

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบบหยัก

HEAT TRANSFER AUGMENTATION IN A PARALLEL-PLATE DUCT
USING CORRUGATED RIBS

วิษณุ อัมไพจิตร

WISANU AMPHAICHIT

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2552

KSMTL-2000-EN-M-080-189

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบหยัก

**HEAT TRANSFER AUGMENTATION IN A PARALLEL-PLATE DUCT
USING CORRUGATED RIBS**

วิษณุ อำไพจิตร

WISANU AMPHAICHIT

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2552

KMITL-2009-EN-M-030-139

**HEAT TRANSFER AUGMENTATION IN A PARALLEL-PLATE DUCT
USING CORRUGATED RIBS**

WISANU AMPHAICHIT

**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**

2009

KMITL-2009-EN-M-030-139

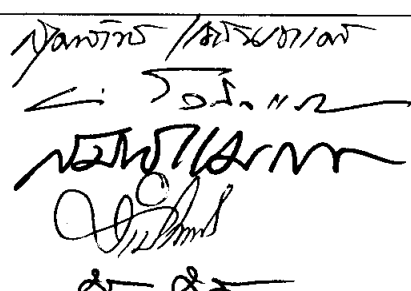
COPYRIGHT 2009

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบบหยัก
Thesis Title Heat Transfer Augmentation in a Parallel-Plate Duct using Corrugated Ribs
นักศึกษา นายวิษณุ อ่ำไพจิตร
รหัสประจำตัว 50060319
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2009-EN-M-030-139

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ดร.สุตาภัทร	แคว้นเขาเม็ง	
ผศ.มิ่ง	โลกิจแสงทอง	
รศ.ดร.สมิทธิ์	เอี่ยมสอาด	
รศ.ดร.จำลอง	ปราบแก้ว	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันจันทร์ที่ 28 กันยายน พ.ศ. 2552 เวลา 14.30-16.30 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 3 ห้องประชุม 2

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

KING MONGLUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRAK BANGKOK

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร.กอบชัย เดชหาญ)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 28 กันยายน พ.ศ. 2552

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบบั๊ก
นักศึกษา	นายวิษณุ อ่ำไพจิตร
รหัสนักศึกษา	50060319
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2552
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบบั๊กรูปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2$ และ 0.25 และสัดส่วนระยะพิชชั้ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว และติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบบั๊กแบบเอียงกันและแนวเดียวกัน โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวเป็นแบบปลั๊กความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant heat flux) ที่ท่อแผ่นขนานด้านบน และของไหลที่ใช้ในการทดลอง คือ อากาศ ในการทดลองจะใช้ความเร็วอากาศต่างๆ กัน โดยเลขเรย์โนลด์ส (Reynolds number) อยู่ในช่วง 5000 ถึง 23,000 โดยแสดงค่าการถ่ายเทความร้อนอยู่ในเทอมเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) จากการทดลองพบว่าชุดท่อแผ่นขนานที่ติดตั้งครีบบั๊กรูปตัววีโดยติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบบั๊กแบบแนวเดียวกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับชุดท่อแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบบั๊กแบบเอียงกัน และติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว โดยที่ค่า $e/H = 0.25$ และ $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 10.63 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 68.67 เท่า ตามด้วยชุดท่อแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบบั๊กแบบเอียงกัน มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 9.76 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 60.97 เท่า และชุดท่อแผ่นขนานติดตั้งครีบบั๊กที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 7.59 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 46.47 เท่า ซึ่งส่งผลให้สมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบตามลำดับดังนี้ 2.61, 2.49 และ 2.12 เท่า อย่างไรก็ตามสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงที่สุด คือ ชุดท่อแผ่นขนานที่ติดตั้งครีบบั๊กรูปตัววีโดยติดตั้งที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางครีบบั๊กแนวเดียวกัน ที่ $e/H = 0.10, PR = 1$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 2.91 เท่าที่กำลังขับเคลื่อนของไหลเท่ากัน

Thesis Title	Heat Transfer Augmentation in a Parallel-Plate Duct using Corrugated Ribs
Student	Mr. Wisanu Amphaichit
Student ID.	50060319
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2009
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

ABSTRACT

This research work presents the study of heat transfer enhancement in a parallel-plate duct heat exchanger fitted with various corrugated or multiple V-shaped ribs with the attack angle of 45° . The effects of rib to channel height ratios (e/H) of 0.05, 0.10, 0.15, 0.20 and 0.25; and rib pitch to channel height ratios ($PR=P/H$) of 1.0, 2.0 and 3.0 for a single value of rib transverse pitch equal to H are experimentally investigated. There are three rib arrangements: ribs mounted on the upper plate only and on the lower and the upper plates in staggered and in-line arrays. The experimental work is conducted in the duct with a constant surface heat flux on the upper plate only for Reynolds number ranging from 5000 to 23,000. The experimental results show that the in-line V-rib mounted on the lower and the upper plates provides the highest heat transfer and friction factor values than other V-ribs, especially for $e/H = 0.25$ and $PR = 1.0$. It is visible that the mean Nusselt number values are, respectively, about 10.63, 9.76 and 7.59-fold above the smooth channel without ribs while the mean friction factors are around 68.67, 60.97 and 46.47 times for in-line, staggered ribs and only ribs on the upper plate. The average thermal performance values at $e/H = 0.25$, $PR = 1.0$ are, respectively, seen to be 2.61, 2.49 and 2.12 for using the in-line, staggered ribs and only ribs on the upper plate. However, the maximum average thermal performance value is found to be 2.91 for the inline V-ribs with $e/H = 0.25$, $PR = 1.0$.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบก้นจะไม่สามารถส่งออกไปได้ด้วยดี ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้

รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษา ที่ให้คำปรึกษา และให้คำแนะนำมาด้วยดี โดยตลอด และ รศ.ดร.จำลอง ปรามแก้ว ที่สนับสนุนการวิจัยครั้งนี้

สำนักบริหารวิชาการ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่มอบทุนอุดหนุนวิทยานิพนธ์

พี่ๆ เพื่อนๆ น้องๆ ในกลุ่มวิจัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้า ทำให้งานวิจัยสำเร็จไปด้วยดี

พี่ชาย และพี่สาว ที่คอยให้คำปรึกษา ให้กำลังใจ และการสนับสนุนข้าพเจ้ามาด้วยดี โดยตลอด

คุณพ่อ คุณแม่ ซึ่งเป็นเหมือนครูคนแรกของข้าพเจ้า และเป็นทุกอย่างในชีวิตของข้าพเจ้า ตลอดทั้งชีวิตของข้าพเจ้าคงทดแทนบุญคุณของท่านไม่มีวันหมด

คุณพระ คุณเจ้า ที่คอยปกป้องรักษา และให้ข้าพเจ้าได้กราบไหว้

ขอขอบพระคุณทุกท่านที่มีส่วนร่วมทำให้งานวิจัยครั้งนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดีไว้ ณ โอกาสนี้

วิษณุ ย่ำไพจิตร

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	IX
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XVII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตงานวิจัย	3
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ	3
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	4
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทที่ 3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	11
3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	11
3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล.....	11
3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง.....	11
3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล	12
3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	12
3.3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	15
3.3.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้	15
3.3.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	16
3.3.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์	18

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement.....	30
3.3.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process.....	31
3.3.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness	32
3.4 วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	33
3.4.1 พลาสติก.....	33
3.4.2 แกรไฟต์.....	34
3.4.3 แก้ว	37
บทที่ 4 ทฤษฎี	38
4.1 กลศาสตร์ของไหล	38
4.1.1 สภาวะการไหล.....	38
4.1.2 ความเร็วเฉลี่ย	39
4.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	40
4.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทาน ในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	42
4.2 การถ่ายเทความร้อน	44
4.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย.....	45
4.2.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว	45
4.3 การสมดุลของพลังงาน	46
4.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	48
4.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	48
4.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม.....	49
4.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม	50
4.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	51
4.8 สมรรถนะเชิงความร้อน	52
บทที่ 5 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	54
5.1 การออกแบบ.....	54

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.1.1 พัดลม.....	54
5.1.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง.....	55
5.2 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	55
5.2.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	56
5.2.2 Supply Air.....	56
5.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	58
5.2.4 ถังพักลม.....	59
5.2.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์.....	59
5.2.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	60
5.2.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม.....	61
5.2.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ.....	62
5.3 อุปกรณ์การทดลอง.....	62
5.3.1 ครีบท่อนรูปตัววี.....	63
5.4 วิธีการทดลอง.....	66
บทที่ 6 ผลการทดลองและวิจารณ์.....	67
6.1 ผลการทดลองท่อมีผนังเรียบ.....	67
6.1.1 เลขนัสเซลท์ (Nusselt number).....	67
6.1.2 ตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor).....	68
6.2 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบท่อนที่ผิวบน.....	68
6.2.1 อิทธิพลระยะพิทซ์.....	68
6.2.2 อิทธิพลความสูงครีบท่อน.....	74
6.3 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบท่อนที่ผิวบนและผิวล่าง วางเยื้องกัน.....	79
6.3.1 อิทธิพลระยะพิทซ์.....	79
6.3.2 อิทธิพลความสูงครีบท่อน.....	85
6.4 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบท่อนที่ผิวบนและผิวล่าง วางแนวเดียวกัน.....	89
6.4.1 อิทธิพลระยะพิทซ์.....	89
6.4.2 อิทธิพลความสูงครีบท่อน.....	95

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.5 การสร้างสมการด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร (Multiple Linear Regression).....	102
6.5.1 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีปที่ผิวบน	103
6.5.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลล์ท์.....	103
6.5.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน	104
6.5.2 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีปที่ผิวบนแลผิวล่าง วางเยื้องกัน	105
6.5.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลล์ท์.....	105
6.5.2.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน	106
6.5.3 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีปที่ผิวบนแลผิวล่าง วางแนวเดียวกัน	107
6.5.3.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลล์ท์.....	107
6.5.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน	108
บทที่ 7 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	109
7.1 สรุปผลการทดลอง	109
7.2 ข้อเสนอแนะ	110
บรรณานุกรม	111
ภาคผนวก	113
ภาคผนวก ก.....	114
ภาคผนวก ข.....	116
ภาคผนวก ค.....	120
ประวัติผู้เขียน.....	127

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ.....	28
3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น	29
4.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน	51
5.1 แสดงลักษณะครีบก้นของตัววิของแต่ละกรณีศึกษา (ครีบบน)	64
5.2 แสดงลักษณะครีบก้นของตัววิของแต่ละกรณีศึกษา (วางเอียงกัน).....	65
5.3 แสดงลักษณะครีบก้นของตัววิของแต่ละกรณีศึกษา (วางแนวเดียวกัน).....	65
6.1 สรุปผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน กรณีครีบบน.....	99
6.2 สรุปผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน กรณีวางครีบบนเอียงกัน.....	99
6.3 สรุปผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน กรณีวางครีบบนแนวเดียวกัน	100
ก-1 แสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ	115

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden.....	5
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 Rajendra Karwa	7
2.4 รูปแบบครีบบนภายในท่อที่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa.....	7
2.5 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda	8
2.6 รูปแบบครีบบนภายในท่อที่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda	9
2.7 โคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Dong Hyun Lee.....	10
2.8 รูปแบบครีบบนภายในท่อที่เหลี่ยมของ Dong Hyun Lee	10
3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ.....	18
3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด	19
3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	19
3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube (a) one pass tube-side (b) two pass tube-side.....	20
3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคาบปลายป็น	21
3.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน	22
3.7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ	23
3.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม	24
3.9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	25
3.10 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง.....	26
3.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบถ้อยค	26
3.12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด	27
3.13 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์	28
3.14 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์.....	28
3.15 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน	30
3.16 การไหลแบบMultipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass. 31	
3.17 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection.....	32
3.18 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection	32
3.19 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูโซวี่.....	35

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.20 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้.....	35
3.21 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้วโดยมีเทฟลอน เป็นแผ่นยึดท่อและซีล	36
3.22 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว.....	36
4.1 การก่อตัวของบาวนด์คาร์เลเยอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	38
4.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ Δx สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	40
4.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	43
4.4 การก่อตัวของบาวนด์คาร์ทางความร้อนในท่อกลม.....	44
4.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ.....	46
4.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการติดแผ่นเกลียวบิด.....	52
5.1 ชุดทดลองรูปลี่เหลี่ยมผืนผ้า	56
5.2 Blower	57
5.3 Motor	57
5.4 Inverter	58
5.5 Orifice meter	58
5.6 Inclined manometer.....	59
5.7 ถังพักลม	59
5.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์	60
5.9 Data Logger FLUKE 2680A.....	60
5.10 คอมพิวเตอร์.....	60
5.11 Thermocouple	61
5.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer 475 Mark II Digital Manometer.....	61
5.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445	62
5.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบั๊ก.....	62
5.15 ชุดทดลองครีบบั๊กรูปตัววีมุม 45 องศา	63
5.16 การจัดวางครีบบแบบครีบบน	64
5.17 การจัดวางครีบบแบบเยื้องกัน	64
5.18 การจัดวางครีบบแบบแนวเดียวกัน.....	64

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขน้สเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีผนังเรียบ	67
6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อขนานมีผนังเรียบ.....	68
6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขน้สเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบห้ยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	69
6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขน้สเซลท์ต่อเลขน้สเซลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบห้ยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	70
6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบห้ยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	71
6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบห้ยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	72
6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขน้สเซลท์ต่อเลขน้สเซลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบห้ยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	73
6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบห้ยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	74

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูง ช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่อง ขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	75
6.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววี ทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	76
6.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูง ช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อ ความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูง ช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	77
6.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของ ท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่น ขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1,$ $2, \text{ และ } 3$	78
6.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบ หยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$ สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	79
6.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วน ระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$ สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่อง ขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	80
6.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนาน มีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	81

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของ ท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อ ความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	82
6.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง ช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05,$ $0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	83
6.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อแผ่น ขนานมีครีบทรงรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1,$ $2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	84
6.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูง ช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่อง ขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3	85
6.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงรูปตัววี ทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3	86
6.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูง ช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบท่อ ความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง ช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3	87

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของ ท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่น ขนานมีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1,$ $2,$ และ 3	88
6.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนีสเชิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบท่อ รูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	89
6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนีสเชิลท์ต่อเลขนีสเชิลท์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วน ความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วน ระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3	90
6.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนาน มีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	91
6.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของ ท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อ ความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	92
6.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนีสเชิลท์ต่อเลขนีสเชิลท์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูง ช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05,$ $0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	93
6.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่น ขนานมีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1,$ $2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25	94

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขน้สเชิลท์กับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	95
6.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขน้สเชิลท์ต่อเลขน้สเชิลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	96
6.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	97
6.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, \text{ และ } 3$	98
6.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขน้สเชิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขน้สเชิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2 \text{ และ } 3$	103
6.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2 \text{ และ } 3$	104

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขน้สเชิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขน้สเชิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบทความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3	105
6.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบทความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3	106
6.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขน้สเชิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขน้สเชิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบทความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3	107
6.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบทความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3	108
ข-1 Standard orifice plate	117
ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส	117
ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice).....	118
ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ	118

