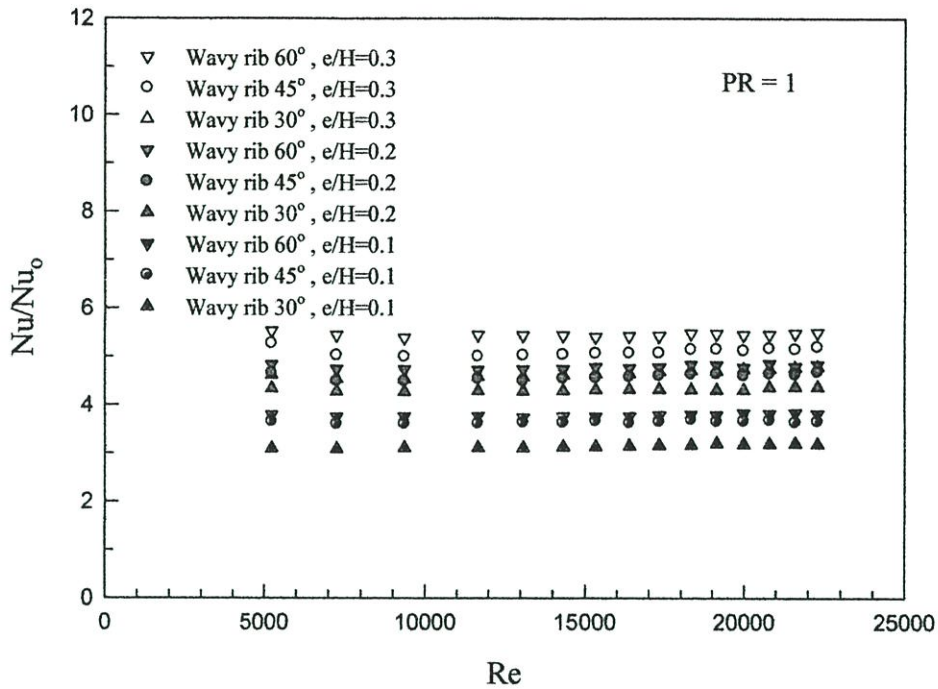
ในรูปที่ 9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีสท้อมีครีบบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์ของครีบบมุมต่างๆ เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบบมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซิลมากที่สุด ตามด้วยครีบบมุม 45 องศา ครีบบมุม 30 องศา และท่อนที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลลดลงตามลำดับ การติดตั้งครีบบที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.3$ จะให้ค่าเลขนัสเซิล

เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบบนที่สัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ และ $e/H=0.1$ ตามลำดับ

ในรูปที่ 9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้ออกแบบครีบบนแบบแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบนมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.45, 4.78 และ 3.78 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบนที่มีสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2$ และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบนมุม 45 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.09, 4.58 และ 3.34 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบนที่มีสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2$ และ 0.1 ตามลำดับ และ ครีบบนมุม 30 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.66, 4.31 และ 3.14 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบนที่มีสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2$ และ 0.1 ตามลำดับ



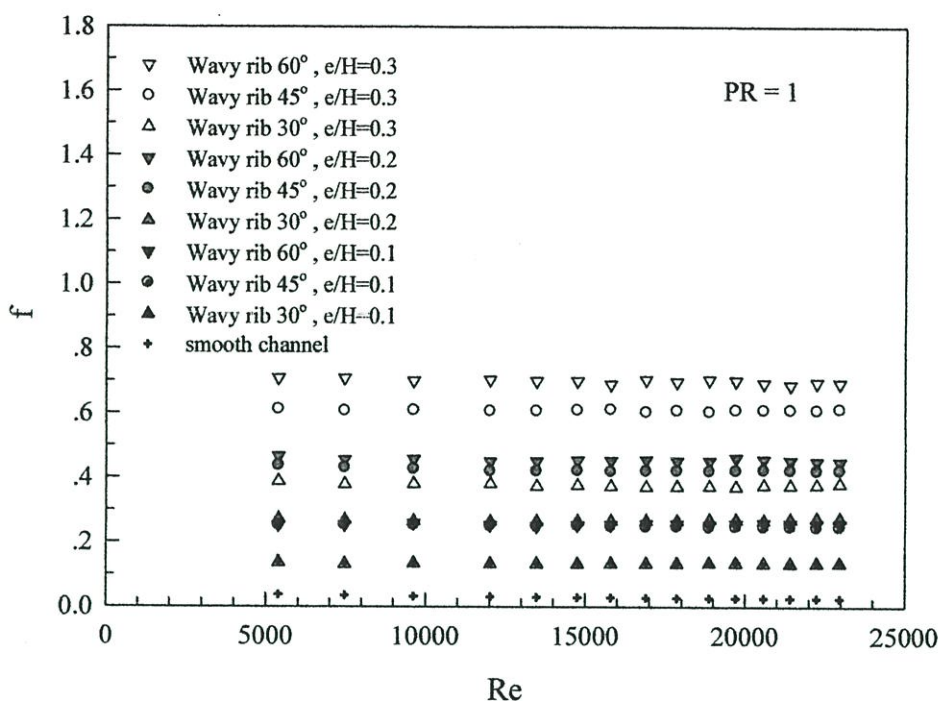
รูปที่ 9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้ออกแบบครีบบนแบบแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$



รูปที่ 9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มี

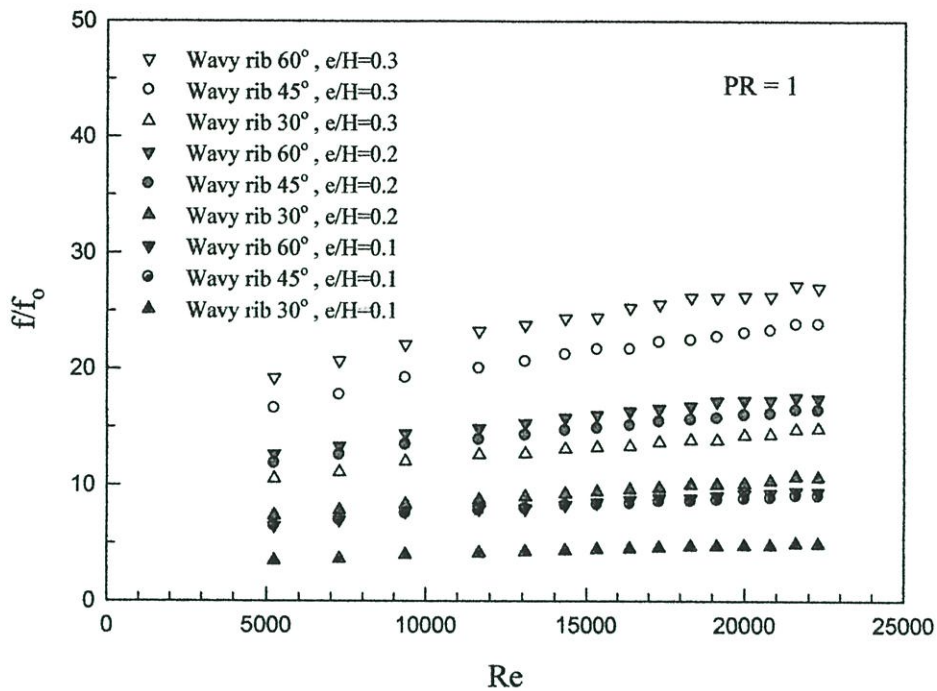
ผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีส่มีครีบบแบบแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$

ในรูปที่ 9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีส่มีครีบบแบบแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบวมต่างๆ มีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบวม 30 องศา ครีบบวม 45 องศา และครีบบวม 60 องศา ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ การติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ และ $e/H=0.1$ ตามลำดับ



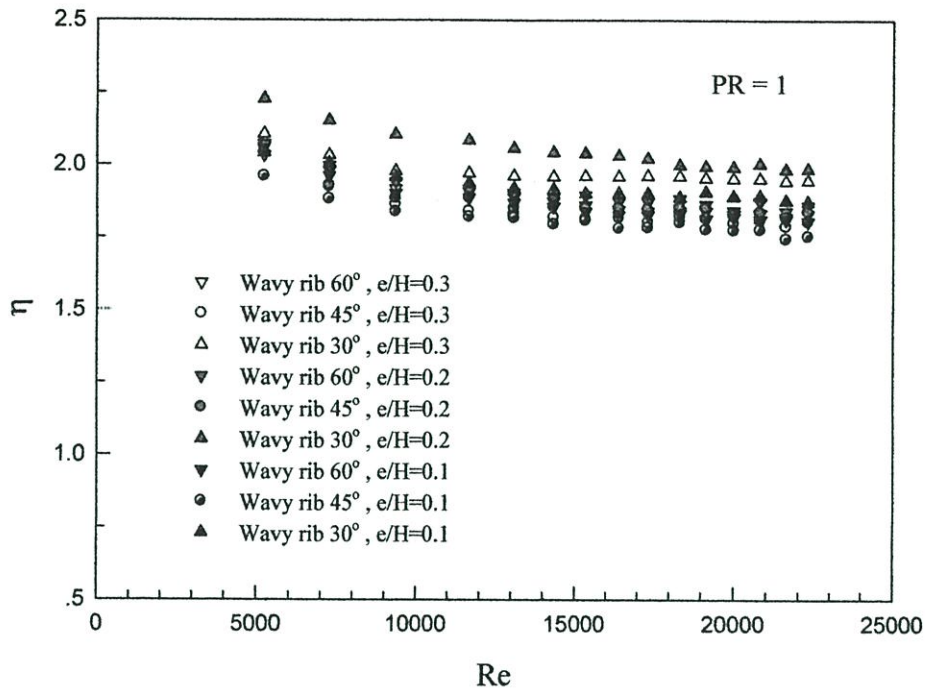
รูปที่ 9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบนแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$

ในรูปที่ 9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบนแผ่นบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบวม 60 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 24.53, 15.93 และ 8.46 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2$ และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบวม 45 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 21.35, 14.83 และ 8.22 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2$ และ 0.1 ตามลำดับ และครีบบวม 30 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.21, 9.41 และ 4.41 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3, 0.2$ และ 0.1 ตามลำดับ



รูปที่ 9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่ที่มีครีบบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$