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	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m
e	ความสูงครีป, m
f	ตัวประกอบเสียดทาน
f_o	ตัวประกอบเสียดทานท่อแผ่นขนานผนังเรียบ
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W/m \cdot K$
L	ความยาวท่อ, m
\dot{m}	อัตราการไหลของของไหล, kg/s
Nu_D	เลขนัสเซิลท์
Nu_o	เลขนัสเซิลท์ท่อแผ่นขนานผนังเรียบ
n	ค่าคงที่
η	สมรรถนะเชิงความร้อน
P	เส้นรอบรูป, m
Pr	เลขพลาตันท์
p	ระยะพิคซ์
Δp	ความดันตกของของไหล, N/m^2
Q	อัตราการไหลของของไหล, m^3/s
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m^2
R	ค่าคงที่ของแก๊ส, $J/kg \cdot K$

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

Re_D	เลขเรย์โนลด์ส์
r	รัศมีที่ตำแหน่งใดๆ, m
r_o	รัศมีท่อกลม, m
St	เลขสแตนตัน
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}	การจ่ายกำลังให้พัดลม, J/s
x	ความยาวที่ตำแหน่งใดๆ, m
x_{fd}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
x_{fdt}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m
α	มุมปะทะของครีป
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

ในปัจจุบันความต้องการพลังงานมีมากขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญมากขึ้น ทำให้มีการใช้พลังงานในปริมาณมากขึ้น จะเห็นได้ว่าวงการอุตสาหกรรม ได้พัฒนาไปอย่างรวดเร็ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์แบบหนึ่งที่สำคัญพบได้บ่อยๆ ในทางวิศวกรรม เช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย หลายประเทศพยายามที่จะหาวิธีเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากที่สุด ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบจึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่จะเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากขึ้น

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

จากงานวิจัยที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบบตัวนั้น มีนักวิจัยจำนวนไม่น้อยได้ทำการศึกษาถึงตัวแปรต่างๆ เพื่อช่วยเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อน

การเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อแผ่นขนานได้มีการศึกษาดังนี้ Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow [4] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบบ, มุมครีบบ และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีบบถูกคิดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 3000 - 30,000$ พบว่าการจัดครีบบแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีบบแนวเฉียง, และรูปร่างของครีบบมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากผลการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีบบมีมุม 45 องศา Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee [8] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบบรูปตัววีมุม 45 องศา และครีบบรูปตัววีมุม 60 องศา แบบแรกแนวครีบบรูปตัววีมุม 45 องศาและแนวครีบบรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และอีกแบบแนวครีบบรูปตัววีมุม 45 องศา และแนวครีบบรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางตรงข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 15,000 - 90,000$ พบว่าแนวครีบบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหล ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าแนวครีบบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบบรูปตัววีมุม 60 องศาให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าครีบบรูปตัววีมุม 45 องศา ส่วนในด้านสมรรถนะเชิง

ความร้อนครีปรูปตัววีมีทิศทางการไหลให้ค่ามากกว่าครีปรูปตัววีมีทิศทางการไหล โดยครีปรูปตัววีมุม 45 องศา มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าครีปรูปตัววีมุม 60 องศา Dong Hyun Lee and Dong-Ho Rhee [20] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน และกำลังงานที่ใช้การขับปั๊มในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีปรูปตัววีติดตั้งที่ผิว ทำมุม 60 องศาแบบครีปรูปตัววีเดี่ยว ต่อเนื่อง และครีปรูปตัววีมุม 45 องศาหลายครีปรูปตัววีวางสลับแถว เลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 10,000 - 30,000$ โดยเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) เท่ากับ 75, 50, 38.4 ค่า aspect ratio เท่ากับ 3, 5, 6.8 สัดส่วนความสูงครีปรูปตัววีต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.078 และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีปรูปตัววี (P/e) เท่ากับ 10 จากผลการทดลองพบว่าครีปรูปตัววีมุม 60 แบบครีปรูปตัววีเดี่ยวต่อเนื่อง องศาให้การถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีปรูปตัววีมุม 45 องศาหลายครีปรูปตัววีวางสลับแถว และการใช้กำลังงานที่ใช้การขับปั๊มครีปรูปตัววีมุม 45 องศาหลายครีปรูปตัววีวางสลับแถวจะใช้น้อยกว่าครีปรูปตัววีมุม 60 แบบครีปรูปตัววีเดี่ยวต่อเนื่อง

จากข้อมูลข้างต้นนี้จึงมีแนวคิดในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น และต้องลดการสูญเสียความดันให้น้อยลง จึงได้ทำการติดตั้งครีปรูปตัววีมีลักษณะหยักคล้ายรูปตัววี โดยทำมุมปะทะกับทิศทางการไหลของของไหลเป็นมุม 45 องศา แนวครีปรูปตัววีมีทิศทางการไหลและการไหลและมีทิศทางการไหลตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดพื้นที่หน้าตัดของขนานเพื่อลดแรงต้านที่อากาศกระทำกับแนวครีปรูปตัววี จากผลการทดลองพบว่ามีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น และการสูญเสียความดันน้อยลง จึงทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงขึ้น

1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย

- 1.2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนติดตั้งครีปรูปตัววี
- 1.2.2 ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อมผ่านท่อแผ่นขนานที่มีครีปรูปตัววี
- 1.2.3 ศึกษาผลของสัดส่วนความสูงครีปรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน (e/H) สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน (PR) และการจัดวางครีปรูปตัววี
- 1.2.4 เปรียบเทียบผลการทดลองของท่อแผ่นขนานมีครีปรูปตัววีกับท่อแผ่นขนานผนังเรียบ

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

- 1.3.1 ทดสอบเพื่อหาค่าเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน
- 1.3.2 ของไหลในการทดสอบ คือ อากาศ
- 1.3.3 ความเร็วอากาศอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ 5000 - 23,000

1.3.4 การให้ความร้อนที่ผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่(Constant heat flux) โดยให้ที่ผิวด้านบนของท่อแผ่นขนานเพียงด้านเดียว

1.3.5 ครีบริบหักรูปตัววีทำมุมปะทะ 45 องศา กับทิศทางการไหล มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.2$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

1.3.6 ติดตั้งครีบริบที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว และติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบริบแบบเยื้องกันและแนวเดียวกัน

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.4.1 สมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น

1.4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.4.3 สามารถนำหลักการ ไปประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรมอื่นๆ

1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

1.5.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมการไหลของอากาศ และผลของรูปร่างครีบริบและตำแหน่งการติดตั้งครีบริบ

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนติดตั้งครีบริบหักรูปตัววี

1.5.4 ศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนอยู่ในรูปเลขนัสเซลท์(Nusselt number) และการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor)

1.5.5 เก็บผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

1.5.6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

ปัจจุบันเป็นที่ทราบกันดีว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น อุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมมาก เช่น หม้อไอน้ำ เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ในกระบวนการผลิต เป็นต้น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ เหล่านี้เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานค่อนข้างมากอีกด้วย ดังนั้นการหาแนวทางในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิผลในกระบวนการผลิตและยังเป็นการลดการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตได้อีกด้วย

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

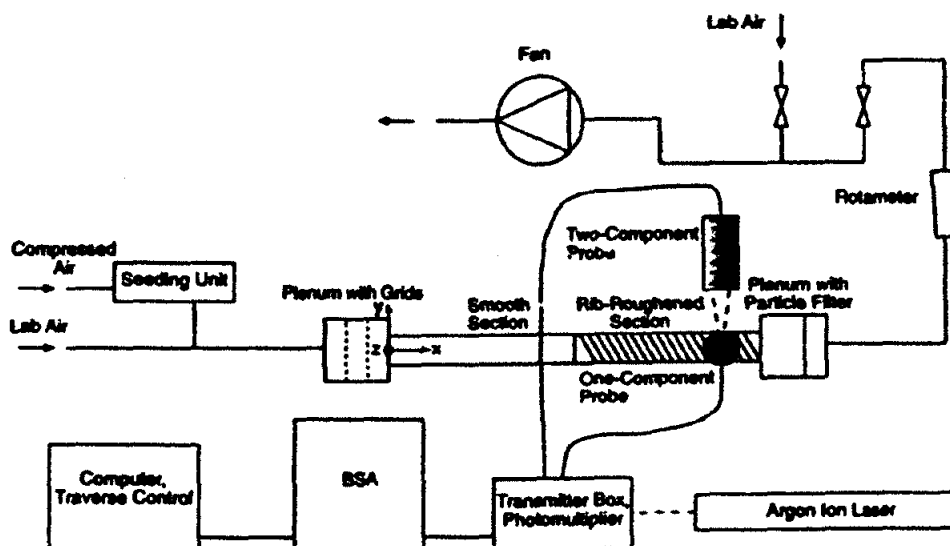
Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow (1978) [4] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบริบ, มุมครีบริบ และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียคทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีบริบถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 3000 - 30,000$ พบว่าการจัดครีบริบแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีบริบแนวเฉียง, และรูปร่างของครีบริบมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียคทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากผลการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีบริบมีมุม 45 องศา

Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee (1991) [8] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศา และครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา แบบแรกแนวครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศาและแนวครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และอีกแบบแนวครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศา และแนวครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางตรงข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 15,000 - 90,000$ พบว่าแนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าแนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศาให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศา ส่วนในด้านสมรรถนะเชิงความร้อนครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่ามากกว่าครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศา มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา

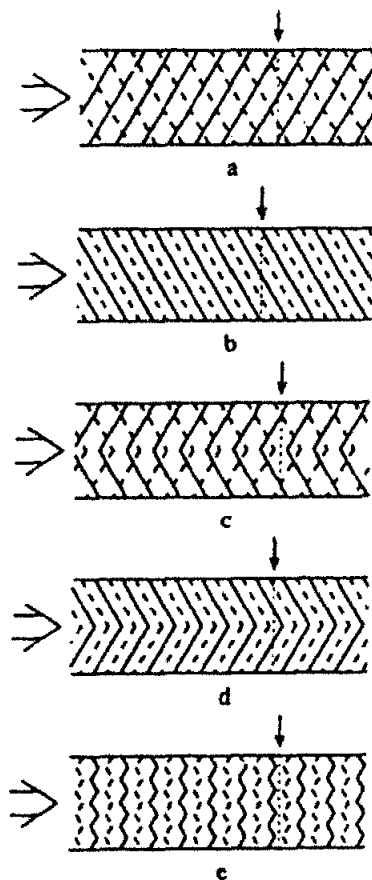
Taslim, M.E., T. Li, and D.M. Kercher (1996) [11] รายงานค่าเลขนัสเซลท์ที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบริบ รูปร่างครีบริบรูปตัววี และความไม่ต่อเนื่องครีบริบ (แนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด)

บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่นๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อน พบว่าค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุดเมื่อแนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางทางตรงข้ามกับการไหล

Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén (1998) [12] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 500 - 15,000$ ค่า aspect ratio ของท่อสี่เหลี่ยมคือ 1-8, และครีบริบถูกติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ทำการทดสอบครีบริบต่างๆ ดังนี้ ครีบริบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบริบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบริบรูปตัววีถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบริบรูปตัววีถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม และครีบริบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกัน (แนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ j (Colburn heat transfer factor) และตัวประกอบ f (Fanning friction factor) พบว่าครีบริบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกันให้ค่าตัวประกอบ j และค่าตัวประกอบ f มากกว่าครีบริบอื่นๆ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 1000 - 2000$



รูปที่ 2.1 ไลอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén

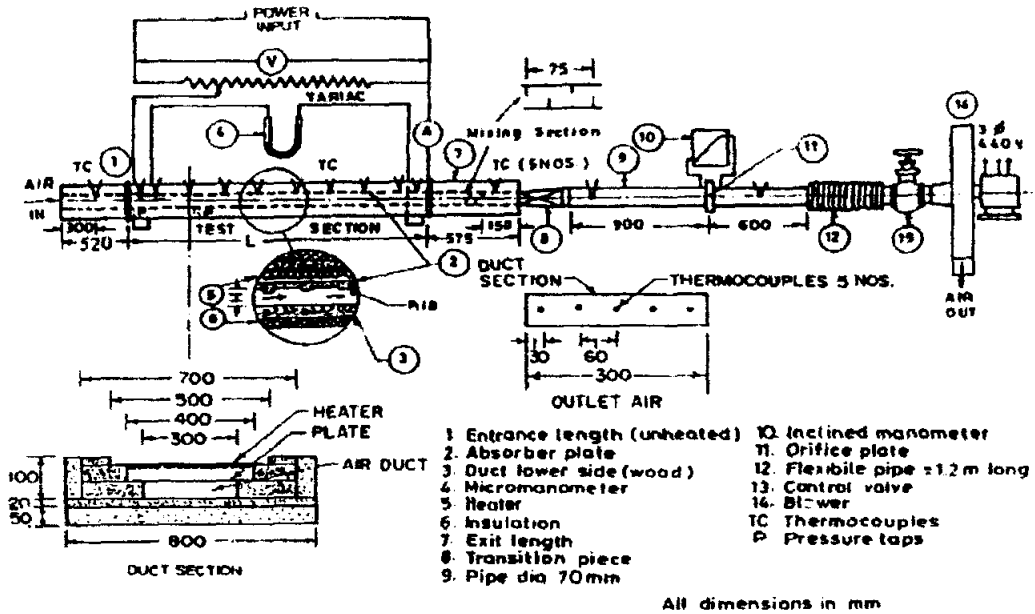


รูปที่ 2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube

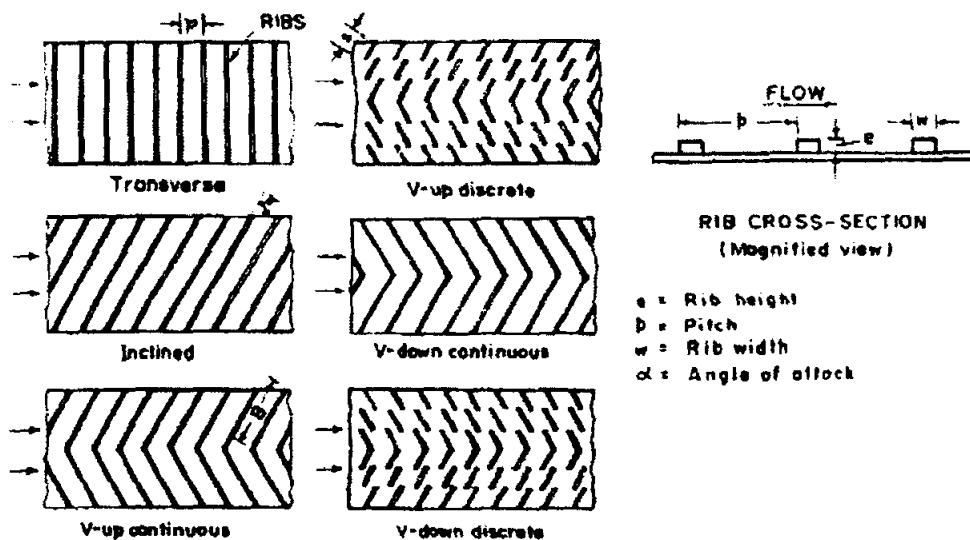
Choi C, Rhee DH and Cho HH(2002) [16] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสและความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux) โดยติดครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลที่ผิว ทำมุม 45 องศา จากผลการทดลองพบว่า ครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล

Rajendra Karwa (2003) [17] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อเหลี่ยมที่มีครีบริบวางอยู่หนึ่งด้าน โดยครีบริบที่ทดสอบมีลักษณะเป็นครีบริบตรง ครีบริบเอียง ครีบริบตัววี ทั้งในลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยอุปกรณ์ที่ทดสอบมีสัดส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และสัดส่วนระยะพิชช์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) เท่ากับ 10 โดยครีบริบรูปตัววีที่ทดสอบเป็นครีบริบรูปตัววีทำมุม 60 องศา และครีบริบแบนมุม โดยทำการ

ทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 2800 - 15,000$ และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux)



รูปที่ 2.3 โดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa



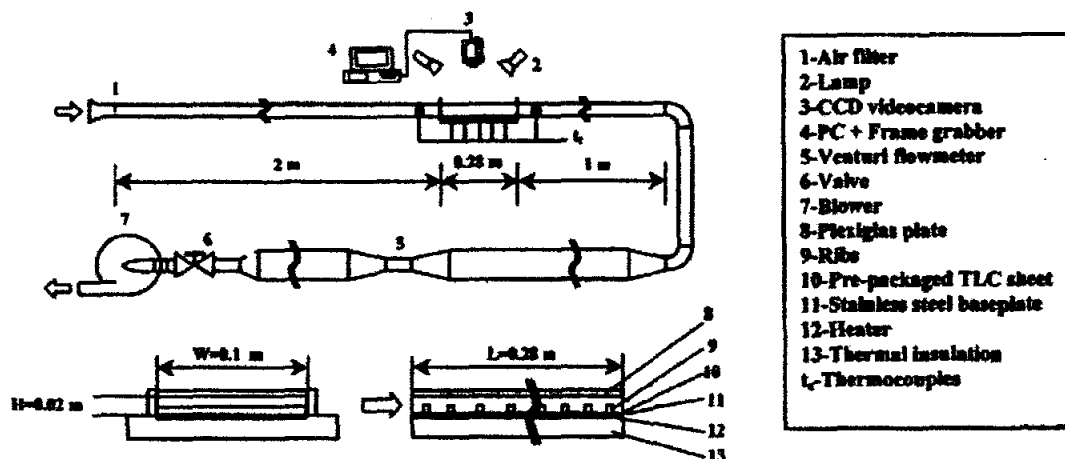
รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบบนท่อยี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa

จากผลการทดลองพบว่าแผ่นครีบบรูปตัววียาวต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบบรูปตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบลักษณะต่างๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนตัน (Stanton number) สำหรับแผ่นครีบบรูปตัววีมี

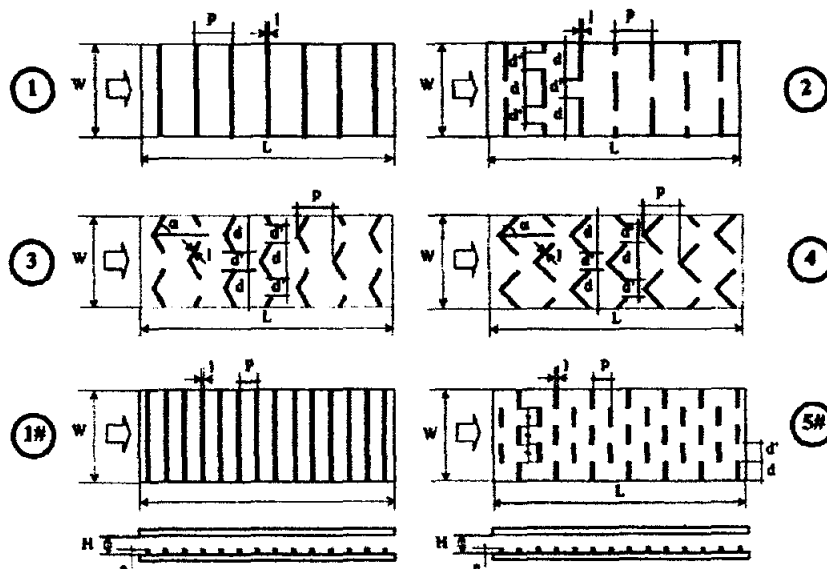
ทิศทางการตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบริบตรง

Gao X and Sunden B (2004, 2001)[18, 15] ได้ทำการวัดลักษณะการไหลในช่องขนานที่ติดครีบริบตัววีมีทิศทางการเดียวกับการไหลและครีบริบตัววีมีทิศทางการตรงข้ามกับการไหล โดยใช้เครื่องมือ laser Doppler velocimetry and smoke visualization เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม จากผลการทดลอง ได้ข้อสรุปดังนี้ครีบริบตัววีมีทิศทางการตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าครีบริบตัววีมีทิศทางการเดียวกับการไหล

Giovanni Tanda (2004) [19] ทำการศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบยาวต่อเนื่องและครีบริบยาวไม่ต่อเนื่อง โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 8900 - 28,500$ สัดส่วนความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.09 และ 0.15 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) เท่ากับ 8 และ 13.3 และสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงแผ่นช่องขนานเท่ากับ 0.15 และ 0.25



รูปที่ 2.5 ไดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda

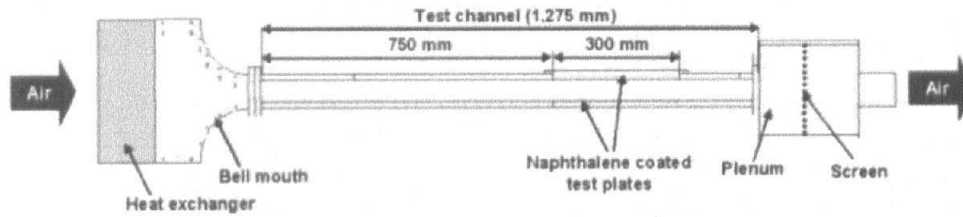


รูปที่ 2.6 รูปแบบครีบบนภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda

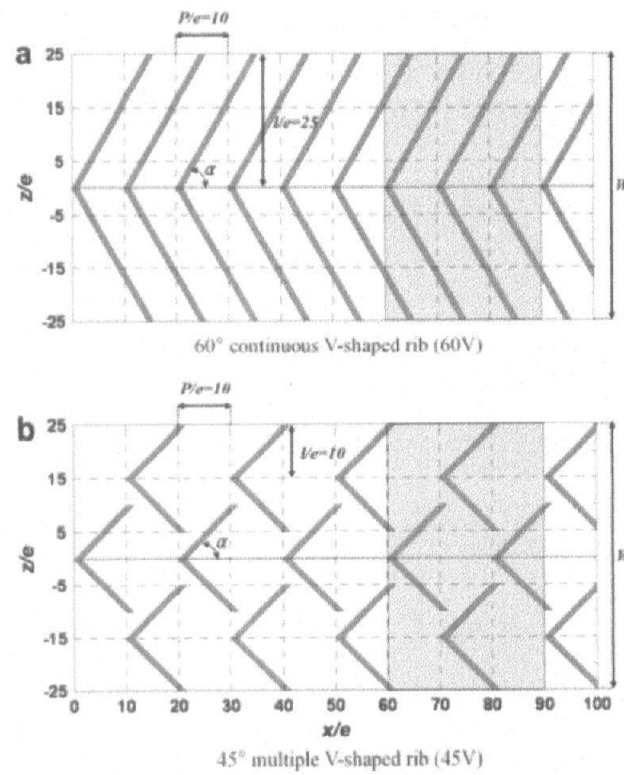
โดยครีบบีความหนา (l) 3 มิลลิเมตร มีความสูง (e) 3 และ 5 มิลลิเมตร และมีระยะพิทช์ (P) 40 มิลลิเมตร แผ่นครีบบรูปตัววีมุม 45 และ 60 องศา และครีบบยาวไม่ต่อเนื่องมีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบบ (d') 20 มิลลิเมตร

จากผลการทดลองพบว่าครีบบนภายในท่อสี่เหลี่ยมสามารถเพิ่มค่าสมรรถนะเชิงความร้อนให้มากขึ้น โดยขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางครีบบและรูปแบบครีบบ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความสูงครีบบมีค่าเพิ่มขึ้น ครีบบยาวไม่ต่อเนื่องที่ระยะพิทช์ 50 มิลลิเมตร มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าที่ระยะพิทช์ 30 มิลลิเมตร ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงครีบบมีค่าลดลง

Dong Hyun Lee and Dong-Ho Rhee (2009) [20] ทำการศึกษาแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน และกำลังงานที่ใช้การขับปั๊มในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบรูปตัววีติดตั้งที่ผิว ทำมุม 60 องศาแบบครีบบเดี่ยวต่อเนื่อง และครีบบรูปตัววีมุม 45 องศาหลายครีบบวางสลับแถว ค่าเลขเรย์โนลด์ส $Re = 10,000 - 30,000$ โดยเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) เท่ากับ 75, 50, 38.4 ค่า aspect ratio เท่ากับ 3, 5, 6.8 สัดส่วนความสูงครีบบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.078 และสัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงครีบบ (P/e) เท่ากับ 10 จากผลการทดลองพบว่าครีบบรูปตัววีมุม 60 แบบครีบบเดี่ยวต่อเนื่องให้การถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีบบรูปตัววีมุม 45 องศาหลายครีบบวางสลับแถว และการใช้กำลังงานที่ใช้การขับปั๊มครีบบรูปตัววีมุม 45 องศาหลายครีบบวางสลับแถวจะใช้น้อยกว่าครีบบรูปตัววีมุม 60 แบบครีบบเดี่ยวต่อเนื่อง



รูปที่ 2.7 โค้ดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Dong Hyun Lee



รูปที่ 2.8 รูปแบบครีบบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Dong Hyun Lee

บทที่ 3

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมหมายถึง เครื่องมือใดๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะสูง 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 ซึ่งทำให้สมรรถนะของเครื่องลดลง

3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

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

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้

แล้ว ในกรณีที่มีการเดินเครื่องเป็นแบบพัทๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวด้านสัมผัสของของไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวด้านสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวด้านสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวด้านสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะ โดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะเดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานต่างๆ ไป จะเป็นที่พอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณี โดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือได้ช่วงอุณหภูมิและความดันตั้งแต่ค่าต่ำๆ จ ค่าสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุด อาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักร้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่นถ้าต้นทุนในการผลิต (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 และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell and Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่นคอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อนและกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไปของลักษณะเด่นของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้าน การออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้มีสมรรถนะดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดคือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

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

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

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ อุณหภูมิของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก, อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้อง ให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อ ใ้

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 และเพลนตันน์มเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่า สหสัมพันธ์ (Correlation)

3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรมของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด, เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, ขนาดครีป ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีป และอื่นๆ

4. ความสัมพันธ์ระหว่าง ϵ -NTU (ϵ -NTU Relation) เนื่องจากวิธี ϵ -NTU ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัด 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) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อนและความเสียดทานการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัด ถูกใช้ในเทอม j และ f และ plot กราฟ ในเทอมของ Reynolds number และ ข้อมูล h , f และ Re ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหพันธ์ (Correlation)

6. ประสิทธิภาพครีป (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีป (η) และประสิทธิภาพของพื้นที่ครีป (η') ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีป และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่ครีปควรถูกจัดทำ

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

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหาและเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงถูกคำนวณ การแก้ปัญหาของ Rating Problem จะถูกคอมพิวเตอร์นำมาคิดแทน

Sizing Problem ถ้าปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับขนาด, น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงราคาด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูกแก้ปัญหา และขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงาน โดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่จะถูกทำให้เกิดสถานะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธีหลายๆ วิธี อาจจะถูกนำมาใช้ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็

จะถูกปรับให้เหมาะกับแต่ละกรณีที่เกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวกับพื้นที่ผิวที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และ ช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิตถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มพื้นที่ผิว เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสุครีบ, ความหนาครีบ, ระยะห่างระหว่างครีบ, ค่าการนำทางความร้อนครีบ, ความยาวครีบ, อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลงจากการแก้ปัญหาของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง

3.3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธีคือวิธีแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.3.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสถานะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสถานะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

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

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

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซ ซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน 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 หม้อไอน้ำแบบท่อ (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป แลเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.3.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอน้ำ ดังนั้นรูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

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

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน

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

5. เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่นหน้าของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยของค้ประกอบจุดเดือดต่ำที่

อยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซั้มีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกालน้ำแข็งความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอที่ควบแน่นได้ ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่น ใช้น้ำให้กลับเป็นน้ำ

7. เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกถัน แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากขอดของหอกถัน

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกถัน แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่นส่วนหนึ่งของไอที่ออกมาจากขอดของหอกถันให้เป็นของเหลว

9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหล เพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

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

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

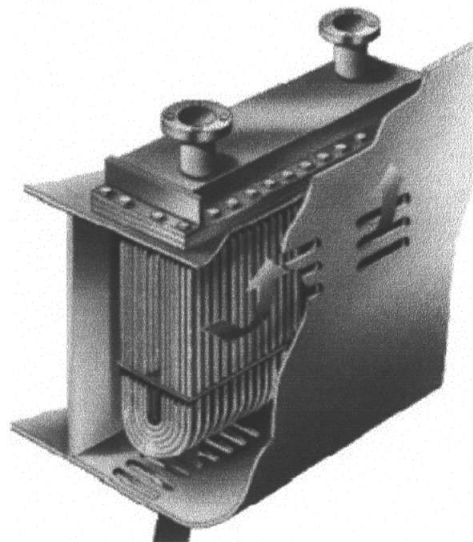
จุดประสงค์ของตั้งแต่ (1) เครื่องระเหย จนถึง (5) เครื่องต้มซั้ คือการให้ความร้อนแก่ของไหล ส่วนจุดประสงค์ของ (6) เครื่องควบแน่น จนถึง (10) เครื่องทำให้เย็น คือการดึงเอาความร้อนออกจากของไหล อนึ่งจุดประสงค์ของ (11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือทั้งให้และดึงความร้อนแหล่งความร้อนที่นิยมใช้ในการให้ความร้อน คือ ใช้น้ำ แต่ในบางครั้งแหล่งความร้อนอาจจะเป็ของเหลว เช่น น้ำมันร้อน และน้ำร้อน เป็นต้น หรือเป็นก๊าซเฉื่อยอุณหภูมิสูง เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และก๊าซไนโตรเจน หรือเป็นก๊าซทิ้งที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง

โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้สมอกับหอกถัน ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันมีหอกถันจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกถันหนึ่งหอกจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้นจึงทำให้เราสามารถคาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.3.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