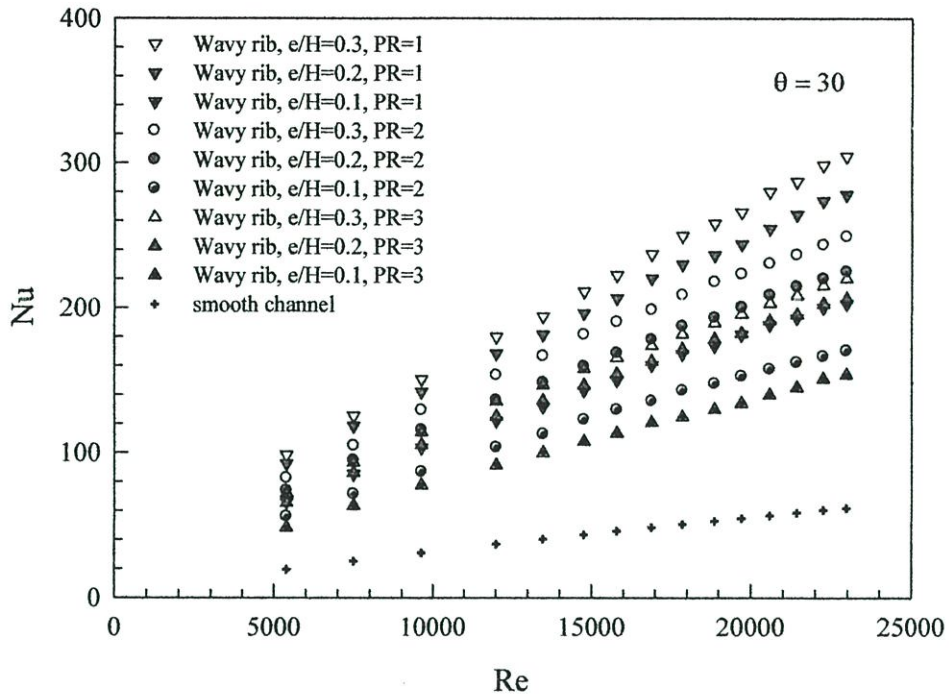
ในรูปที่ 9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีสู่ที่มีครีบบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบวม 30 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.05, 1.97 และ 1.92 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2, 0.3$ และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบวม 60 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.90, 1.88 และ 1.86 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2, 0.3$ และ 0.1 ตามลำดับและครีบบวม 45 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.87, 1.84 และ 1.81 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2, 0.3$ และ 0.1 ตามลำดับ



รูปที่ 9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีสที่มีครีบบางที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$

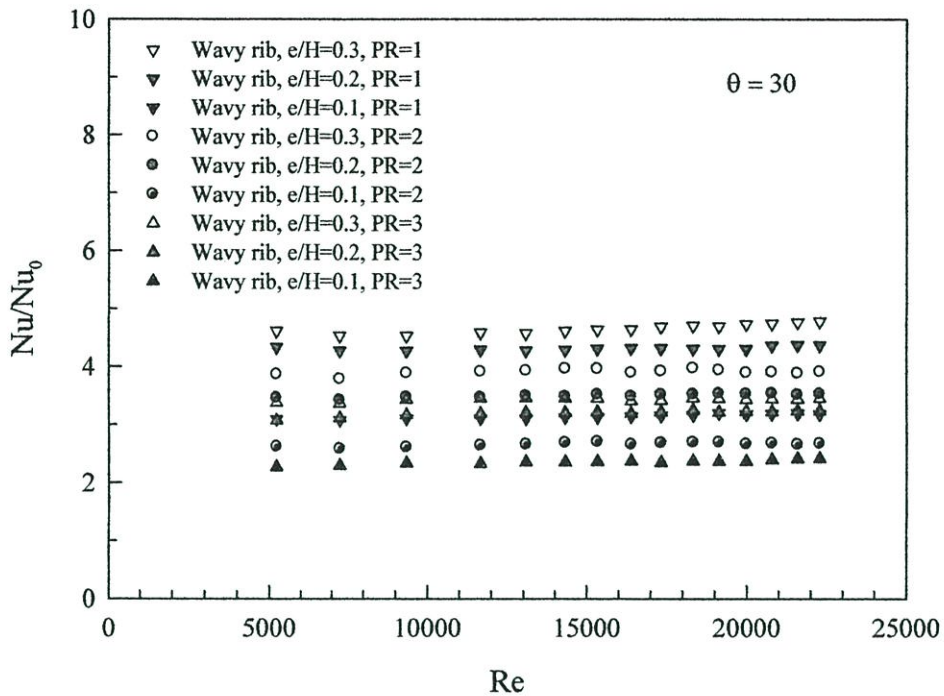
9.4.3 อิทธิพลความสูงของครีบบและระยะพิศต์ที่มุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีสที่มีครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนานต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ มีค่าเลขนัสเซิลมากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ และครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$ ตามลำดับ การติดตั้งครีบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่าเลขนัสเซิลมากกว่าการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จะให้ค่าเลขนัสเซิลมากที่สุดตามด้วยครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



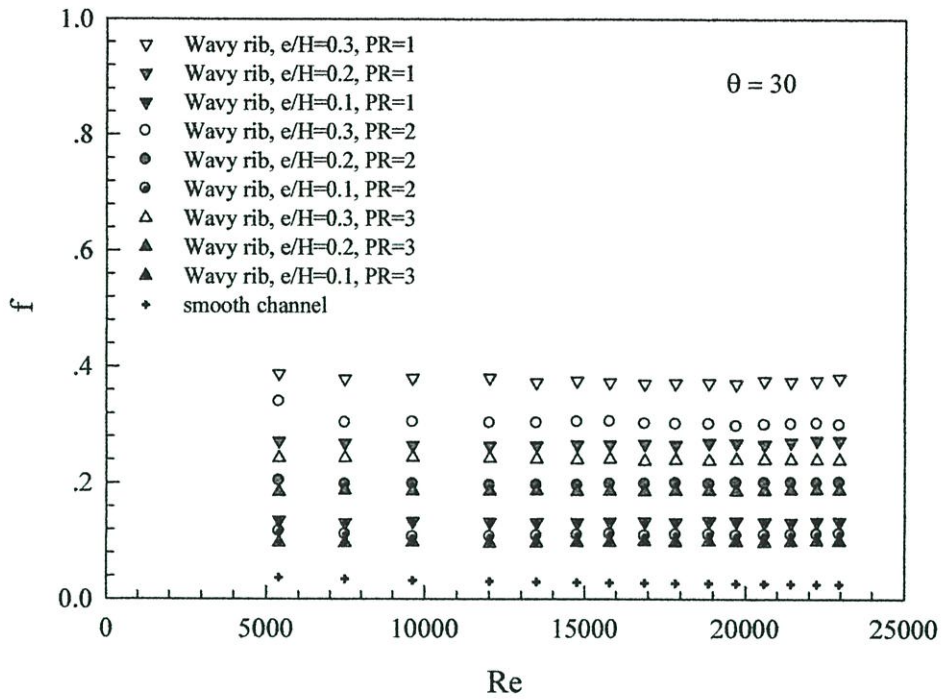
รูปที่ 9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่
 สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน
 ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีที่มีครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=1 มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.66, 4.31 และ 3.14 เท่า สำหรับการติดครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบางที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=2 มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.91, 3.51 และ 2.67 เท่า สำหรับการติดครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบางที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=1 มีค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.43, 3.19 และ 2.53 เท่า สำหรับการติดครีบบางที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ

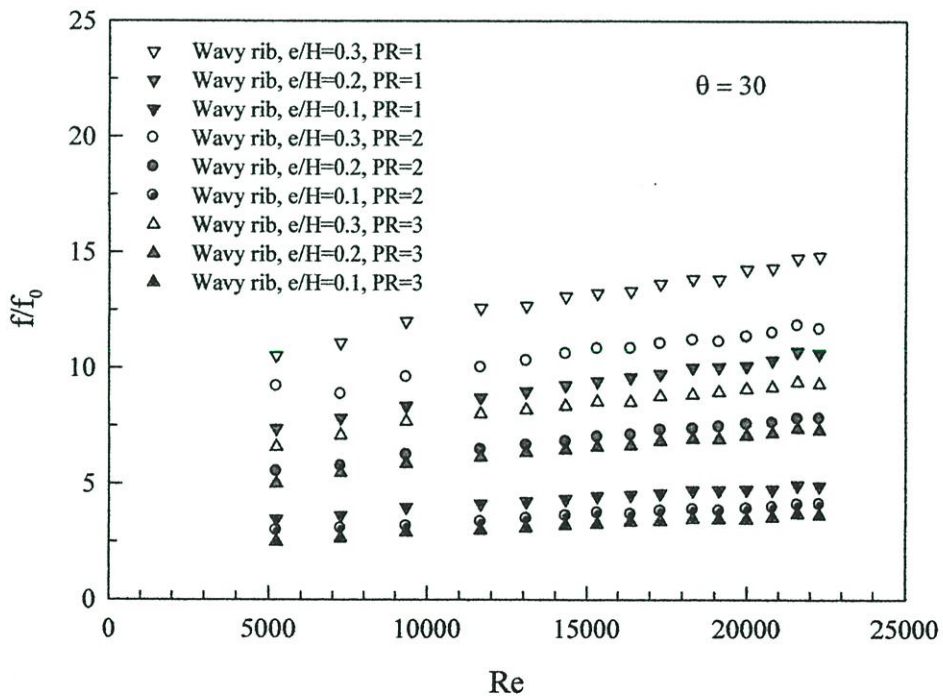


รูปที่ 9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน และสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีการจัดวางในลักษณะต่างๆ มีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน $PR=3$ ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน $PR=2$ และครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคตต่อความสูงช่องขนาน $PR=1$ และการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1, 0.2$ และ 0.3 จะให้มีตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ

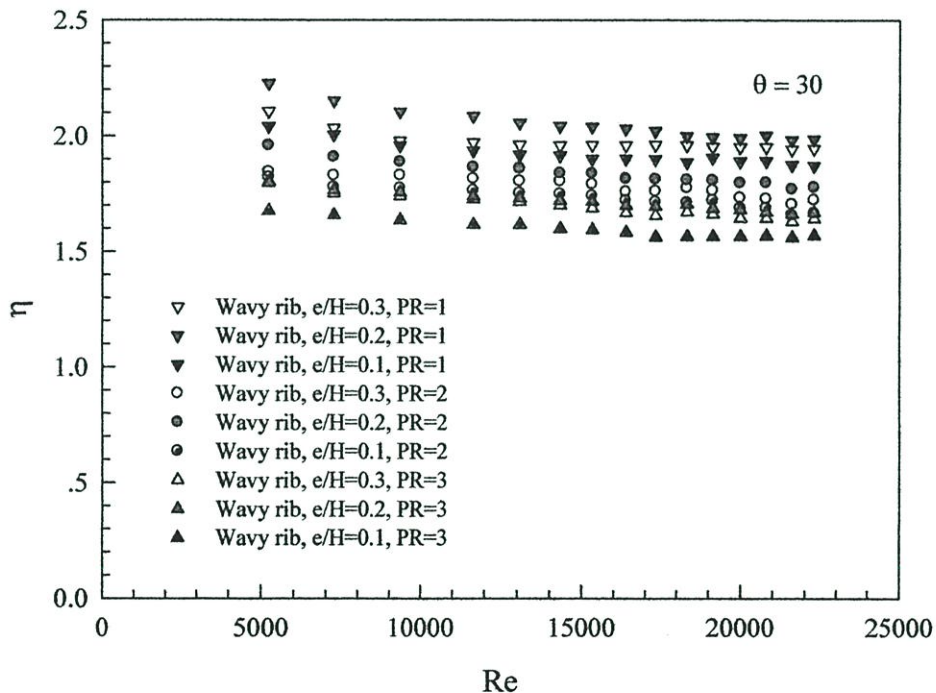


รูปที่ 9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีสองมิติกริบ แบบแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงกริบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา



รูปที่ 9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีสองมิติกริบแบบแผ่นบางที่สัดส่วนความสูงกริบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศาจากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.21, 9.41 และ 4.41 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=2$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 10.67, 6.97 และ 3.65 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=3$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 8.43, 6.54 และ 3.23 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$, 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ



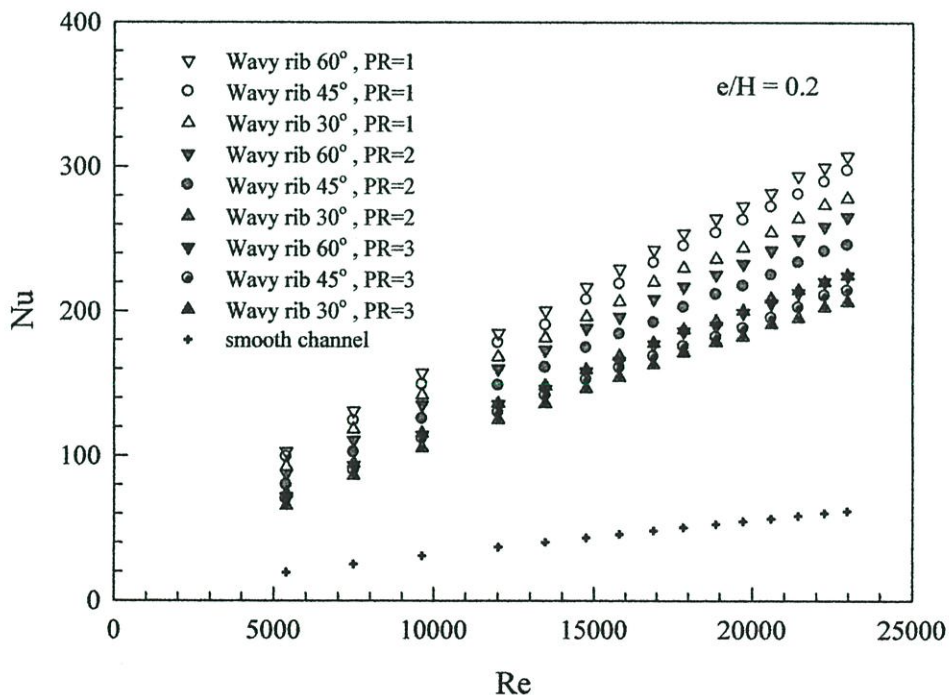
รูปที่ 9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีท่อมีครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน ต่างๆ โดยมีมุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=1$ มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.05, 1.97 และ 1.92 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูง

ช่องขนาน $e/H=0.2, 0.3$ และ 0.1 ตามลำดับ ครีบริบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=2$ มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ $1.84, 1.78$ และ 1.73 เท่า สำหรับการติดครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2, 0.3$ และ 0.1 ตามลำดับ และครีบริบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=3$ มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ $1.71, 1.69$ และ 1.59 เท่า สำหรับการติดครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2, 0.3$ และ 0.1 ตามลำดับ

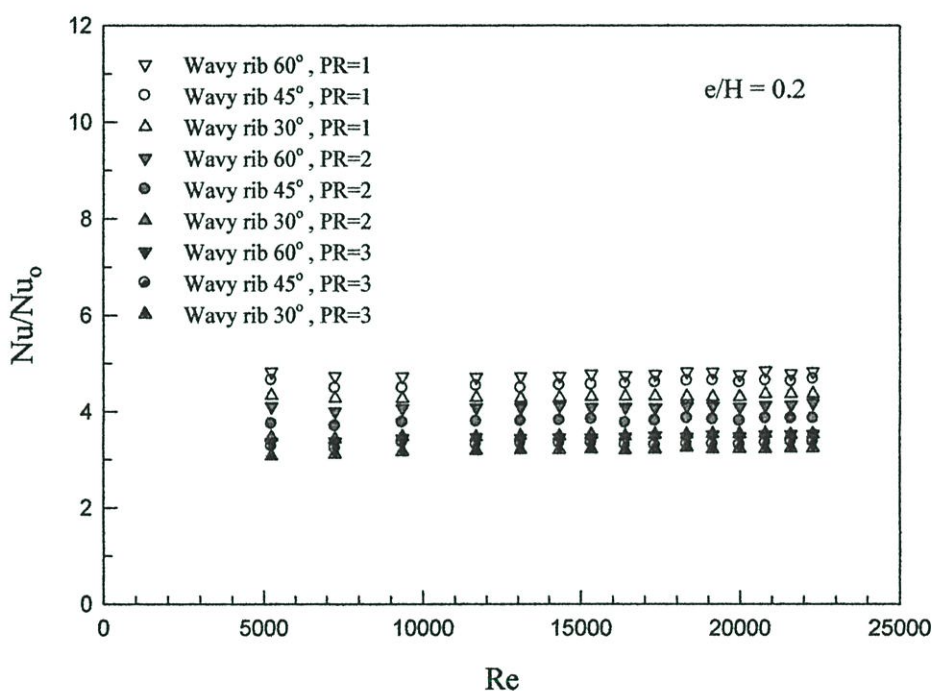
9.4.4 อิทธิพลของระยะพิคต์

ในรูปที่ 9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบแบบแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน โดยท่อที่มีมุม 60 องศาจะให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มมากกว่าท่อที่มีมุม 45 องศา และมุม 30 องศา ตามลำดับ โดยการติดครีบริบที่สัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=3$ จะมีค่าเลขนัสเซิลสูงสุดตามด้วยครีบริบที่มีสัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=2$ และ $PR=1$



รูปที่ 9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรโนลด์ กรณีสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบแบบแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$

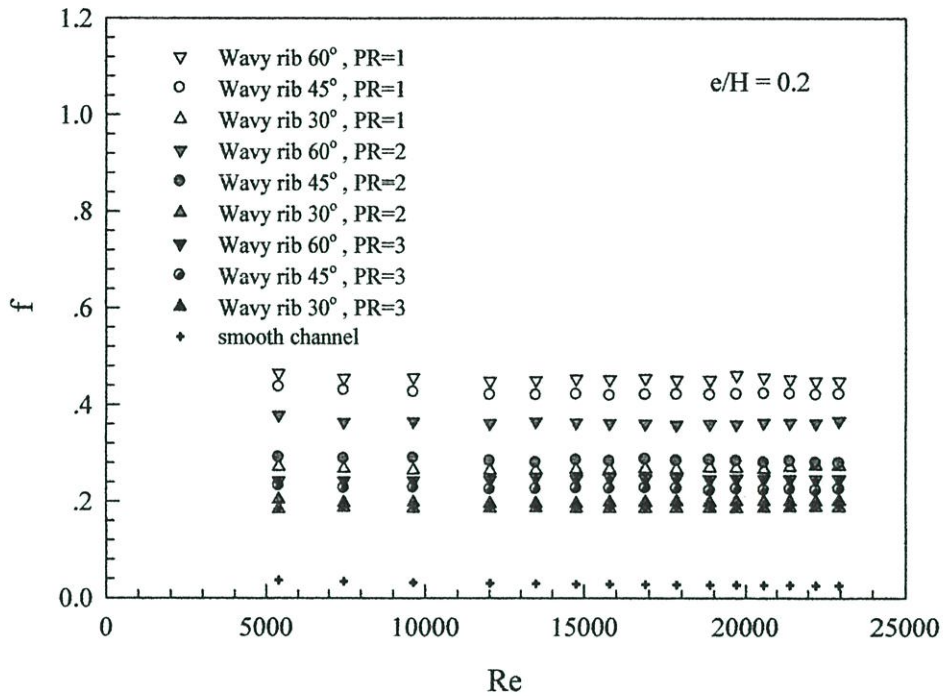
ในรูปที่ 9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อมีครีบบนแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบนที่มีมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.78, 4.09 และ 3.46 เท่า สำหรับการติดครีบบนที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=1$, $PR=2$ และ $PR=3$ ตามลำดับ ครีบบนที่มีมุม 45 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.58, 3.81 และ 3.32 เท่า สำหรับการติดครีบบนที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=1$, $PR=2$ และ $PR=3$ ตามลำดับ และครีบบนที่มีมุม 30 องศา มีค่าเลขนัสเซิลเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.31, 3.50 และ 3.19 เท่า สำหรับการติดครีบบนที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=1$, $PR=2$ และ $PR=3$ ตามลำดับ



รูปที่ 9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อมีครีบบนแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$

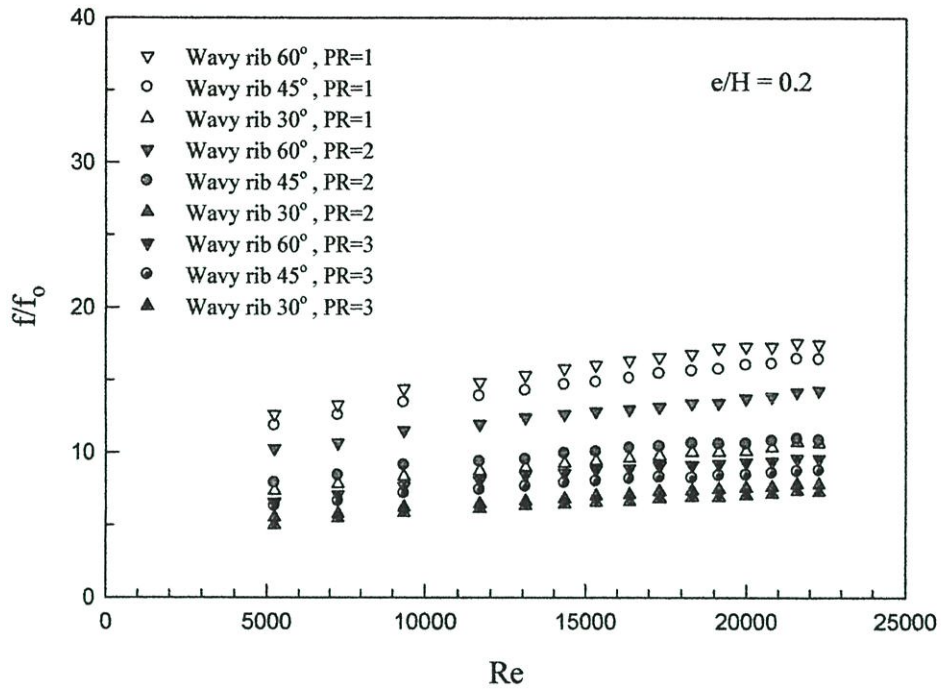
ในรูปที่ 9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีนี้อมีครีบบนแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบนที่มีการจัดวางลักษณะต่างๆ มีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีมุม 60 องศา จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากกว่าท่อที่มีมุม 45 องศา และมุม 30 องศาตามลำดับ โดยการติดตั้งครีบบนที่สัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน

PR=3 จะมีค่าตัวประกอบเสียดทานสูงสุดตามด้วยครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=2 และ PR=1

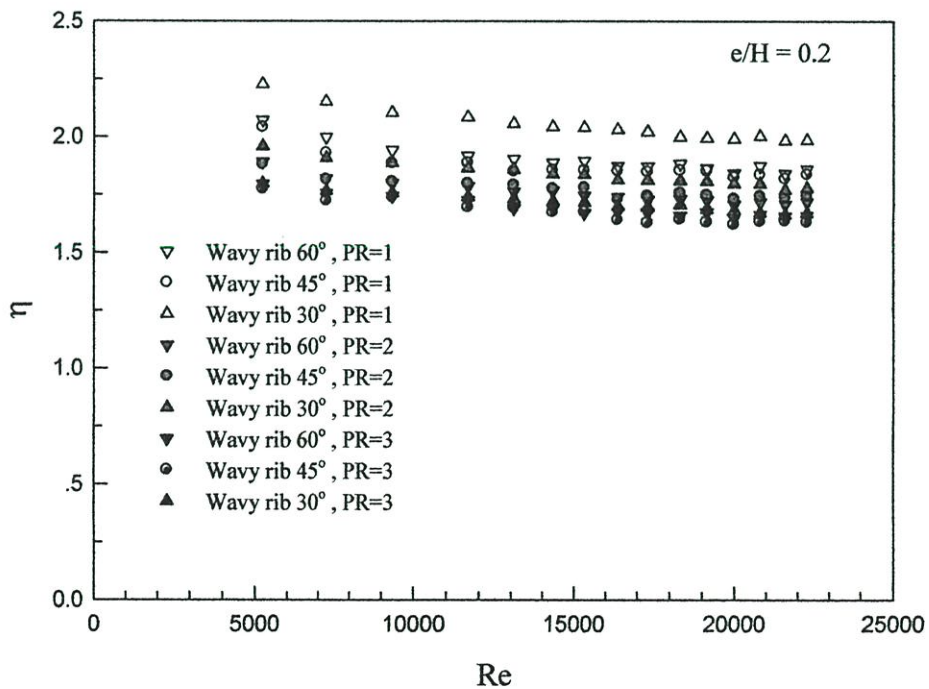


รูปที่ 9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมมีครีบบแบบแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$

ในรูปที่ 9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมมีครีบบแบบแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 15.93, 12.76 และ 8.64 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=1, PR=2 และ PR=3 ตามลำดับ ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 14.83, 9.96 และ 7.92 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=1, PR=2 และ PR=3 ตามลำดับ และครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 9.41, 6.98 และ 6.54 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต์ต่อความสูงช่องขนาน PR=1, PR=2 และ PR=3 ตามลำดับ



รูปที่ 9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบนผนังบางที่สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$



รูปที่ 9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเร โนลด์ กรณีท่อมีครีบบนผนังบางที่สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$

ในรูปที่ 9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรโนลด์ กรณีสถิตที่มีครีบบางแผ่นบางที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.05, 1.84 และ 1.71 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน PR=1, PR=2 และ PR=3 ตามลำดับ ครีบบที่มีมุม 60 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.91, 1.76 และ 1.69 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน PR=1, PR=2 และ PR=3 ตามลำดับ ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.87, 1.77 และ 1.67 เท่า สำหรับการติดครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน PR=1, PR=2 และ PR=3 ตามลำดับ

9.5 การสร้างสมการด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร (Multiple Linear Regression)

โดยทั่วไป ตัวแปรตามแต่ละตัวหรือค่าตอบสนอง (Response ; y) จะขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระ n (Independent หรือ Regressor variables) เช่น x_1, x_2, \dots, x_n เป็นต้น ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรเหล่านี้ สามารถอธิบายโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่เรียกว่า “สมการรีเกรสชัน” (สมการถดถอย ; Regression equation) แบบจำลองรีเกรสชันจะสอดคล้องกับกลุ่มของข้อมูลของตัวอย่างบางกรณี ผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร เช่น $y = \phi(x_1, x_2, \dots, x_n)$ เป็นต้น อย่างไรก็ตาม โดยส่วนใหญ่จะไม่ทราบฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร ดังนั้นจึงต้องมีการประมาณค่าของฟังก์ชันเพื่อประมาณค่า ϕ โดยในการทดสอบนี้จะใช้โปรแกรม Microsoft Office Excel มาช่วยในการหาฟังก์ชัน

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน ค่า Nu มักมีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่า 1 ตัวแปร เช่น Re , Pr และพารามิเตอร์อื่นๆ เป็นต้น แบบจำลองทั่วไปที่ใช้จะอยู่ในรูปแบบของ Multiple Exponential Regression Model คือ

$$y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n}$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูป Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(y) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n)$$

เมื่อ b_0 = ค่าคงที่

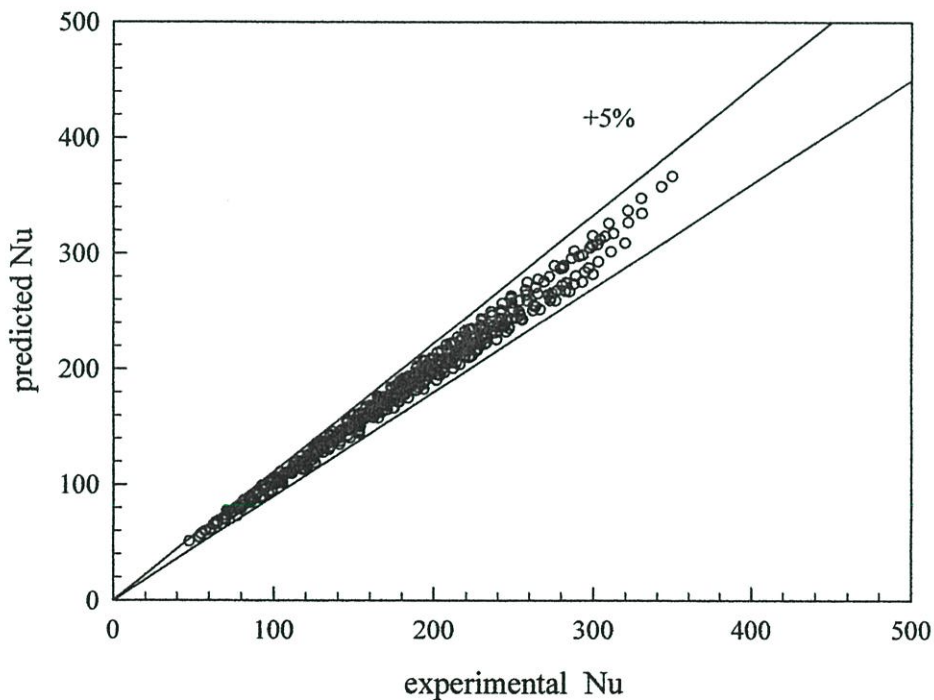
b_i = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร x_i

9.5.1 ความสัมพันธ์ค่าเลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรโนลด์ (Re) มุม (θ) สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนาน (PR) และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรโนลด์ กรณีช่องขนานมีครีบแผ่นบาง ทำมุม 60 องศา 45 องศา และ 30 องศา สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$ โดยมีขอบเขตในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 5,000 - 25,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 5\%$

$$Nu = 0.284 Re^{0.7725} Pr^{0.4} (1 + \tan \theta)^{0.2936} (e/H)^{0.3769} (PR+1)^{-0.424}$$



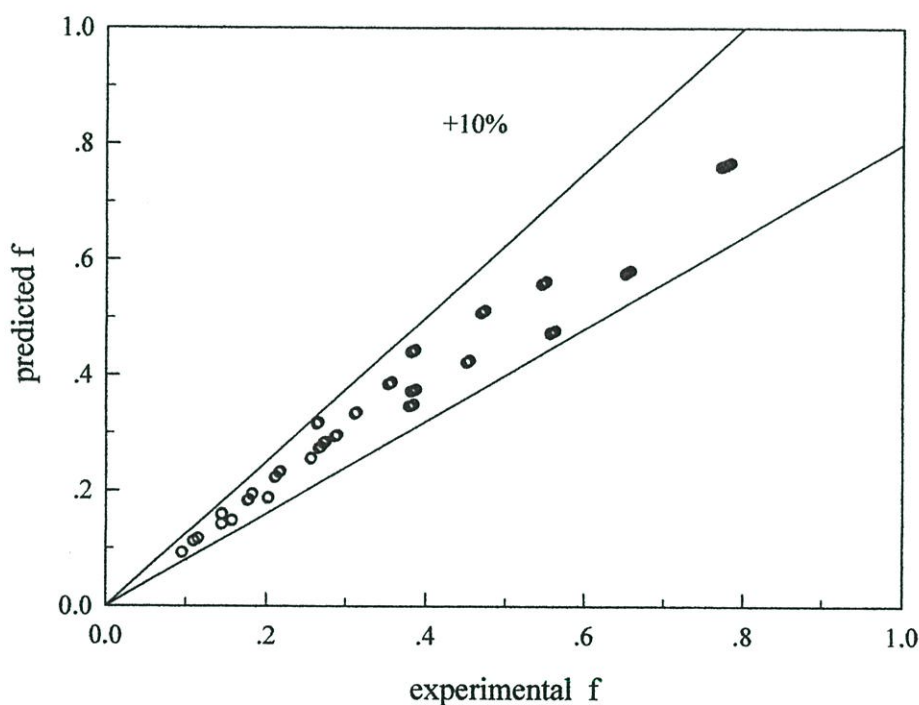
รูปที่ 9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลท์

จากการทดลอง กรณีช่องขนานมีครีบแผ่นบาง ทำมุม 60 องศา 45 องศา 30 องศา และครีบตรง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$

9.5.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ในรูปที่ 9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีช่องขนานมีครีบบาง ทำมุม 60 องศา 45 องศา และ 30 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$ โดยมีขอบเขตในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 5,000 - 25,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$f = 1.5972 Re^{-0.0068} (1 + \tan \theta) (e/H) (PR + 1)^{-0.689}$$



รูปที่ 9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง ความสัมพันธ์กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง กรณีช่องขนานมีครีบบาง ทำมุม 60 องศา 45 องศา 30 องศา และครีบบาง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.1, 0.2, 0.3$