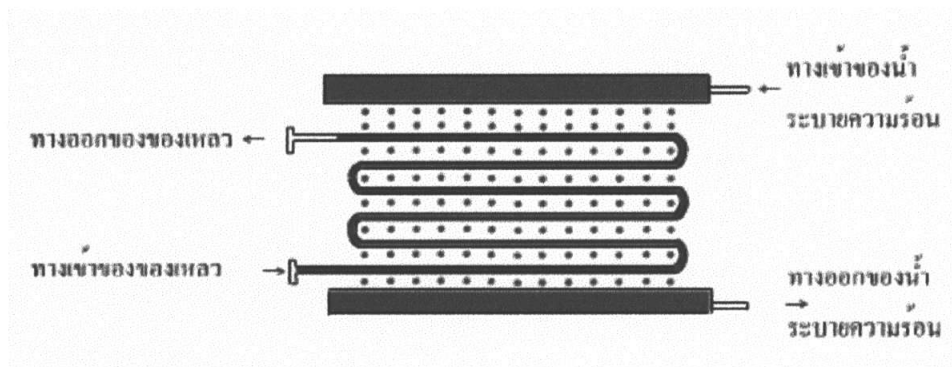
1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่าย ๆ และราคาข้อมเยา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อย ๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าเครื่องประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียด วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระจกอินฟาเรด เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Rasin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ



รูปที่ 3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

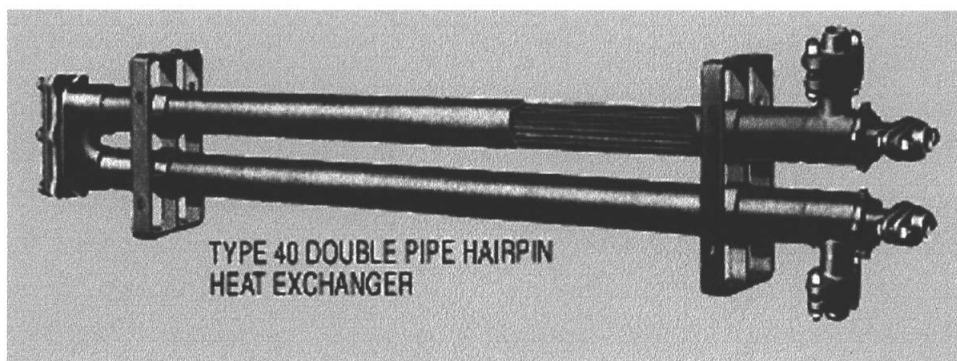
2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อนโดยการปล่อยให้ของเหลวไหลลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเกิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรงและส่วนโค้ง (Bend) และสามารถ

วางซ้อนกันหลายๆชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะ โอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ



รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด

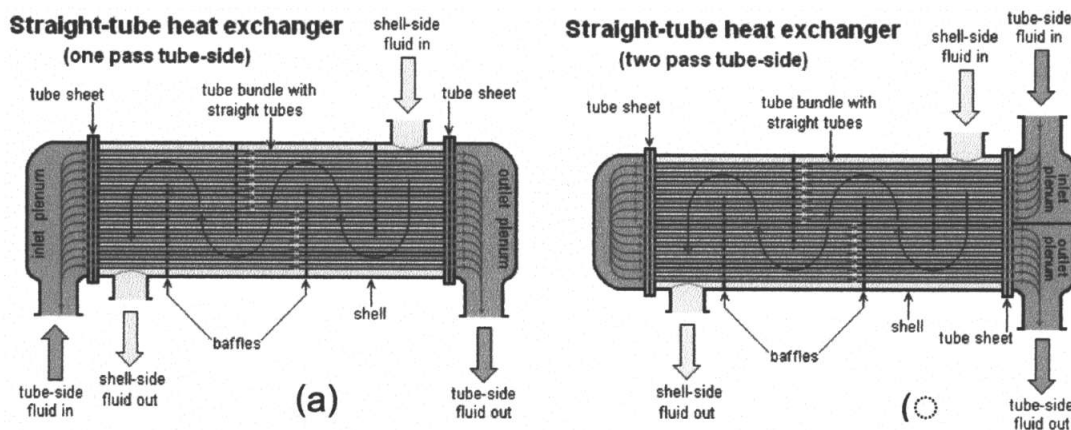
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-Bend) ดังรูปที่ 3.3 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

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

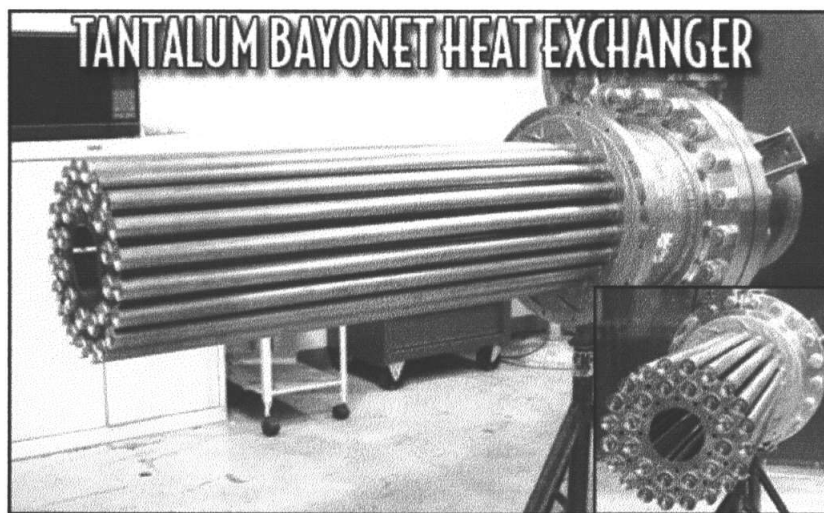
4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle, shell, front and rear end header, and baffles เป็นตัวใช้ในการสนับสนุน (support) tube ทำให้เพิ่มการเป็นเทอร์บูเลนซ์ 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 ไม่จำเป็นต้องติดครีบกเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ liquid to gas ครีบกจะต้องถูกตัดเข้าไปใน 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 steel furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบกเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer



รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube (a) one pass tube-side (b) two pass tube-side

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน

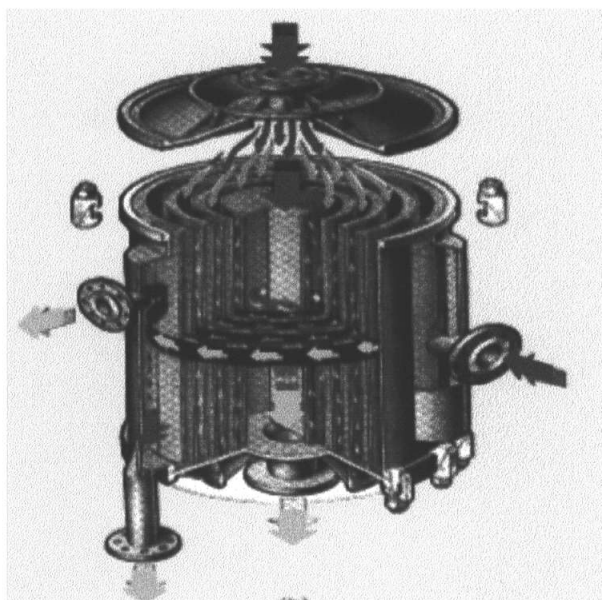
เส้นทางไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอก ซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเซลล์ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้ สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเซลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าไปในภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรง เพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเซลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืนมีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น



รูปที่ 3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

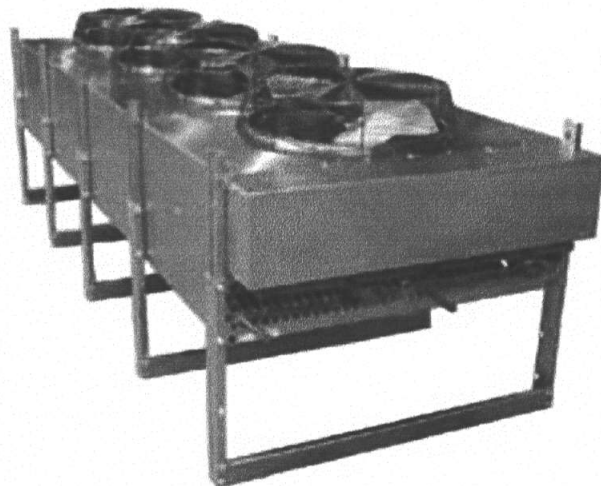
โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วย ท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายๆ ชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อยโดยโครงสร้าง นอกจากการผลิต การซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป



รูปที่ 3.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

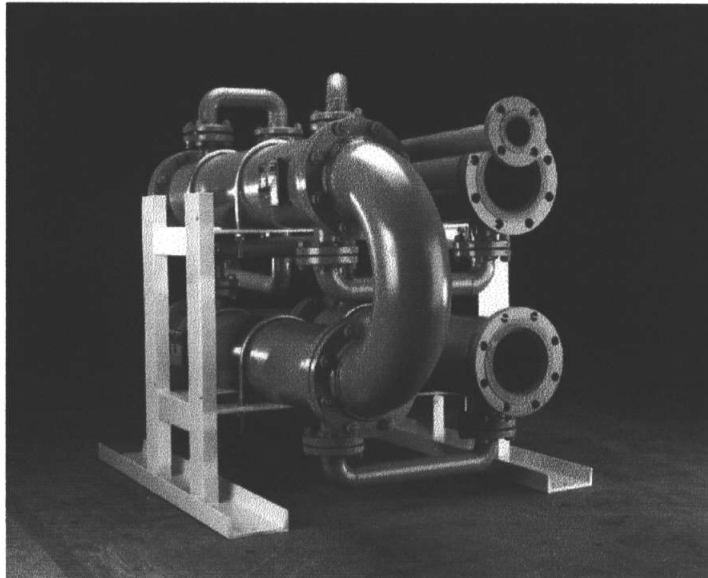
เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบคือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีป (Fin) โค้งเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced-Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือ ไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อดีอย่างอื่นคือค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ตาม ไรก็ตามข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงคังต่อใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี



รูปที่ 3.7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

8. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถังเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือโครงสร้างเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังตวงให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชุดท่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้นของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรียอน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

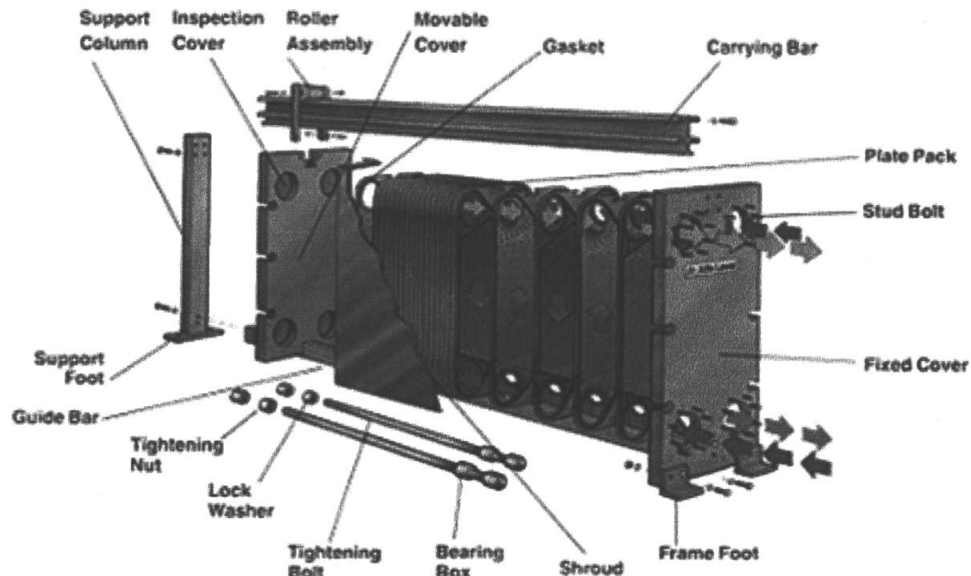


รูปที่ 3.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

9. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นคือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่น มาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้ โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และส่วนเว้า ปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่นคือ สามารถถอดเป็นแผ่นๆออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาที่ง่าย 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 มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหล

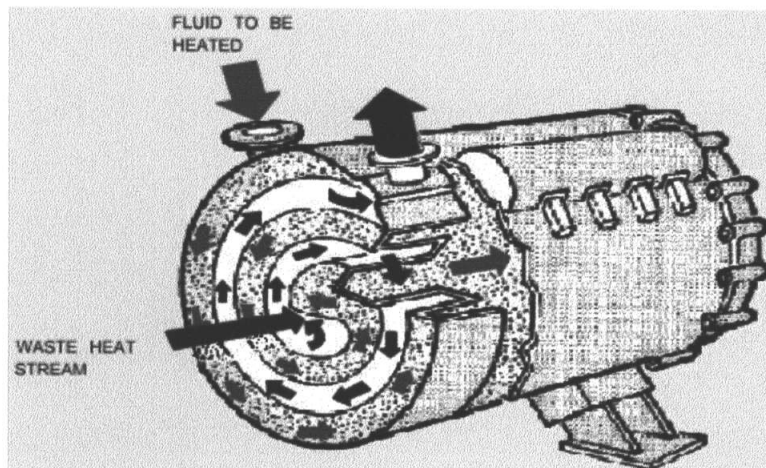
เหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆแผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ในภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)



รูปที่ 3.9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

10. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

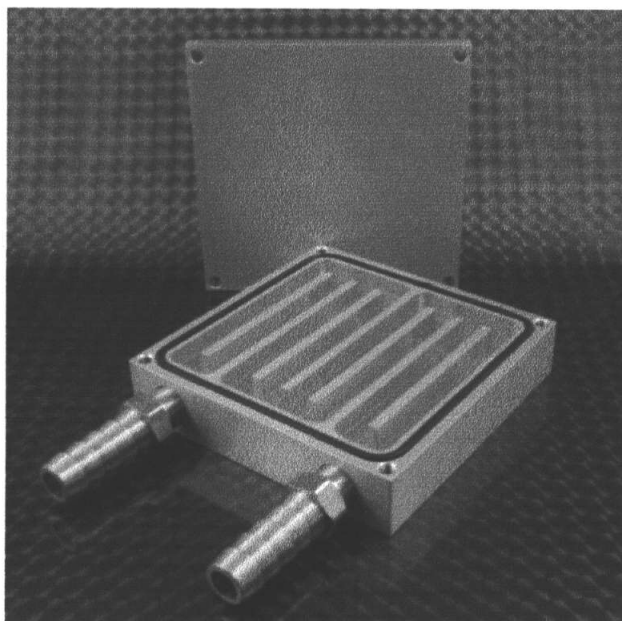
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยืดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสมคือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ



รูปที่ 3.10 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอก

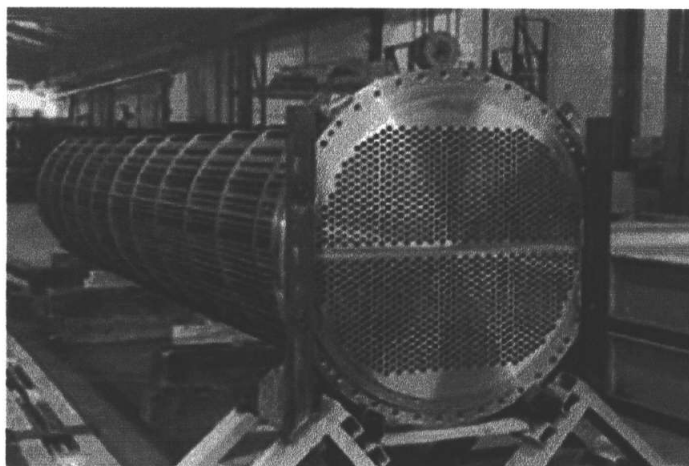
ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อนผกผันกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอกซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ ก็อนๆ เดียว โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 3.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอก

12. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด

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

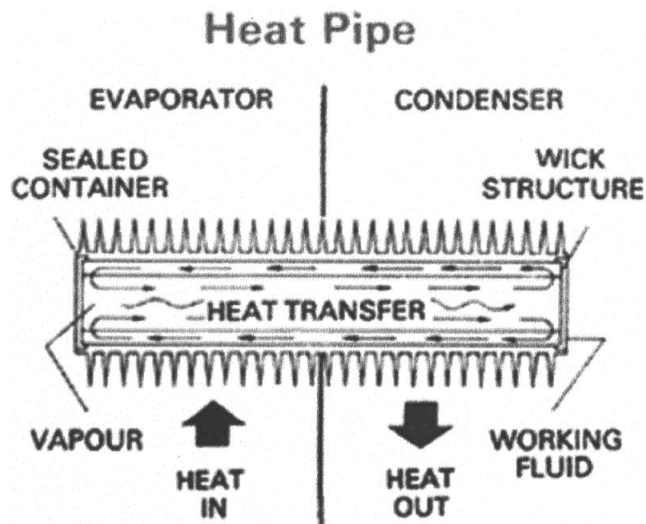


รูปที่ 3.12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด

13. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

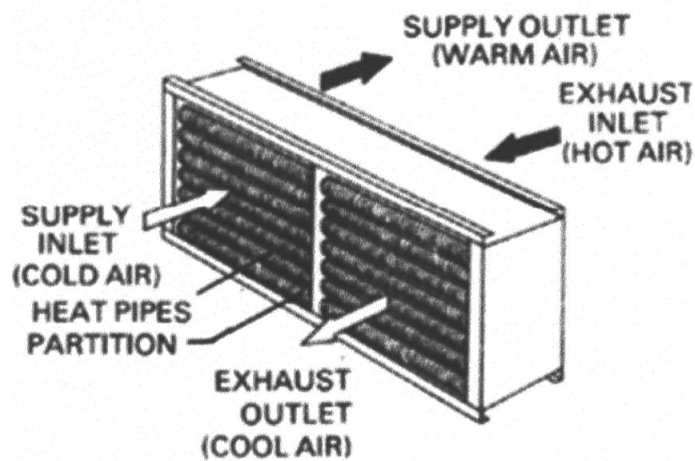
เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง และมีสมรรถนะสูง แม้ว่าผลต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน (heat source) และแหล่งรับความร้อน (heat sink) มีค่าน้อยกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ประกอบด้วยฮีทไปป์ ซึ่งเป็นท่อปิดผนึก ภายในบรรจุวิกซ์ (Wick) และของเหลวใช้งาน (Working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

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 3.13 กล่าวคือ เมื่อฮีทไปป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิกซ์ ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกซ์จะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันต่ำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปช่วงการระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกซ์ รูปที่ 3.13 และ 3.14 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีทไปป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.13 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์

Heat Pipe Heat Exchanger



รูปที่ 3.14 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

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

ตารางที่ 3.2 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 3.1
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ
4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)

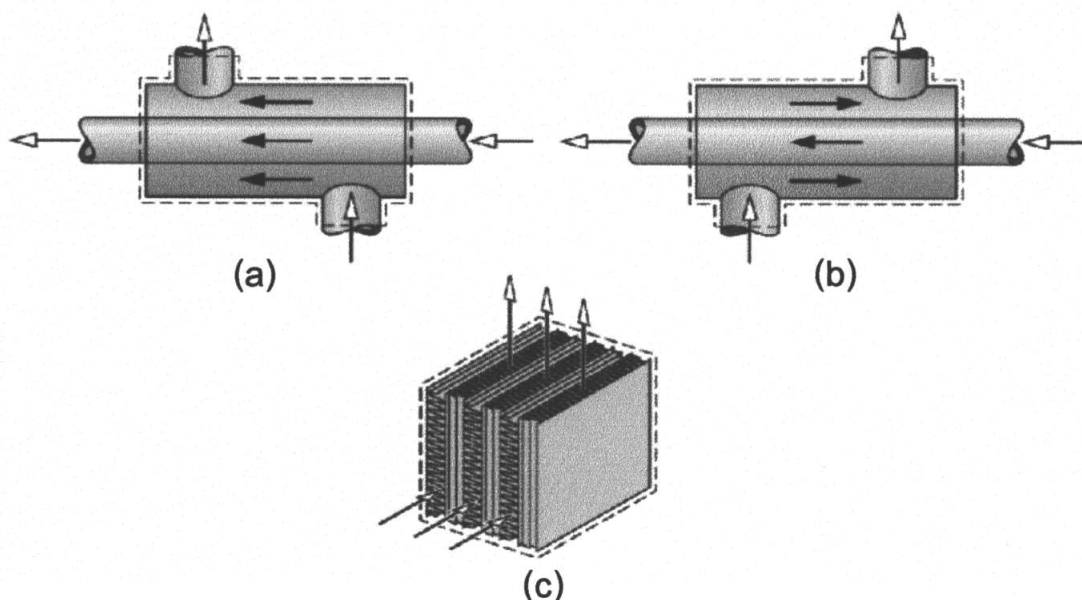
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่น ในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด, ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์,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

การอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทั้งจากหม้อไอน้ำ, ในการระบายความร้อนจากระบบเบรคของเครื่องบิน, เตาเผาขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นในอดีตรามีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ กับอุปกรณ์ประเภทอื่นๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basilius ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่างๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 3.2

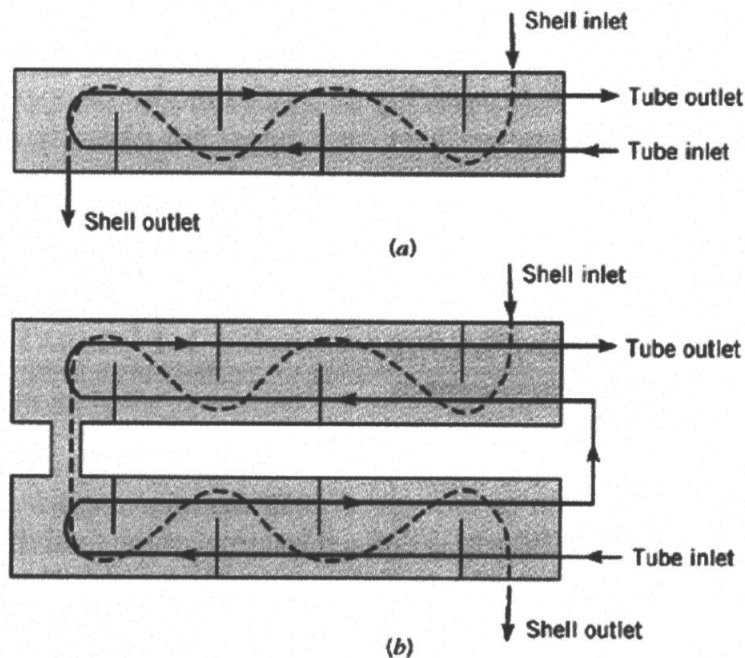
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การหลุดลุ่ยของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การสกปรกของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวิกต์ได้บางครั้ง วิกต์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทัน ของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

3.3.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement

1. Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกัน ดังรูปที่ 3.15 (a)
2. Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 3.15 (b)
3. Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวาง ดังรูปที่ 3.15 (c)
4. Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ Heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multipassing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.15 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน



รูปที่ 3.16 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass

3.3.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process

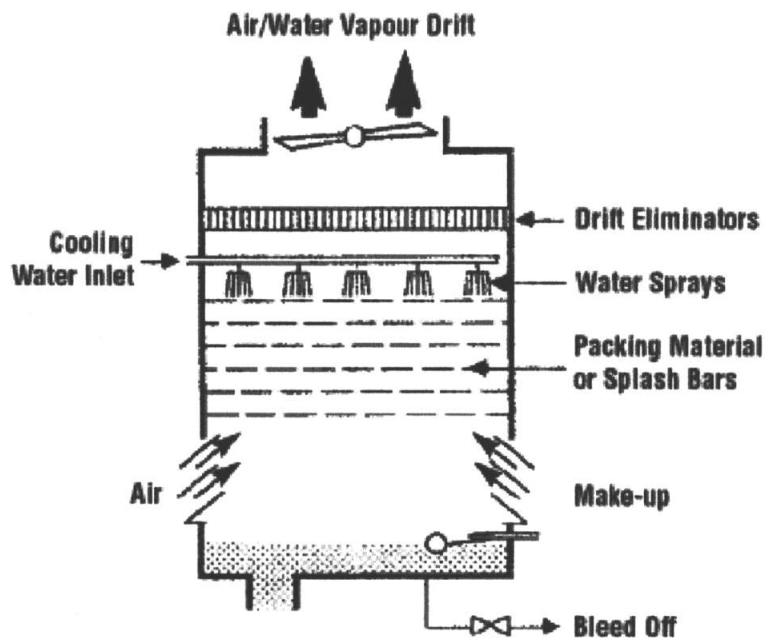
1. Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)

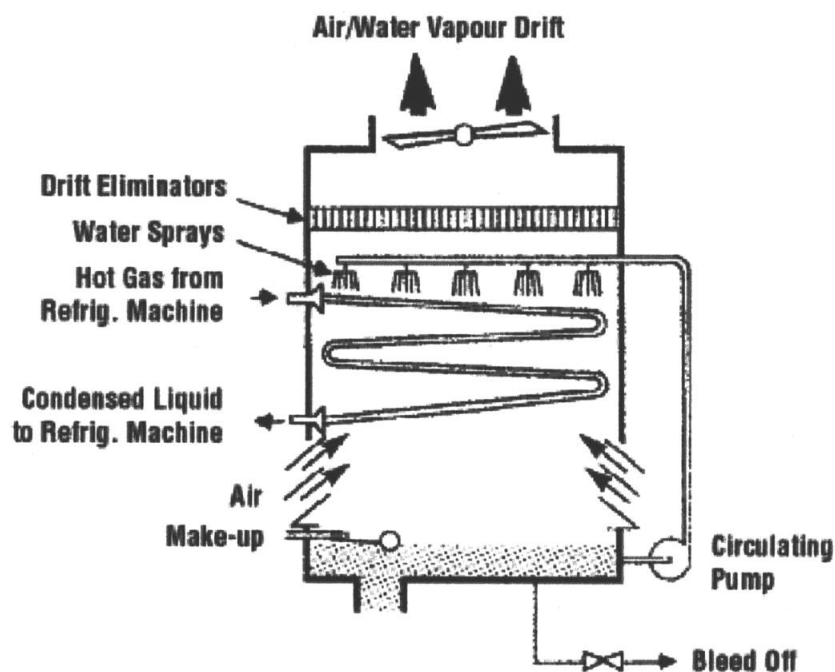
1.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 3.17 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปแบบ 3.18

2. Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



รูปที่ 3.17 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection



รูปที่ 3.18 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection

3.3.6 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) ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไป ที่ของเหลว (Gas to Liquid) Heat transfer coefficient ของทางด้านแก๊ส (Gas) น้อยกว่าทางด้าน (Liquid) จะต้องมีการติดครีบ (fin) ทางด้านแก๊ส (Gas) เพื่อจะให้ความกระทบครีบมากขึ้น

3.4 วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

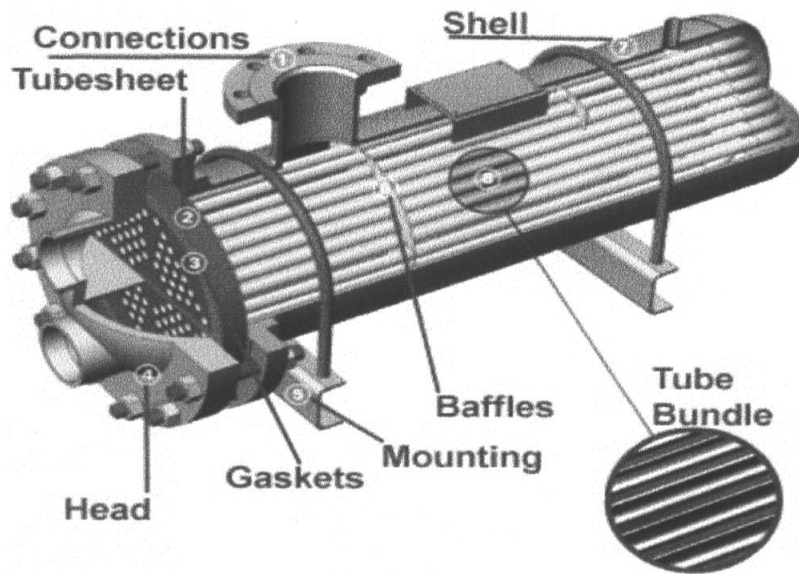
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็น วัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวาง พร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถ แต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อได้โดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจ เป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอ ที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกลอลริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหัน ไปใช้ โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททานเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสม อื่นๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความ ต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้อัจฉริยภาพทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้วไฟไฟด์ แก้ว เป็นต้น

3.4.1 พลาสติก

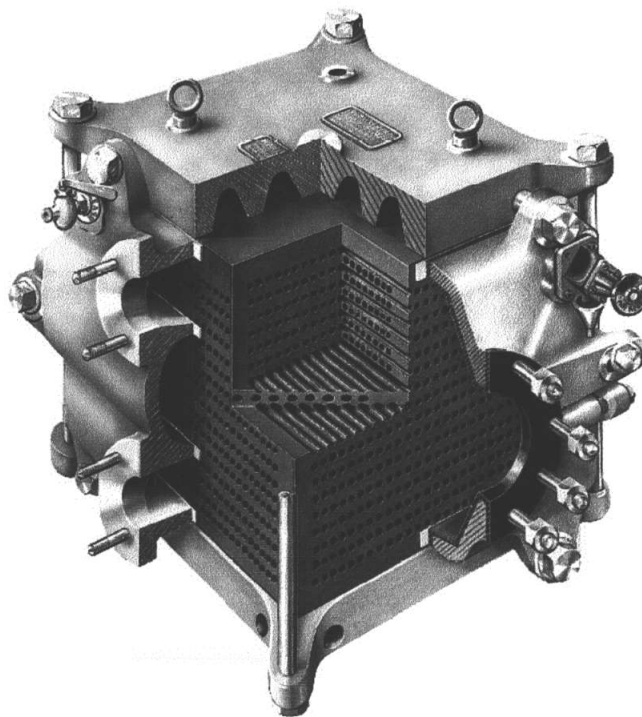
วัสดุพลาสติกโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon (Polytetrafluoroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่ดีเยี่ยมในด้านความต้านทานต่อการทำลายทางเคมี และการ เสื่อมสภาพ เราสามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่ม ท่อ PTFE ที่ยาวบางและยืดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อ นี้จะถูกมัดรวมหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เปิดบรรจุน้ำระบายความร้อน อีกเทคนิคหนึ่งเป็ การชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวอื่นๆ ที่สัมผัสกับของไหลที่กัดกร่อน