บทที่ 10

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

10.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบางเหลี่ยมและครีบบางสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง จากการทดลองพบว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ โดยการติดครีบบางที่ผิวภายในท่อ เพื่อให้เกิดการปั่นป่วน สามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ เนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนจะทำให้ความหนาของชั้นซิดผิวบางลง และช่วยเร่งเวลาการไหลภายในท่อให้ยาวนานขึ้น ขณะที่ความเร็วของการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นตามหรือกล่าวได้ว่าการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมที่เพิ่มขึ้นเป็นสาเหตุที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่ากรณีการไหลในท่อเปล่า โดยค่าตัวเลขนัสเซลต์จะมีค่าน้อยลงที่ค่าเลขเรโนลด์ต่ำๆ และมีค่ามากขึ้นที่เลขเรโนลด์สูงๆ ตามความแรงของไหลวนภายในท่อ

2. การศึกษาผลของการติดครีบบางและครีบบางเหลี่ยม จากการทดลองพบว่า การติดครีบบาง เป็นผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่ติดครีบบางเหลี่ยม และทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้นมากกว่าครีบบางเหลี่ยม

3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศา และครีบบางตรง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$, $PR=2$, $PR=3$ และสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$, $e/H=0.2$, $e/H=0.3$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์ของครีบบางทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบบางลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าเลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้น ครีบบางทำมุม 60 องศา มีค่าเลขนัสเซลต์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางทำมุม 45 องศา ครีบบางทำมุม 30 องศา และครีบบางตรง (90 องศา) ซึ่งมีค่าเลขนัสเซลต์ลดลงตามลำดับ

4. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$, $PR=2$, $PR=3$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์ของครีบบางทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบบางลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าเลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้น ครีบบางที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$ มีค่าเลขนัสเซลต์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=2$ และครีบบางที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=3$

5. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$, $e/H=0.2$, $e/H=0.3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรโนลด์ของครีบบางแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้น ครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.3$ มีค่าเลขนัสเซิลมากที่สุด ตามด้วยครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ และครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$

6. การศึกษาผลของประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของครีบบางซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา 60 องศา และครีบบางตรง (90 องศา) สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$, $PR=2$, $PR=3$ และสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.1$, $e/H=0.2$, $e/H=0.3$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางทำมุม 30 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่ $PR=1$ และสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H=0.2$ มีประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด อันเนื่องมาจากอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อที่มีผนังเรียบมีค่าเฉลี่ยประมาณ 4.31 เท่า และอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบมีค่าเฉลี่ยประมาณ 9.41 เท่า ดังนั้นค่าประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.05 เท่า เมื่อเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ

10.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบางเป็นงานวิจัย ซึ่งได้ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบบางและตำแหน่งครีบบาง โดยติดครีบบางภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ควรจะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่นๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิชต์อื่นๆ ของครีบบาง
2. ศึกษาผลกระทบที่มุมอื่นๆ
3. ศึกษาถึงค่า aspect ratio อื่นๆ ของชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า
4. ศึกษาถึงการใช้ครีบบางรูปอื่นๆ เช่น รูปพาราโบลา
5. ศึกษาถึงการใช้ครีบบางที่มีร่อง (Rib-grooved)
6. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] ชัชวาล เขียวละลิม, ณัฐวุฒิ หลัวพิริยะวงศ์ และนนทศักดิ์ ทองพุ่มพุกษา. 2544. การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน. ปรียญานิพนธ์ปรียญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [2] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-252.
- [3] Ahn, S.W. 2001. **The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct.** Int. Comm. Heat Mass Transfer Vol. 28, pp. 933-942.
- [4] Benlu and Pei-Xue Jiang. 2005. **Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs.** Int. J. Experimental Thermal and Fluid Science.
- [5] Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden. 1998. **Experimental study of flow and heat transfer in rib-roughened rectangular channels.** Experimental Thermal and Fluid Science 16, pp. 349-365.
- [6] Cengel, Yunus A. 1998. **Heat Transfer: A Practical Approach.** McGraw-Hill, New York, pp. 349-394.
- [7] Fox, Robert W. and Alan T. McDonald. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics.** Wiley, New York, pp. 332-395.
- [8] Giovanni Tanda. 2004. **Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs.** Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 47, pp. 229-243.
- [9] Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow. 1978. **An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces.** Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 21, pp. 1143-1156.
- [10] Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee. 1991. **Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs.** ASME J. Heat Transfer Vol. 113, pp. 590-596.

- [11] Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee. 1993. **Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters.** *J. Enhanced Heat Transfer* Vol. 1, pp. 37-52.
- [12] Holman, J.P. 1990. **Heat Transfer.** McGraw-Hill, New York, pp. 217-321.
- [13] Incropera, Frank P. and David P. Dewitt. 1996. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** John Wiley & Sons, New York, pp. 419-461.
- [14] Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi. 2005. **Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness.** *Solar Energy.*
- [15] Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu. 1990. **Effects of Rib Angle and Orientation on Local Heat Transfer in Square Channels with Angled Roughness Ribs.** in: R.K. Shah, A.D. Kraus, D.E. Metzger, *Compact Heat Exchangers*, Hemisphere, Washington.
- [16] Munson, Bruce R., Donald F. Young, and Theodore H. Okiishi. 1990. **Fundamentals of Fluid Mechanics.** John Wiley & Sons, New York, pp. 465-547.
- [17] Ozisik, M.N. 1985. **Heat Transfer: A Basic Approach.** McGraw-Hill, New York, pp. 281-338.
- [18] Rajendra Karwa. 2003. **Studies of Augmented Heat Transfer and Friction in Asymmetrically Heated Rectangular Ducts with Ribs on The heated wall in Transverse, Inclined, V-Continuous and V-Discrete Pattern.** *Int. Comm. Heat Mass Transfer* Vol. 30, pp. 241-250.
- [19] Taslim, M.E., T. Li, and D.M. Kercher. 1996. **Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls.** *ASME J. Turbomachinery* Vol. 118, pp. 20-28.
- [20] Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han. 1994. **Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls.** *ASME J. Heat Transfer* Vol. 116, pp. 58-65.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.

คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศ
ที่ความดันบรรยากาศ

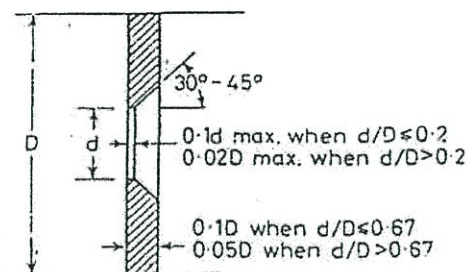
ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

T (K)	ρ (Kg/m ³)	C_P (KJ/Kg K)	$\mu \times 10^7$ (N s/m ³)	ν (m ² /s)	$k \times 10^6$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Pr
อากาศ							
100	3.25562	1.032	71.1	2.0	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	22.5	0.707
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.990	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	67.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728

ภาคผนวก ข.

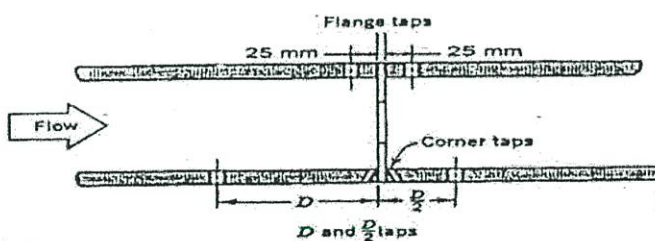
ออริฟิส

ออริฟิซชนิดต่างๆ คล้ายคลึงกัน สามารถอธิบายด้วยกันได้ แต่ละชนิดแตกต่างกันที่ pressure tapping ซึ่ง orifice มาตรฐานกำหนดดังนี้ รูปร่างลักษณะ (description) ออริฟิซ (orifice) ได้แสดงหน้าตัดต่างๆ ดังรูปที่ ข-1



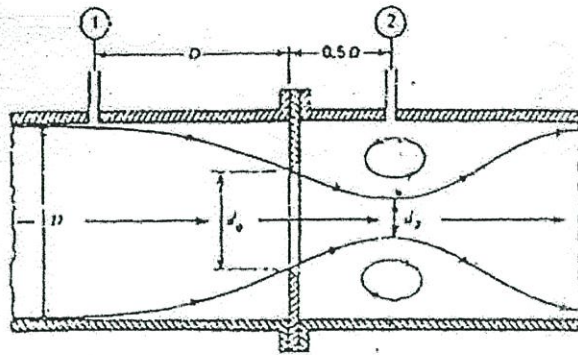
รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

แผ่นออริฟิซเป็นแผ่นบางๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่ายๆ ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีการสึกกร่อนได้ อันเนื่องจากการชนของอนุภาคเล็กๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการก็คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแส ทำให้มี head loss ถาวรที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิซนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่งดังรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล



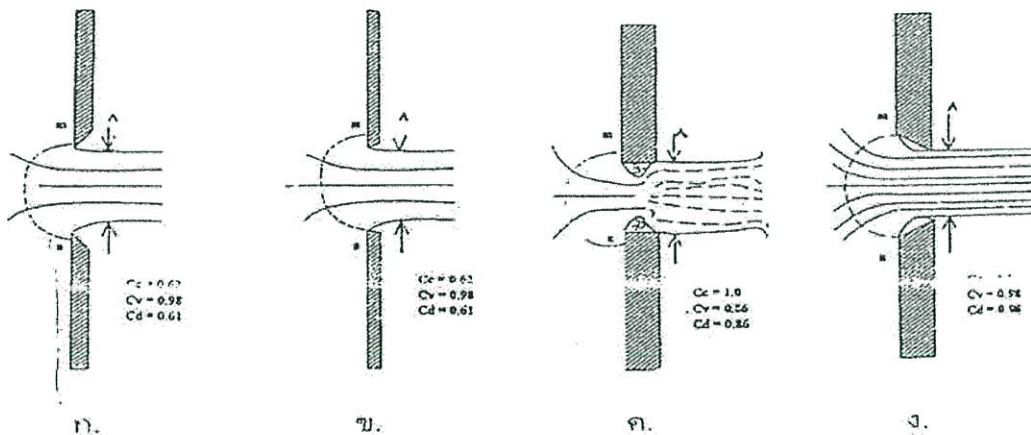
รูปที่ ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิซ

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิซเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิซมีขนาดเล็กกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิซไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมออริฟิซ ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิซก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกคร่อมออริฟิซก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิซจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่างกว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้ ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคมดังรูปที่ ข-4 ก. หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 ข. นั้นจะสัมพันธ์ลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมพันธ์แบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 ค. และ ข-4 ง. นั้นไม่ใช่เป็นออริฟิสมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่นวัตถุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ

ข้อดีของออริฟิสคือมีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่นๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากมาย ของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ V_1 เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหลลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ $D/2$ เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้

ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตต่ำสุด (จากสมการของ Bernulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออริฟิสในการทดลองนี้คือ ของไหลที่อยู่ภายในท่อไม่สามารถอัดตัวได้ ความเร็วของของไหลมีค่าคงที่ตลอดหน้าตัด (โดยไม่คิดบริเวณที่เรียกว่าบริเวณกระแสไหลวน) ของไหลไม่มีความหนืด และการไหลเกิดขึ้นแบบ Steady flow (อัตราการไหลมีค่าคงที่เมื่อเทียบกับเวลา)