3.4.2 แกร์ไฟต์

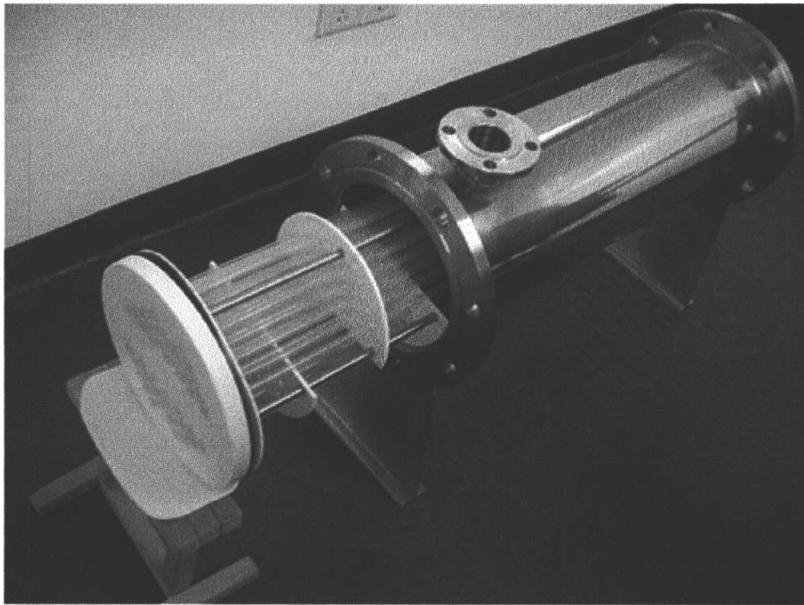
แกร์ไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กักความร้อนมาก แกร์ไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระโชกทางความร้อน) แกร์ไฟต์สามารถรับการกัดกร่อนทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แกร์ไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ชิดจำกัดทางด้านอุณหภูมิและความดัน สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แกร์ไฟต์โดยทั่วไปคือ 175 °C และ 1.7 MPa ตามลำดับ การใช้แกร์ไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติอันยาวนาน แต่ได้ขยายขอบเขตการใช้งานในขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิคทำให้แกร์ไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อึดตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัวโดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกร์ไฟต์มีความแข็งแรงต้านทานแรงดึงต่ำ สามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกร์ไฟต์ทำงานอยู่ภายใต้ความเค้นกดแทนที่จะเป็นความเค้นดึง วิธีหนึ่งก็คือการหุ้มแกร์ไฟต์ด้วยเปลือกโลหะ ชิ้นส่วนแกร์ไฟต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันค่อนข้างแน่น จะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกร์ไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูงมักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกร์ไฟต์ตัน รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน ชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักความร้อนทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักความร้อนทางด้านเซลล์ รูปที่ 3.19 และรูปที่ 3.20 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าว แม้ว่าแกร์ไฟต์จะสามารถต้านทานการกัดกร่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออโรไนต์ ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ไนโตรเจน และกรด โคมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกร์ไฟต์โดยตรง



รูปที่ 3.19 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 3.20 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 3.21 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีต



รูปที่ 3.22 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขวดท่อแก้ว

3.4.3 แก้ว

แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่ง ที่มีการนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานพิเศษ เฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กักความร้อนอื่นๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกักความร้อนสูง โดยนอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยาและอาหาร ซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ถือเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทฟลอนเท่านั้น โอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้วโดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูปที่ 3.21 และรูปที่ 3.22 รูปที่ 3.21 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้วและใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทฟลอน ตัวเซลล์อาจจะทำด้วยแก้วผ่าของไหลทั้งทางด้านเซลล์และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กักความร้อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kPa และ 175 °C ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกวานี้ จะต้องใช้เซลล์ที่ทำด้วยเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทฟลอนหรือยาง รูปที่ 3.22 แสดงขดท่อคอนเดนเซอร์และขดท่ออบยเลอ์ที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็นจะไหลเวียนอยู่ภายในขดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อ ในการใช้งานอาจมีขดท่อหลายชุดวางซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อเทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในทุกๆ แง่แล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิดแต่แรกก็เป็นได้ ปัจจัยก็คือพื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกอย่างได้ผลในหลายๆกรณี ความต้านทานทางด้านฟาลิงเป็นคว้ต้านทานความร้อนที่มีอิทธิพลที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบกันแล้วความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วคงจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็นวัสดุทางการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกักความร้อนที่ดีเยี่ยม ไม่ทำให้เกิดการปนเปื้อนและป้องกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้หลายรูปแบบในราคาที่ต่ำ จึงทำให้ยังคงมีกาใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่าง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม

บทที่ 4

ทฤษฎี

การไหลภายในท่อที่มีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของบาวนด์ารีเลเยอร์ไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งบาวนด์ารีเลเยอร์ก็ก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้เรียกว่าการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านั้นเรียกว่าการไหลที่กำลังปรับตัว (developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic entrance region [1]

4.1 กลศาสตร์ของไหล

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัคลมโดยตรง ยิ่งความดันตกมาก จำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัคลม, \dot{W}_m

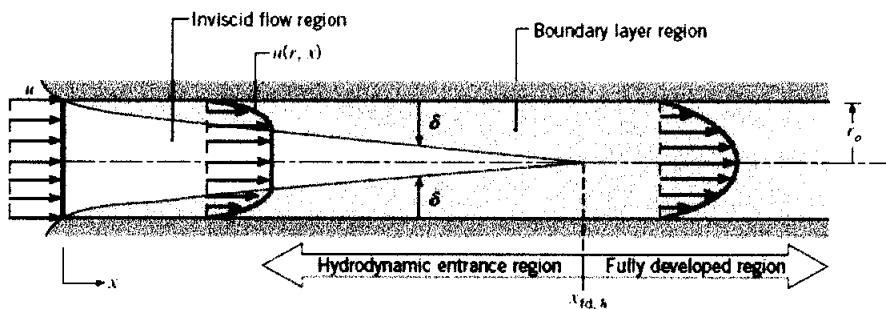
$$\dot{W}_m = Q\Delta p \quad (4.1)$$

ความดันตกของของไหล, Δp

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D} \quad (4.2)$$

4.1.1 สถานะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 การก่อตัวของบาวนด์ารีเลเยอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้นต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า(Entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์ หรือเทอร์บูเลนต์ เลขเรย์โนลด์ส์ สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$\text{Re}_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (4.3)$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์ส์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $\text{Re}_{D,c} \approx 2300$ และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่ $\text{Re}_D \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ($\text{Re}_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \quad (4.4)$$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ($\text{Re}_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ส์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (4.5)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} > 30D$ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

4.1.2 ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยคือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (4.6)$$

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า m และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (4.7)$$

เพราะว่าค่า \dot{m} อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (4.8)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้ว่า

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \quad (4.9)$$

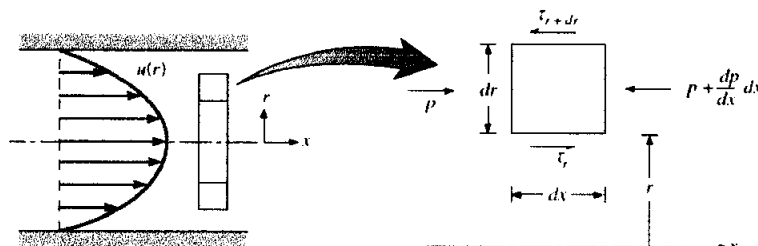
ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ที่ตำแหน่งนั้น

4.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปร่างของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

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

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัมตามแนว x หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

สำหรับอิทธิพลที่ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 4.2 สามารถเขียนสมการของแรง
ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} & -\tau_r(2\pi r dx) + \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[\tau_r(2\pi r dx)]dr \right\} \\ & + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx}[p(2\pi r dr)]dx \right\} = 0 \end{aligned} \quad (4.10)$$

ซึ่งลดรูปเป็น
$$-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx} \quad (4.11)$$

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

ดังนั้น (4.11) จะเป็น
$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (4.12)$$

เพราะว่า dp/dx นั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (4.12) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (4.13)$$

และ
$$u(r) = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (4.14)$$

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

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_o^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (4.15)$$

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็น
พาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน (dp/dx) ต้องเป็นลบเสมอ

ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ (u_m) โดยแทนสมการ (4.15) ใน (4.9)
แล้วอินทิเกรต จะได้

$$u_m = -\frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (4.16)$$

แทนสมการ (4.16) ใน (4.15) จะได้ว่ารูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (4.17)$$

เพราะว่า u_m สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (4.16) สามารถใช้หาเกรเดียนต์ของความดันได้ (dp/dx)

4.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว
 ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับภาระขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลดเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (4.18)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่าตัวประกอบเสียดทานเฟนนิ่ง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2/2} \quad (4.19)$$

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

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (4.20)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{\text{Re}_D} \quad (4.21)$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ที่ยุงยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ส์ต่างๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 4.2 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์ส์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้น โดยประมาณดังนี้

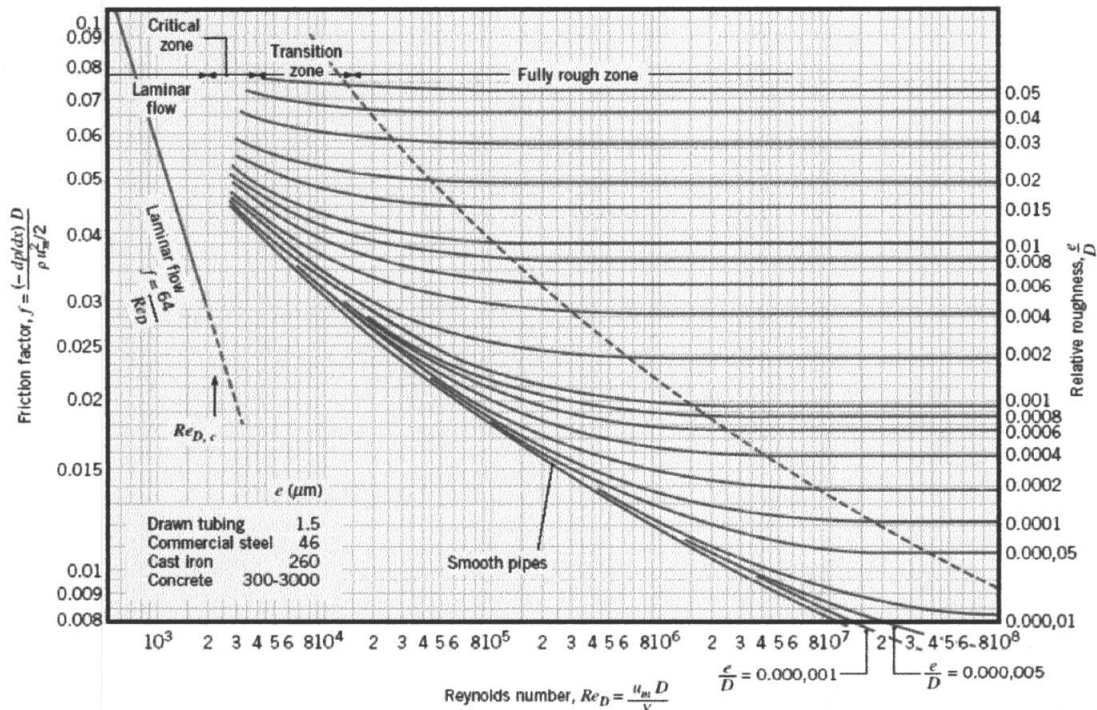
$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 \times 10^4 \quad (4.22)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (4.23)$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตก (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (4.24)$$

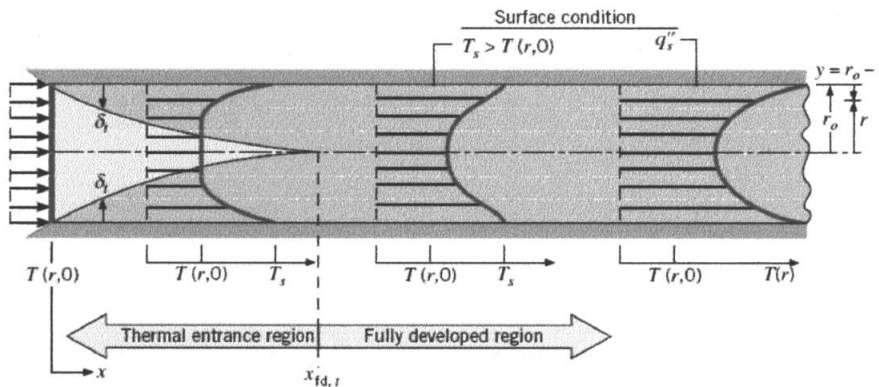
ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 4.3 หรือจากสมการ (4.21) สำหรับการไหลแบบราบเรียบ และจากสมการ (4.22) และ (4.23) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ



รูปที่ 4.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

4.2 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 4.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวน์คาร์ลีเยอร์ของความร้อนจะเริ่มคั่นก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s'' = \text{คงที่}$) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่ [2]



รูปที่ 4.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์ลีเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \text{Pr} \quad (4.25)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (4.25) กับสมการของความเร็ว (4.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $\text{Pr} > 1$ แล้ว ไฮโดรไดนามิกบาวน์คาร์ลีเยอร์ขยายเร็วกว่าบาวน์คาร์ลีเยอร์ของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) 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 และ โดยการประมาณได้ว่า $x_{fd,t}/D = 10$

4.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{m c_v} \quad (4.26)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นกรไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (4.27)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนแปลงตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (4.28)$$

ซึ่ง h เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ T_m เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

4.2.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่ยากรู้คือเกิดภาวะ 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 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรัชญาการณีนี้อาจจะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่าง

สัมพัทธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่แล้ว ทางความร้อน (Thermally fully developed) และจะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,t} = 0 \quad (4.29)$$

เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ

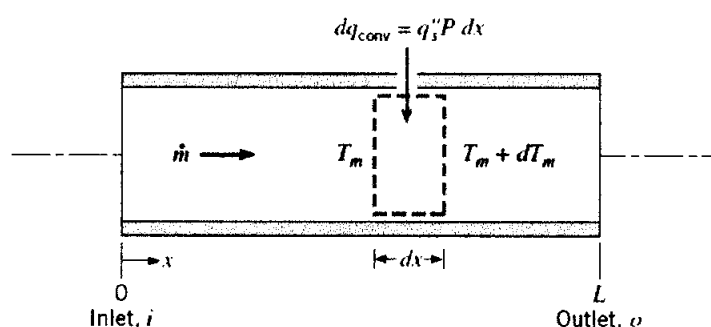
T คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (4.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี q_s' คงที่ หรือ T_s คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่นในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนแปลงสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

4.3 การสมดุลของพลังงาน (Energy Balance)

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 4.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 4.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 4.5 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (4.30)$$