สมการ Bernoulli สามารถนำมาใช้อธิบายคุณสมบัติในการไหลที่จุดต่างๆ ภายในท่อได้ ดังนั้นสมการ Bernoulli สำหรับจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ของการไหลดังแสดงในรูปที่ ข-3

$$Q_{ac} = C_d A_o \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\rho g \left[1 - \left(\frac{d_o}{D} \right)^4 \right]}}$$

- เมื่อ
- C_d คือ discharge coefficient
 - A_o คือ พื้นที่หน้าตัดรูออริฟิส (m^2)
 - P คือ ความดันสถิตของของไหล (N/m^2)
 - γ คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, N/m^3)
 - d_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออริฟิส
 - D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ
- Subscript 1t คือ ค่าที่จุดที่ 1 ในทางทฤษฎี
- Subscript 2t คือ ค่าที่จุดที่ 2 ในทางทฤษฎี

ภาคผนวก ก.
บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

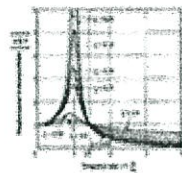
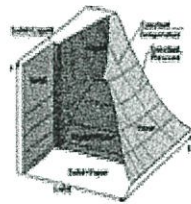
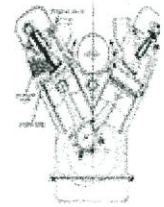


การประชุมวิชาการ

เครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 21

วันที่ 17 - 19 ตุลาคม 2550

ณ โรงแรมเวลคัม จอมเทียน บีช จ.ชลบุรี



ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล กองวิชาวิศวกรรมศาสตร์

กองการศึกษา โรงเรียนนายเรืออากาศ



ผู้สนับสนุนหลัก



ผู้ร่วมสนับสนุน

การถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบราบเรียบผ่านช่องขนานที่มีครีบบางรูปตัว-V

Heat Transfer in Laminar V-Ribbed Channel Flows

สมพล สกุลหลง ชนาธิป ชัยดิolkพัฒนกุล ชินรักษ์ เขียรพงษ์ พงษ์เจต พรหมวงศ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-mail: kppongje@kmitl.ac.th

Sompol skullong, Chanatip Chaidilokpatanakul, Chinaruk Thienpong, Pongjet Promvongse

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,

Bangkok 10520 Thailand Tel: 0-2326-4197 Fax: 0-2326-4198 E-mail: kppongje@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของช่องขนานที่มีครีบลีเหลี่ยมวางรูปตัว V ที่มีการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ (Constant Heat Flux) การศึกษาจะพิจารณา ถึง สัดส่วนความสูงของครีบท่อระยะห่างแผ่นความร้อน (e/D) และการจัดรูปแบบแผ่นครีบลีเหลี่ยมที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Nusselt Number) และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction factor) โดยมีขอบเขตการศึกษาที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number) ตั้งแต่ช่วงระหว่าง 500 – 3,000 สัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) มีค่าเท่ากับ 0.20, 0.25 และ 0.33 การจัดระยะแผ่นครีบบางตรงและเอียงกัน และระยะพิตต์คงที่เท่ากับ 40 มิลลิเมตร โดยผลที่ได้ จะทำการศึกษาร่วมกับการถ่ายเทความร้อนของแผ่นช่องขนานความร้อนผิวเรียบ ภายใต้สภาวะการทดสอบเดียวกัน จากการทดลองพบว่า การจัดวางครีบลีเหลี่ยมรูปตัว V ให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นกว่าการจัดวางครีบบางขวางตรง (transverse rib) การเพิ่มขึ้นของสัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนาน (e/D) สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มมากขึ้น แต่ค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นก็มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วยเช่นกัน

Abstract

The paper presents the study of performance enhancement of heat transfer in a channel fitted with V-ribs in the heating surface. The experiments are made by varying air velocity in the test section to cover the range of laminar flow (Reynolds number from 500 to 3,000) at a constant heat flux condition. Experimental results are compared with the results of smooth channel without ribs. In addition, the V-ribbed surfaces of the lower and upper

channel walls were placed in two arrays: in-line and stagger arrangements. The experimental result shows that the heat transfer rate and friction factor of the V-ribbed channel are higher than those of the smooth channel and the in-line arrangement yields higher heat transfer rate than the staggered one.

1. บทนำ

ปัจจุบันเป็นที่ทราบกันดีว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมมาก เช่น หม้อไอน้ำ เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ในกระบวนการผลิต เป็นต้น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ เหล่านี้เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานค่อนข้างมากอีกด้วย ดังนั้นการหาแนวทางในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในกระบวนการผลิตและยังเป็นการลดการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตได้อีกด้วย [1, 2]

แนวทางหนึ่งที่มีการใช้ในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือการเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งการติดครีบลีเหลี่ยมที่พื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็เป็นวิธีการหนึ่งในการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหล Rajendra Kava [3] ได้ทำการศึกษาค่าเพิ่มสมรรถนะของช่องหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่มีครีบบางวางอยู่หนึ่งด้าน โดยครีบลีเหลี่ยมมีลักษณะเป็นครีบบางรูปตัววีต่อเนื่อง 60 องศา, ครีบบางรูปตัววีแบบแยกส่วน 60 องศา และครีบบางมุม 60 องศา โดยทำการทดลองที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ในช่วง 2,800 – 15,000 อัตราการส่วนความกว้างต่อความสูงแผ่นทดลองเท่ากับ 7.19-7.75 และอัตราส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงแผ่นครีบลีเหลี่ยมเท่ากับ 10 ความสูงครีบลีเหลี่ยม 3.4 มิลลิเมตร ความกว้างครีบลีเหลี่ยม 6.58 มิลลิเมตร ถ่ายเทความร้อนชนิดคงที่ Constant Heat Flux โดยผลการทดลอง

พบว่าครีบริบรูปตัววีแบบแยกส่วน 60 องศา จะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าตัวประกอบความเสียหายน้อยที่สุด ส่วนครีบริบตรงจะมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด ส่วนครีบริบรูปตัววีต่อเนื่อง จะมีตัวประกอบความเสียหายมากที่สุด

Giovanni Tanda [4] ได้ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติการเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ชนิดผิวรูปร่าง V-Shape ชนิดแยกส่วน โดยการศึกษาเป็นการศึกษาในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 8,900 – 28,500 ความขรุขระสัมพัทธ์ (e/D_h) 0.009, 0.15 ระยะพิทต์สัมพัทธ์ (p/e) เท่ากับ 4,8,13.5 อัตราส่วนความสูงพิทต์ต่อความสูงแผ่นช่องขนาน (e/H) 0.15,0.25 จากการทดลองสรุปได้ว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นเมื่อความสูงแผ่นครีบริบ (Rib) มีค่าสูงขึ้น และแผ่นครีบริบมีลักษณะเป็นแบบแยกส่วน ระยะพิทต์ที่ 0.05 เมตรมีค่ามากกว่าระยะพิทต์ที่ 0.03 เมตร และที่การทดลองในช่วงดังกล่าวจะมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นเรียบอยู่ประมาณ 300 เปอร์เซ็นต์ ส่วนสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงของแผ่นครีบริบมีค่าลดลง แผ่นครีบริบมีลักษณะเป็นรูปตัววี และครีบริบมีลักษณะเป็นแบบแยกส่วน

Benlu, Pei-Xue Jiang [5] ได้ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติการเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ชนิดครีบริบเฉียงทำมุม 0 ถึง 90 องศาทิศทางอากาศ โดยมีการศึกษาในช่วงอัตราการไหลอากาศ 0.001 – 0.0018 kg/s ระยะพิทต์เท่ากับ 4 มิลลิเมตร ความสูงแผ่นครีบริบ 0.8 มิลลิเมตร กว้าง 1 มิลลิเมตร จากการทดลองพบว่า ที่มุมครีบริบ 60 องศาจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและแรงดันตกคร่อมมากที่สุดแต่พบว่าที่มุม 20 องศาจะให้ประสิทธิภาพโดยรวมของการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อศึกษาต่อที่มุมครีบริบ 20 องศาพบว่าที่ระยะพิทต์น้อยลงจะทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนและแรงดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้น และที่ระยะพิทต์ 1 และ 2 มิลลิเมตรจะให้ประสิทธิภาพรวมของการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดและมีค่าใกล้เคียงกัน

ดังนั้นในการศึกษานี้จะได้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านช่องขนานที่มีการเซาะร่อง โดยจะทำการศึกษาในช่วงการไหลแบบราบเรียบเช่นกัน แต่จะทำการศึกษาในช่วงค่า Re 500 ถึง 3,000 เพื่อเพิ่มข้อมูลทางด้านนี้ให้มากยิ่งขึ้น

2. สมมุติฐานและทฤษฎี

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทดลองนี้ได้แก่

การพิจารณาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของช่องขนานชนิดมีครีบริบจำเป็นจะต้องพิจารณา ทั้งในส่วนพลังงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนพัลลมและการถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศที่ไหลผ่าน โดยพลังงานที่พัลลมใช้ในการขับเคลื่อนอากาศให้ไหลผ่านแผ่นช่องขนานสามารถพิจารณาได้คือ [4]

$$\dot{W}_{in} = Q\Delta p \quad (1)$$

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D_h} \quad (2)$$

โดยที่

\dot{W}_{in} = พลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนอากาศให้ไหล, Watt

Q = อัตราการไหลของของไหล, m^3/s

ΔP = ความดันตกคร่อมของของไหล, N/m^2

f = ค่าแฟกเตอร์ความเสียหาย

ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

L = ความยาวท่อ, m.

\bar{V} = ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s

D_h = เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m.

การสมดุลพลังงาน กรณีการถ่ายเทความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat flux)

$$Q = mC_p(T_i - T_0) = hA_s(T_w - T_b) \quad (3)$$

โดยที่

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อากาศได้รับ, Watt

m = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s

C_p = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, $kJ/kg \cdot ^\circ K$

T_i = อุณหภูมิอากาศด้านขาเข้า, $^\circ C$

T_0 = อุณหภูมิอากาศด้านขาออก, $^\circ C$

h = ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

A_s = พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน, m^2

T_w = อุณหภูมิผิวเฉลี่ยผนังร้อน, $^\circ C$

T_b = อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย, $(T_i + T_0)/2$, $^\circ C$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะพิจารณาในรูปของค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number, Nu) ดังสมการ

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} \quad (4)$$

โดยที่

Nu = ค่าตัวเลขนัสเซลท์

k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนอากาศ, $W/m \cdot ^\circ K$

การจำแนกลักษณะการไหลของของไหลภายในท่อซึ่งจะพิจารณาจากตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number: Re) ซึ่งมีนิยามดังนี้ [1]

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (5)$$

โดยที่

Re = ค่าตัวเลขเรย์โนลด์

μ = ค่าความหนืดเชิงกลของอากาศ, $kg/m.s$

ค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (η)

กรณีพิจารณาถึงการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเดียวกัน (Constant pumping power) ระหว่างท่อทดสอบผิวเรียบกับท่อทดสอบที่มีครีบ สามารถจัดสมการให้อยู่ในรูปของสมการพลังงานของการไหลได้ดังนี้

$$(\dot{V}\Delta P)_0 = (\dot{V}\Delta P) \quad (6)$$

เมื่อ \dot{V} คืออัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงาน, m³/s

ตัวแปรทางด้านซ้ายมือของสมการที่ (6) เป็นพลังงานการไหลของการไหลในท่อเปล่าและตัวแปรทางด้านขวามือของสมการเป็นพลังงานการไหลของของไหลภายในท่อที่มีแผ่นครีบ ด้วยการพิจารณานบนพื้นฐานของการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลที่เท่ากัน ซึ่งการพิจารณาประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้นิยามขึ้นมาด้วยสัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดสอบที่มีครีบ (h) กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อเปล่า (h_0) หรือนิยามด้วยสัดส่วนของค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อทดสอบที่มีครีบ (Nu) กับค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่า (Nu_0) จากข้อแนะนำของ Webb [7]

$$\eta = \left[\frac{h}{h_0} \right]_{pp} = \left[\frac{Nu}{Nu_0} \right]_{pp} \quad (7)$$

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (8)$$

โดยที่

η = ค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

h_0 = ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อเปล่า, W/m² · °K

Nu_0 = ค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่า

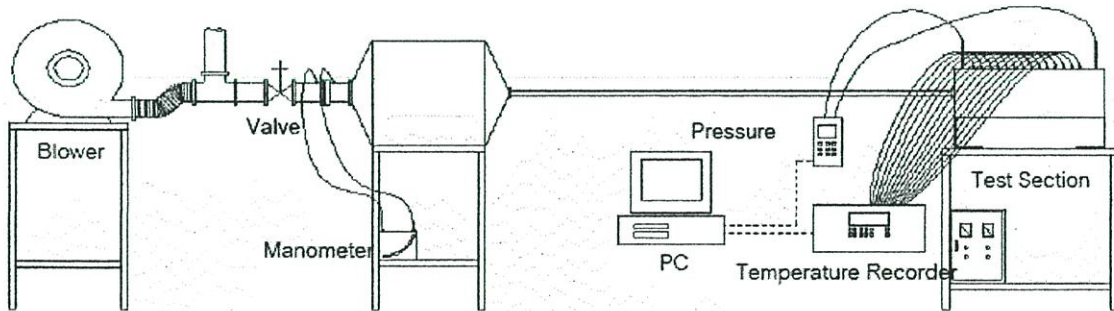
f_0 = ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อเปล่า

3. อุปกรณ์ทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆตามรูปที่ (1) ด้านล่าง โดยใช้พัดลม (Blower) ขนาดพิกัด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดลม ซึ่งควบคุมปริมาณลมไหลเข้าชิ้นงานทดสอบโดยการปรับหรือวาล์ว โดยปริมาณลมแต่ละครั้งของการทดสอบจะถูกกำหนดโดยค่าความดันตกคร่อมแผ่น Orifice อากาศที่ไหลผ่านเข้าสู่ชุดทดลองจะต้องไหลผ่านกล่องลม ซึ่งมีหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด และให้ไหลผ่านท่อปรับสภาพการไหล เพื่อให้อากาศที่ไหลก่อนเข้าสู่ชุดทดลองมีลักษณะเป็น fully develop และไหลเข้าชิ้นงานทดสอบ (Test Section)

ชิ้นงานที่ทดสอบประกอบด้วยช่องขนานอลูมิเนียมที่มีครีบสี่เหลี่ยมวางรูปตัว V ขนาดกว้าง 0.20 เมตร ยาว 0.55 เมตร และระยะความสูงของช่องขนาน (D) เท่ากับ 15, 20 และ 25 มิลลิเมตร โดยลักษณะครีบภายในช่องขนาน มีขนาดความสูง (e) เท่ากับ 5 มิลลิเมตร และกว้าง (g) เท่ากับ 10 มิลลิเมตร และระยะพิตต์ (P) คงที่เท่ากับ 40 มิลลิเมตร โดยแผ่นช่องขนานดังกล่าวถูกทำให้ร้อนด้วย Heater ไฟฟ้าขนาด 1,000 วัตต์ ติดตั้งประกบแผ่นคู่ขนานทั้ง 2 ด้าน โดยอุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าออก และอุณหภูมิผิวภายในถูกวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type K จำนวนรวมทั้งสิ้น 16 จุด โดยบันทึกค่าที่วัดได้ลงอุปกรณ์ FLUKE 2680A ส่วนค่าความดันตกคร่อมแผ่นช่องขนานตรวจบันทึกค่าที่ได้อุปกรณ์ TESTO 350 M/XL , TESTO 454

ชิ้นงานที่ใช้ทดสอบจะต้องมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกัน การสูญเสียความร้อนจากแผ่น Heater ไหลออกสู่บรรยากาศภายนอก



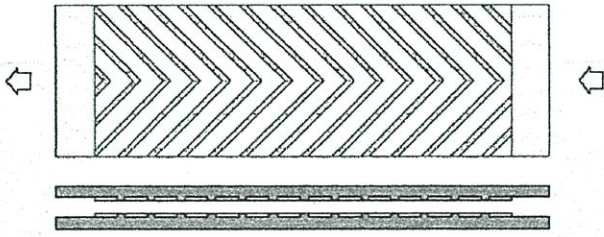
รูปที่ (1) อุปกรณ์การทดลอง

4. วิธีการทดลอง

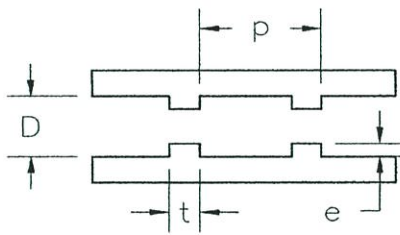
การทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของแผ่นช่องขนานที่มีครีบสี่เหลี่ยมวางรูปตัว V โดยทดลองที่ขนาดความสูงแผ่นช่องขนานที่ (D) 15, 20 และ 25 มิลลิเมตร โดยลักษณะแผ่นครีบทดลองติดตั้งในลักษณะตรงและเอียง ตามรูปที่ (3) และ (4) ตามลำดับ

การทดลองทำการเปิดพัดลม จากนั้นปรับปริมาณการไหลของลมให้ได้ตามที่ต้องการ โดยควบคุมความเร็วลมให้อยู่ในช่วง 0.20 ถึง 2.20 เมตรต่อวินาที ซึ่งที่ความเร็วดังกล่าวครอบคลุมค่าตัวเลขเรย์โนลด์ให้มมีค่าอยู่ระหว่าง 500 ถึง 3,000 ในแต่ละช่วงความเร็วลมที่ทดสอบ จะต้องรอให้อุณหภูมิผิวภายในแผ่นช่องขนานและอุณหภูมิอากาศเข้าออก มีค่าคงที่ก่อนจะทำการบันทึกค่า โดยอุณหภูมิแผ่นช่องขนานทำการ

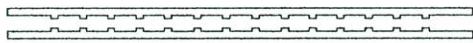
ตรวจวัดทั้งหมด 14 จุด และอีก 2 จุดสำหรับอุณหภูมิอากาศเข้าและออกผ่านช่องขนาน ในขณะที่เดียวกันก็ทำการบันทึกค่าความดันตกคร่อมผ่านช่องขนานดังกล่าวด้วย



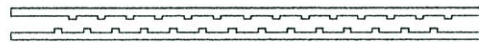
รูปที่ (2) ภาพด้านบนและภาพตัดของช่องขนานที่มีครีบลีเยียงวางรูปตัว V



รูปที่ (3) แสดงค่าตัวแปรระยะต่างๆ



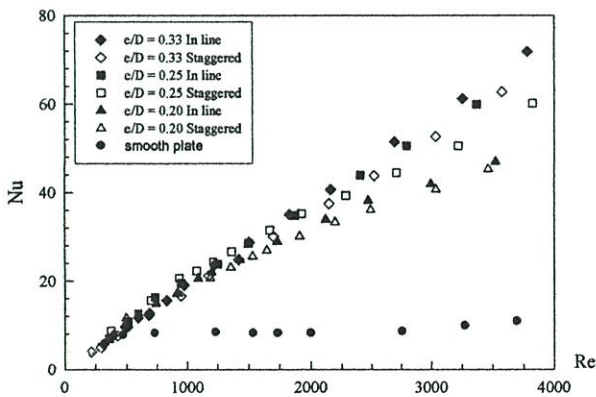
รูปที่ (4) ภาพตัดช่องขนานชนิดครีบตรง



รูปที่ (5) ภาพตัดช่องขนานชนิดครีบลีเยียง

5. ผลการทดลอง

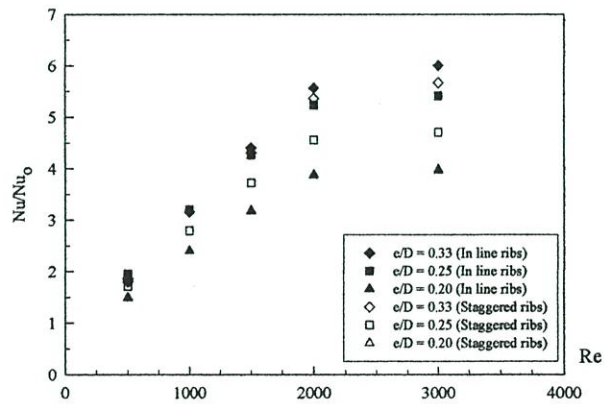
ผลของการทดลองแสดงในรูปความสัมพันธ์ต่างๆในรูปแบบกราฟได้ดังนี้



รูปที่ (6) การแปรเปลี่ยนของตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์