หรือ
$$dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (4.31)$$

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

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \quad (4.32)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะ v น้อยมาก $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปของสมการ (4.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (4.33)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (4.34)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

$$T_b = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (4.35)$$

เลขนัสเซิลท์, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (4.36)$$

เงื่อนไขความร้อนที่ผิวคือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Surface Heat Flux) โดยคิด
แผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวครีบ

4.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

4.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region)

ที่จุดใดๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4.37)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (4.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทาง
ขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (4.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในช่วงนี้การ
ประมาณบาวนด์คาร์ลีเลเยอร์ของความเร็วเป็นที่พอใจ นั่นคือ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ สำหรับกรณีของ
รูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่
การประมาณบาวนด์คาร์ลีเลเยอร์ของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ $\partial^2 T/\partial x^2 = 0$ แทนการ
เปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (4.37) ลดรูป
เป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (rdT) = \frac{2u_m}{\alpha} \frac{dT_m}{dx} \left[1 - (r/r_o)^2 \right] \quad q_s'' = \text{คงที่} \quad (4.38)$$

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

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln r + C_2 \quad (6.39)$$

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 จะ
ได้ $C_2 = T_s - (2u_m/\alpha)(dT_m/dx)(3r_o^2/16)$ ดังนั้นสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วและฟลักซ์ความ
ร้อนที่ผิวคงที่ จะได้การกระจายของอุณหภูมิในรูป

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_o^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_o} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.40)$$

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่นๆ ก็สามารถหาได้ เช่นถ้ารูปร่างของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (6.15) และ (6.40) โดยแทนในสมการ (6.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง r จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left(\frac{u_m r_o^2}{\alpha} \right) \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (4.41)$$

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

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

$$T_m - T_s = - \frac{11}{48} \frac{q_s'' D}{k} \quad (4.42)$$

จากกฎการเป็นตัวของนิวตัน สมการ (4.28) และ (4.42) ได้ว่า

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

หรือ
$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s'' \text{ คงที่} \quad (4.43)$$

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าเลขนัสเซิลท์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ Re_D , Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

4.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (4.44)$$

แทน f จากสมการ (4.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (4.45)$$

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (4.46)$$

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\left[\begin{array}{l} 6000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.5 \leq Pr \leq 120 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

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

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.47)$$

สำหรับ

$$\left[\begin{array}{l} 6000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.7 \leq Pr \leq 10,000 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาที่ T_w

4.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพเป็นความยาวเฉพาะ (characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก












เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), D_h

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (4.48)$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด
 P คือ เส้นรอบรูปของการไหล

เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น Re_D และ Nu_D
 สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ค่า Nu_D ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จาก
 ตารางที่ 4.1

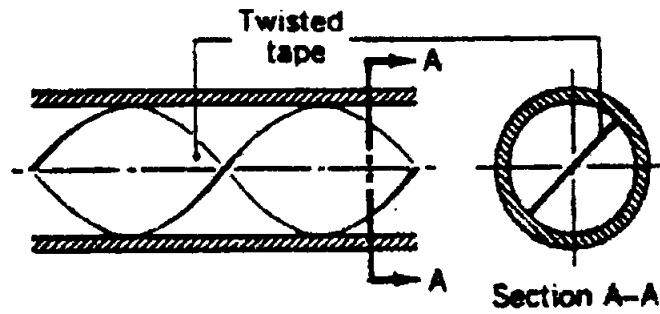
ตารางที่ 4.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ
 กัน

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform q_w')	(Uniform T_w)	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

4.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวบิดตามรูปที่ 4.6 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของมุม 360° เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตก (pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 4.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการติดแผ่นเกลียวบิด

4.8 สมรรถนะเชิงความร้อน

กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ (P_o) เท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ (P_r) [9]

$$P_o = P_r$$

$$(\Delta PQ)_o = (\Delta PQ)_r$$

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

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

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

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

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

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

$$\text{Re}_r = \frac{\text{Re}_o}{(f_r/f_o)^{1/3}} \quad (4.48)$$

ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนพิจารณาที่กำลังของพัลลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน

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

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

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (4.49)$$

บทที่ 5

การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

5.1 การออกแบบ

5.1.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 23,000$ ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุด

จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4A_c}{P} \\ &= \frac{4(3 \times 30 \times 10^{-4})}{(2(3 + 30)) \times 10^{-2}} \\ &= 0.05455 \text{ m} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Re}_D &= \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \\ \text{หาความเร็วเฉลี่ย} \quad \bar{V} &= \frac{\text{Re}_D \mu}{\rho D_h} \\ &= \frac{23,000 \times 191.3992795 \times 10^{-7}}{1.099712 \times 0.05455} \\ &= 7.34 \text{ m/s} \end{aligned}$$

จากสมการ

$$\begin{aligned} Q &= \bar{V} A_c \\ &= 7.34 \times 3 \times 30 \times 10^{-4} \\ &= 0.06606 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 3.9636 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้พัดลมมีอัตราการไหลมากกว่า 3.9636 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

5.1.2 ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

เลขเรย์โนลด์ส์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนซ์ เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2300$ และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนซ์เต็มที่ที่ $Re_D \geq 4000$

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

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

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมติว่า $x_{fd} = 30D_h$ สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow)

$$\begin{aligned} \text{จากสมการ} \quad x_{fd} &= 30D_h \\ &= 30 \times 0.05455 \\ &= 1.64 \text{ m} \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองจึงเลือกใช้ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลองมีความยาว 1.8 เมตร

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบหัยกรูปตัววี สามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

5.2 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาถึงผลของความสูงครีบ ระยะพิทช์ และการจัดวางครีบ ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลองจึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

5.2.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองซึ่งติดตั้งครีบบัวยักษ์รูปตัววีภายในท่อแผ่นขนานทำการทดลองเป็นสองกรณี ติดตั้งครีบบัวยักษ์เพียงอย่างเดียว และติดตั้งครีบบัวยักษ์และผิวล่าง โดยจัดวางครีบบัวยักษ์เอียงกันและแนวเดียวกัน และเปรียบเทียบผลของท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ดังแสดงในรูปที่ 5.1

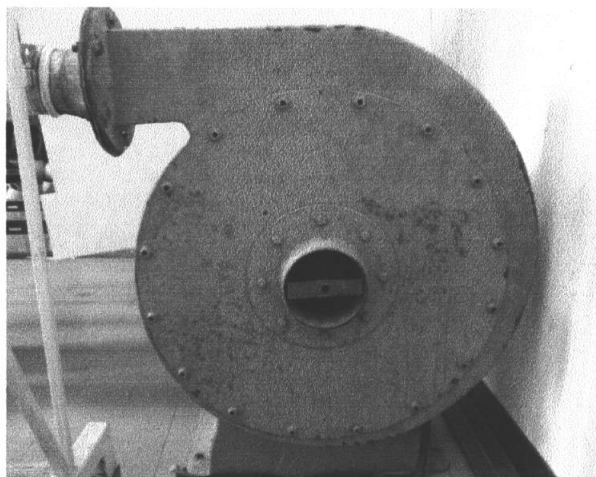


รูปที่ 5.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชิ้นงานทดลองมีความกว้าง 30 cm มีความยาว 60 cm และมีระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 3 cm ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 4 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยแก้ว ฉนวนชั้นที่สองเป็นแผ่นกระเบื้อง ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และชั้นที่สี่หุ้มด้วยฉนวนที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ

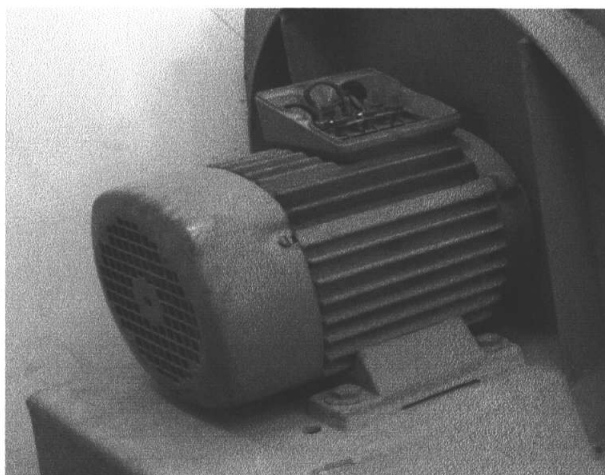
5.2.2 Supply Air

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 5.2



รูปที่ 5.2 Blower

Motor เป็นต้นกำลังในการขับ Blower ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A ดังแสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 Motor

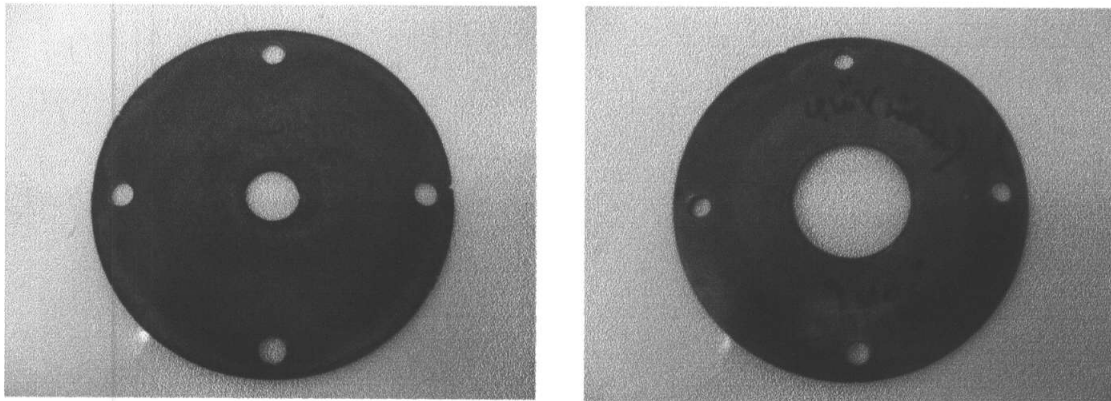
Inverter TYPE FVR7.5E11S-4JE ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับ Blower ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 5.4 โดย Inverter สามารถปรับความเร็วรอบได้สูงสุดเท่ากับ 2400 rpm และมีค่าความละเอียดในการปรับความเร็วรอบในหลักหน่วย ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 3 PHASES



รูปที่ 5.4 Inverter

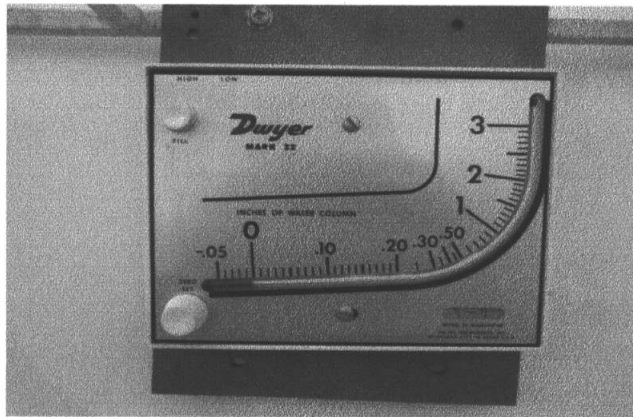
5.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ โดย Orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลองดังแสดงในรูปที่ 5.5 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 5.5 Orifice meter

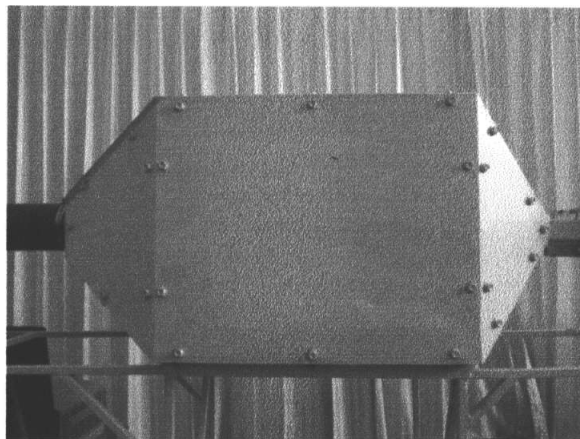
Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สามารถอ่านค่าของระดับ red gage oil (specific gravity 0.826) ได้มีความถูกต้องมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 Inclined manometer

5.2.4 ถังพักลม

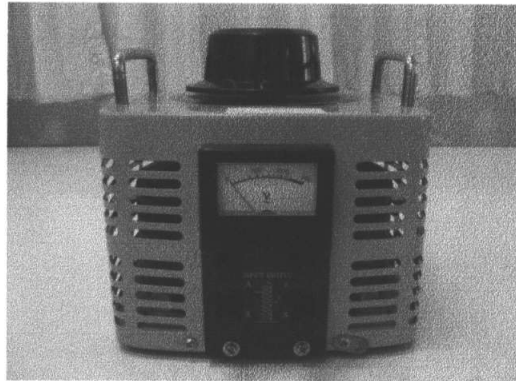
ถังพักลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศจากท่อกลมมาเป็นท่อเหลี่ยมหรือจัดเรียงอากาศให้เกิดการปั่นป่วนน้อยที่สุดก่อนออกไปสู่ท่อเหลี่ยมซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมมีความกว้าง 38 cm ยาว 45 cm และ สูง 38 cm ดังแสดงในรูปที่ 5.7



รูปที่ 5.7 ถังพักลม

5.2.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

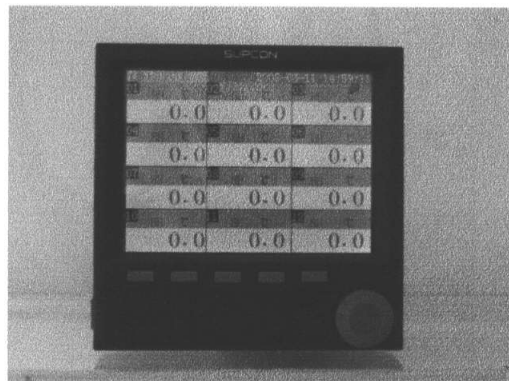
เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์ แบบสไลด์ โวลท์เทจ TDGC 2-3 kVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุม โวลท์เทจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 5.8 โดยเครื่องควบคุมความร้อนสามารถปรับโวลท์เทจได้สูงสุดเท่ากับ 250 V



รูปที่ 5.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

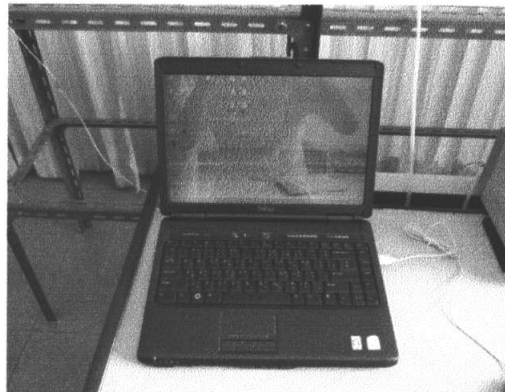
5.2.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data Logger SUPCON เป็นอุปกรณ์แสดงอุณหภูมิผิวครีปที่ตำแหน่งต่าง ๆ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป และอุณหภูมิที่ทางออกครีปดังแสดงในรูปที่ 5.9 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 12 ตำแหน่ง