รูปที่ (6) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ในช่วง 500 ถึง 3,000 และค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nu) ของช่องขนานชนิดมีครีบวางตรงและครีบวางเยื้องที่สัดส่วนความสูงครีบต่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) ต่างๆ โดยจะเปรียบเทียบกับแผ่นช่องขนานผิวเรียบ จากกราฟจะพบว่าที่ลักษณะค่า Re ต่ำกว่า 500 ค่า Nu ของช่องขนานที่มีครีบและแผ่นเรียบจะมีค่าแตกต่างกันไม่มากนัก แต่เมื่อค่า Re มีค่าสูงขึ้นจนถึง 1,500 ช่องขนานชนิดมีครีบจะเริ่มมีค่าแตกต่างกันโดยที่ค่า Nu ของแผ่นครีบตรงจะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นมากกว่าแผ่นครีบลีเยียง โดยผลดังกล่าวเกิดจากพฤติกรรมการไหลที่เพิ่มขึ้นจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มสูงขึ้น โดยอากาศที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นนี้จะเป็นการไหลแบบทุกทิศทาง อากาศจึงมีเวลาและระยะทางสำหรับการถ่ายเทความร้อนจากผนังความร้อนเพิ่มมากขึ้น จึงทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น แต่หากพิจารณาสัดส่วนความสูงครีบต่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) พบว่าที่สัดส่วน e/D เท่ากับ 0.20 แผ่นครีบตรงและครีบลีเยียงจะมีค่า Nu ไม่แตกต่างกันมากนัก แต่เมื่อสัดส่วน e/D มีค่าสูงขึ้นค่า Nu ของแผ่นครีบตรง จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นมากกว่าแผ่นครีบลีเยียง จากผลดังกล่าวพบว่าเมื่อสัดส่วน $e/D = 0.20$ การจัดเรียงรูปแบบครีบตรงและครีบลีเยียงจะมีผลกระทบค่อนข้างน้อยต่อพฤติกรรมการไหลของอากาศ ดังจะพิจารณาได้จากค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่มีค่าไม่ต่างกันมากนัก ซึ่งผลดังกล่าวทำให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของการจัดเรียงครีบมีค่าใกล้เคียงกันด้วยเช่นกัน

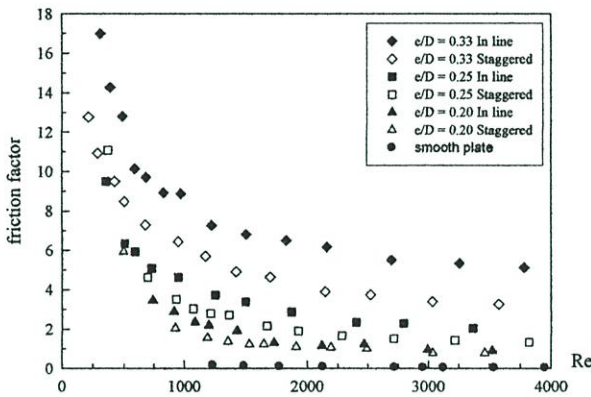
รูปที่ (7) แสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลท์ของช่องขนานมีครีบต่อช่องขนานแผ่นเรียบ พบว่าช่องขนานชนิดมีครีบวางตรงจะมีค่าตัวเลขนัสเซลท์สูงขึ้นเมื่อค่า Re มีค่าสูงขึ้นแต่จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในอัตราการเพิ่มที่น้อยลงเมื่อค่า Re มีค่าสูงขึ้น



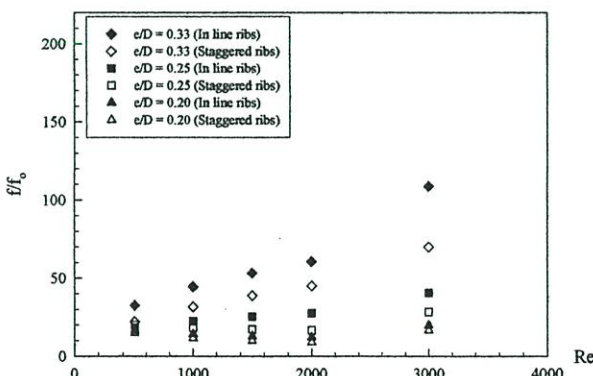
รูปที่ (7) การแปรเปลี่ยนของตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ช่องขนานมีครีบต่อช่องขนานแผ่นเรียบ

รูปที่ (8) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์ Re ในช่วง 500 ถึง 3,000 และแฟกเตอร์ความเสียดทาน (Friction factor) ของช่องขนานชนิดมีครีบวางตรงและครีบลีเยียง พบว่าในช่วงค่า Re ต่ำแฟกเตอร์ความเสียดทาน (f) ของช่องขนานที่มีครีบและแผ่นเรียบมีแนวโน้มที่ค่อนข้างสูง และมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อค่า Re เริ่มมีค่าเพิ่มมากขึ้น

ขึ้น และจะมีค่าลดลงในอัตราส่วนที่น้อยลงมากเมื่อค่า Re มีค่าสูงกว่า 2,000 โดยเมื่อพิจารณาค่าสัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) ต่างๆ พบว่าที่อัตราส่วน e/D เท่ากับ 0.20 ค่า f ของช่องขนานแผ่นครีบตรงและช่องขนานครีบเอียงจะมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก แต่เมื่ออัตราส่วน e/D ที่เพิ่มสูงขึ้นแผ่นช่องขนานชนิดครีบตรงจะมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่า f สูงกว่าช่องขนานชนิดครีบเอียง เมื่อวิเคราะห์ผลที่ได้พบว่าที่สัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) มากกว่า 0.20 การจัดวางแผ่นครีบตรงจะสามารถสร้างความปั่นป่วนของกระแสอากาศที่ไหลภายในได้มากกว่าแผ่นช่องขนานครีบเอียง ซึ่งพฤติกรรมดังกล่าวสอดคล้องกับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่มีค่าเพิ่มมากขึ้นอีกด้วย แต่ที่สัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) เท่ากับ 0.20 การจัดวางรูปแบบการวางครีบครีบจะมีอิทธิพลต่อพฤติกรรมการไหลค่อนข้างน้อยดังสังเกตได้จากค่าตัวประกอบแรงเสียดทานซึ่งมีค่าใกล้เคียงกัน



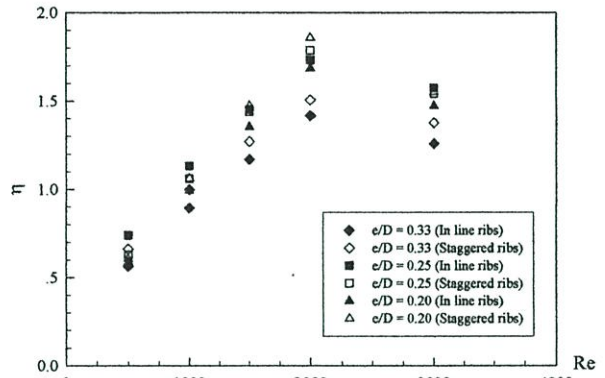
รูปที่ (8) การแปรเปลี่ยนของแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์



รูปที่ (9) การแปรเปลี่ยนของแฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของขนานมีครีบท่อช่องขนานเรียบ

รูปที่ (9) แสดงค่าเปรียบเทียบแฟกเตอร์ความเสียดทานของขนานมีครีบท่อช่องขนานแผ่นเรียบพบว่าช่องขนานชนิดมีครีบวางตรงมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงขึ้นเมื่อ Re มีค่าสูงและมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นมากกว่าแผ่นช่องขนานชนิดมีครีบวางเอียง

รูปที่ (10) แสดงค่าสัมพัทธ์ระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ในช่วง 500 ถึง 3,000 และประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของช่องขนานชนิดมีครีบตรงและครีบเอียง พบว่าที่อัตราส่วนสัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) เท่ากับ 0.20 แผ่นครีบตรงและครีบเอียงจะมีประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง แต่เมื่ออัตราส่วน e/D มีค่าสูงขึ้นค่าประสิทธิภาพ จะมีอัตราส่วนที่ลดลง



รูปที่ (10) การแปรเปลี่ยนของประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับตัวเลขเรย์โนลด์

6. สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองช่องขนานที่มีครีบสี่เหลี่ยมวางรูปตัว V พบว่าครีบที่วางรูปตัว V ภายในช่องขนานสามารถช่วยเพิ่มค่าตัวเลขนัสเซลท์ให้เพิ่มสูงขึ้นได้ โดยการเพิ่มขึ้นของค่าตัวเลขนัสเซลท์จะขึ้นอยู่กับ รูปแบบการไหลของอากาศภายในช่องขนาน โดยการไหลแบบปั่นป่วนจะทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์มีค่าสูงขึ้น รวมถึงการจัดรูปแบบครีบภายในช่องขนานโดยแผ่นครีบตรงจะมีแนวโน้มของค่าตัวเลขนัสเซลท์สูงกว่าแผ่นครีบเอียง แต่ที่อัตราส่วนสัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) เท่ากับ 0.20 แผ่นครีบวางตรงและครีบวางเอียงจะมีค่าตัวเลขนัสเซลท์ใกล้เคียงกัน

ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในช่องขนานที่มีครีบวางรูปตัว V พบว่าจะมีค่าสูงมากเมื่อค่า Re มีค่าต่ำและมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อค่า Re มีค่าสูงขึ้น เมื่อสัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) มีค่าสูงขึ้นไปจะทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วยเช่นกัน ส่วนการจัดรูปแบบแผ่นครีบวางตรงและแผ่นครีบวางเอียงพบว่าแผ่นครีบวางตรงจะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงกว่าแผ่นครีบวางเอียง แต่ที่อัตราส่วนสัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) เท่ากับ 0.20 แผ่นครีบวางตรงและครีบวางเอียงจะมีแฟกเตอร์ความเสียดทานใกล้เคียงกัน

ส่วนค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในช่องขนานที่มีครีบวางรูปตัว V พบว่าที่สัดส่วนความสูงครีบท่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) มีค่าสูงขึ้นไปทำให้ค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง แต่เมื่อ

อัตราส่วนสัดส่วนความสูงครีบริบต่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) มีค่าต่ำค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยที่อัตราส่วน e/D เท่ากับ 0.20 แผ่นครีบริบวางตรงและครีบริบวางเอียงจะมีประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง

7. กิตติกรรมประกาศ

ผลการวิจัยภายใต้โครงการนี้ได้รับการสนับสนุนจากเงินอุดหนุนโครงการวิจัย พัฒนาและวิศวกรรมจาก "ส่วนงานกลางสำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ"

เอกสารอ้างอิง

- [1] Kakac, S and Yener, Y., 1995 "Convective Heat Transfer", Florida, CRC Press, pp. 156-165.
- [2] Yakut, K. and Sahin, B., 2004, "Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers", Applied Energy Vol 78, pp 273 – 288.
- [3] Rajendra Karwa, 2003. Experimental, Studies of Augmented Heat Transfer and Friction in Asymmetrically Heated Rectangular Ducts with Ribs on The Heated wall in Transverse, Inclined, V-Continuous and V-Discrete Pattern, Int. Comm Heat Mass Transfer Vol. 30 No.2, pp.241-250.
- [4] Giovanni Tanda, 2004 . Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs, Int J. Heat and Mass Transfer 47 pp.229-243.
- [5] Benlu, Pei-Xue Jiang, 2006. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs. Experimental Thermal and Fluid science Vol.30, 6, pp. 513-521.
- [6] พงษ์เจต พรหมวงศ์ "การถ่ายเทความร้อน" ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, พ.ศ.2542 หน้า 225-252.
- [7] Webb R. L. 1992. Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA, pp. 166-194.

ประวัติผู้เขียน

นายสมพล สกกุลหลง เกิดเมื่อวันที่ 15 มีนาคม 2527 สำเร็จการศึกษาปริญญาตรี หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ในปีการศึกษา 2549 และเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปีการศึกษา 2549