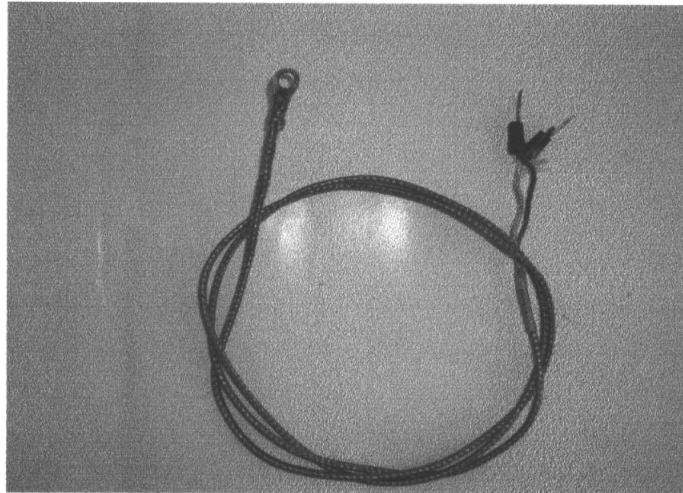
รูปที่ 5.9 Data Logger FLUKE 2680A

คอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิผิวครีปแผ่นละ 10 ตำแหน่ง อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป อุณหภูมิที่ทางออกครีป และใช้เก็บข้อมูลความดันตกคร่อมระหว่างข้างหน้าครีปและข้างหลังดังแสดงในรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 คอมพิวเตอร์

Thermocouple เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวครีบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบดังแสดงในรูปที่ 5.11 ซึ่งเป็น Thermocouple type K และใช้ Thermocouple ในการทดลองทั้งหมด 12 ตัว



รูปที่ 5.11 Thermocouple

5.2.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer (Range 0 – 10 in water) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมภายในชุดทดสอบระหว่างตำแหน่งที่มีการติดครีบแรกถึงครีบสุดท้าย ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 5.12



รูปที่ 5.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

5.2.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

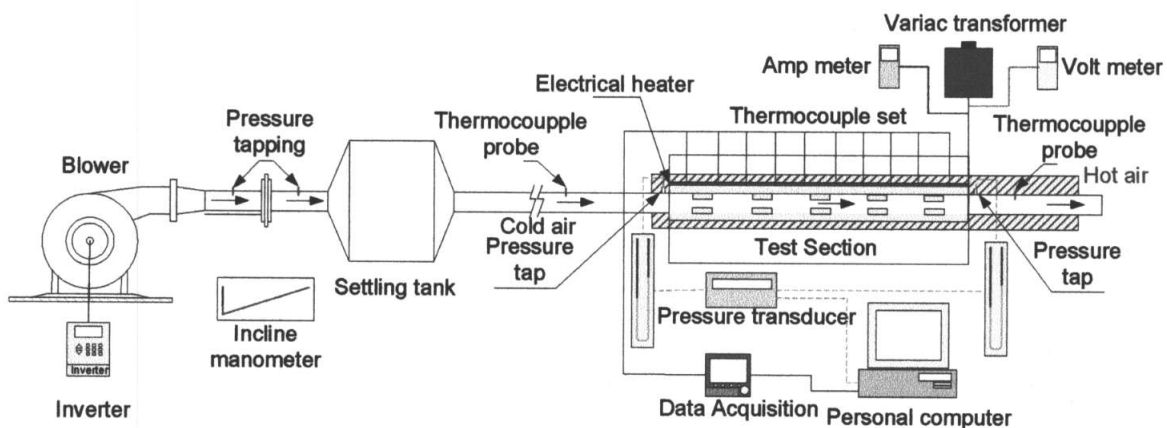
เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกของชุดออริฟิส ใช้ในการ Calibration ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 5.13



รูปที่ 5.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445

5.3 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบก้นรูปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล 45 องศา และอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 5.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองท่อสี่เหลี่ยม ความสูงของท่อระหว่างผิวท่อด้านบนและผิวท่อด้านล่างเท่ากับ $H = 3 \text{ cm}$ ท่อทางเข้าชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดความกว้าง 30 cm สูง 3 cm และมีความยาว 180 cm

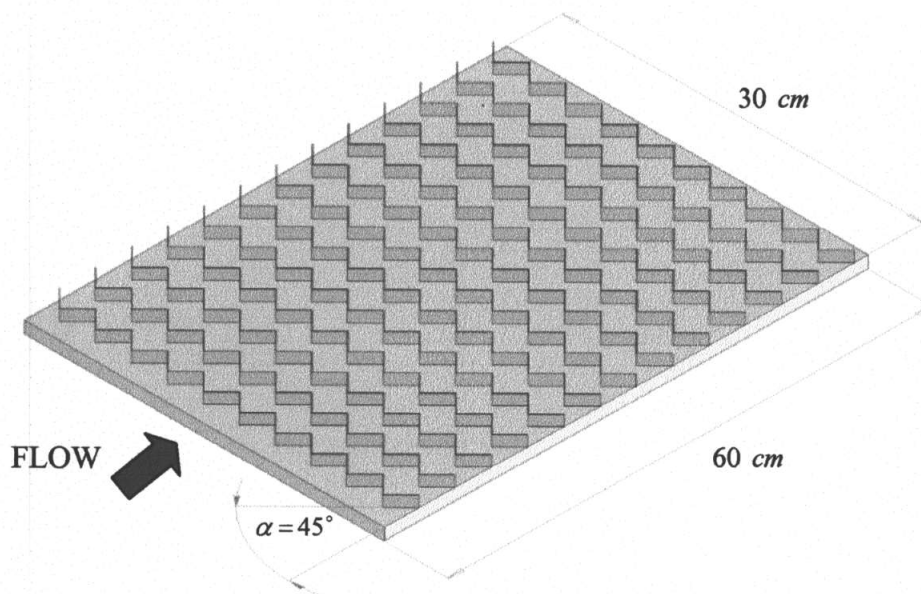


รูปที่ 5.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบก้น

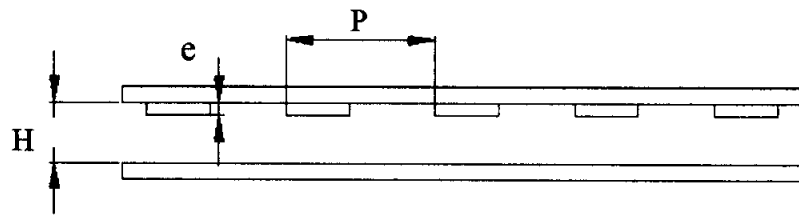
พัฒนขนาด 1.5 kW มีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบขับเคลื่อนท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในจุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยแผ่นฮีตเตอร์ขนาด $1,000 \text{ W}$ โดยคิดแผ่นฮีตเตอร์ซึ่งมีพื้นที่เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 30 cm และยาว 60 cm ที่ผิวภายนอกจุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน ในช่วงระยะเวลาทำความร้อนโดยแผ่นฮีตเตอร์ การวัดอุณหภูมิผิวครีบบนแต่ละแผ่นถูกวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 10 ตัว โดยตำแหน่งที่ทำการวัดมีระยะห่างเท่ากับ 6 cm และอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 3 cm ข้างหน้าครีบบนและตำแหน่งทางออก 3 cm ข้างหลังครีบบน อ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อม

5.3.1 ครีบบนรูปตัววี

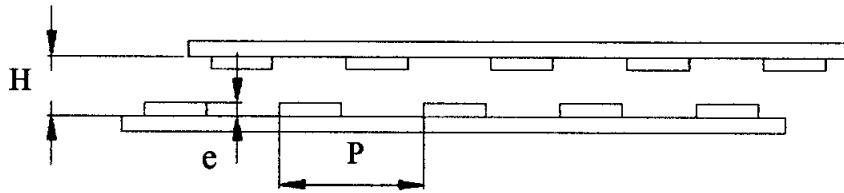
งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบบนรูปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล 45 องศา โดยมีการติดตั้งครีบบนรูปตัววีภายในจุดทดลองของท่อแผ่นขนาน มีกรณีศึกษาที่พิจารณา คือ กรณีติดตั้งครีบบนรูปตัววีเพียงอย่างเดียว และติดตั้งครีบบนรูปตัววีและผิวล่าง จัดวางครีบบนแบบแนวเดียวกันและเอียงกัน ครีบบนทุกแบบทำจากอลูมิเนียมมีความหนา 0.3 mm ซึ่งสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2$ และ 0.25 และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 ครีบบนรูปตัววีที่นำมาติดภายในจุดทดลองของท่อแผ่นขนานไม่ได้เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบบนและผนังไม่ได้เป็นเนื้อเดียวกันจะมีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบบน ซึ่งภายในจุดทดลองของท่อแผ่นขนานแผ่นครีบบนแต่ละแผ่นจะมีความสูงและจำนวนครีบบนที่แตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับสัดส่วนความสูงครีบบนต่อความสูงช่องขนานและสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน



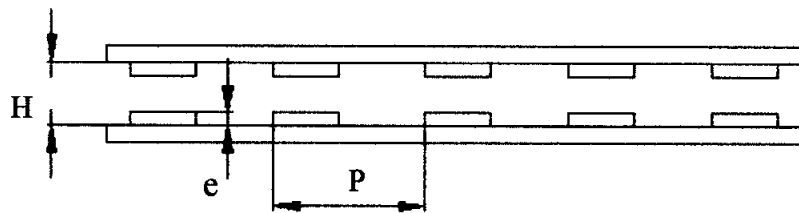
รูปที่ 5.15 จุดทดลองครีบบนรูปตัววีมุม 45 องศา



รูปที่ 5.16 การจัดวางครีบบน



รูปที่ 5.17 การจัดวางครีบบนเยื้องกัน



รูปที่ 5.18 การจัดวางครีบบนแนวเดียวกัน

ตารางที่ 5.1 แสดงลักษณะครีบบนรูปตัววีของแต่ละกรณีศึกษา (ครีบบน)

กรณีศึกษา	α (degree)	e (mm)	e/H	P (mm)	PR (P/H)
1	45	1.5	0.05	30	1
2	45	1.5	0.05	60	2
3	45	1.5	0.05	90	3
4	45	3.0	0.10	30	1
5	45	3.0	0.10	60	2
6	45	3.0	0.10	90	3
7	45	4.5	0.15	30	1
8	45	4.5	0.15	60	2
9	45	4.5	0.15	90	3
10	45	6.0	0.20	30	1
11	45	6.0	0.20	60	2

12	45	6.0	0.20	90	3
13	45	7.5	0.25	30	1
14	45	7.5	0.25	60	2
15	45	7.5	0.25	90	3

ตารางที่ 5.2 แสดงลักษณะครีบก้นรูปตัววีของแต่ละกรณีศึกษา (วางเอียงกัน)

กรณีศึกษา	α (degree)	e (mm)	e/H	P (mm)	PR
1	45	1.5	0.05	30	1
2	45	1.5	0.05	60	2
3	45	1.5	0.05	90	3
4	45	3.0	0.10	30	1
5	45	3.0	0.10	60	2
6	45	3.0	0.10	90	3
7	45	4.5	0.15	30	1
8	45	4.5	0.15	60	2
9	45	4.5	0.15	90	3
10	45	6.0	0.20	30	1
11	45	6.0	0.20	60	2
12	45	6.0	0.20	90	3
13	45	7.5	0.25	30	1
14	45	7.5	0.25	60	2
15	45	7.5	0.25	90	3

ตารางที่ 5.3 แสดงลักษณะครีบก้นรูปตัววีของแต่ละกรณีศึกษา (วางแนวเดียวกัน)

กรณีศึกษา	α (degree)	e (mm)	e/H	P (mm)	PR
1	45	1.5	0.05	30	1
2	45	1.5	0.05	60	2
3	45	1.5	0.05	90	3
4	45	3.0	0.10	30	1
5	45	3.0	0.10	60	2
6	45	3.0	0.10	90	3

7	45	4.5	0.15	30	1
8	45	4.5	0.15	60	2
9	45	4.5	0.15	90	3
10	45	6.0	0.20	30	1
11	45	6.0	0.20	60	2
12	45	6.0	0.20	90	3
13	45	7.5	0.25	30	1
14	45	7.5	0.25	60	2
15	45	7.5	0.25	90	3

5.4 วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งครีบบัวยุโรปตัวภายในชุดทดลองท่อแผ่นขนาน
2. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่
3. เปิดสวิตช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลองท่อแผ่นขนาน
4. ตั้งเกดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ให้คงที่ก่อนทำการบันทึกผล
5. บันทึกผลของความดันตกคร่อม อุณหภูมิผิวครีบบัวยุโรป อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบบัวยุโรป และอุณหภูมิที่ทางออกครีบบัวยุโรป
6. ปรับความเร็วลมขึ้นเรื่อยๆ โดยให้ค่าเลขเรย์โนลด์ส์อยู่ระหว่าง $Re = 5000$ ถึง $23,000$ แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 4 – 5
7. ทำการปรับเปลี่ยนแผ่นครีบบัวยุโรปภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2 – 6 ใหม่ตามลำดับ
8. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซลท์
9. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน
10. นำข้อมูลจากการวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน ไปและสมรรถนะเชิงความร้อน

บทที่ 6

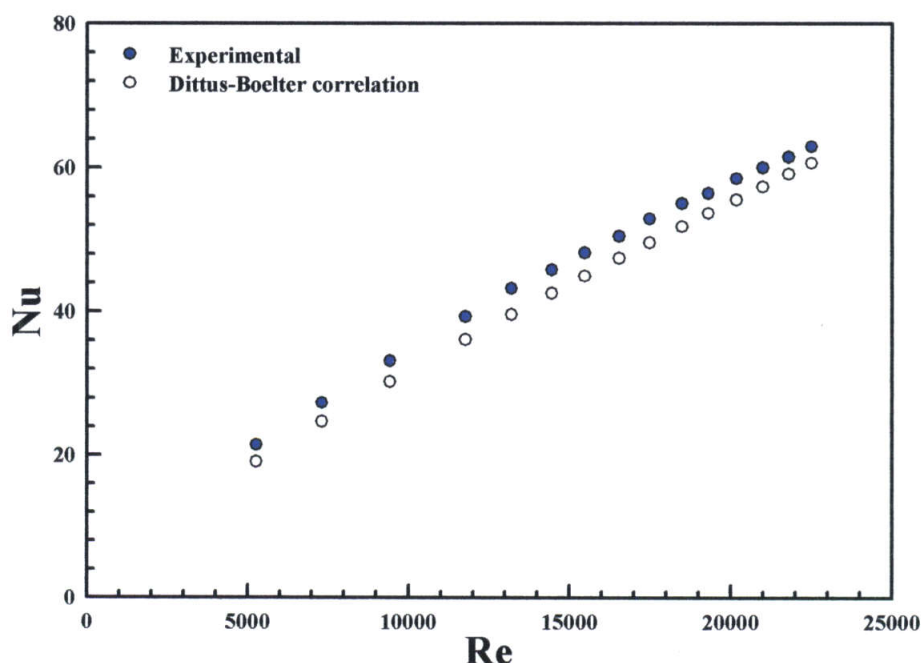
ผลการทดลองและวิจารณ์

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

6.1 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานมีผนังเรียบ

6.1.1 เลขนัสเซิลท์ (Nusselt number)

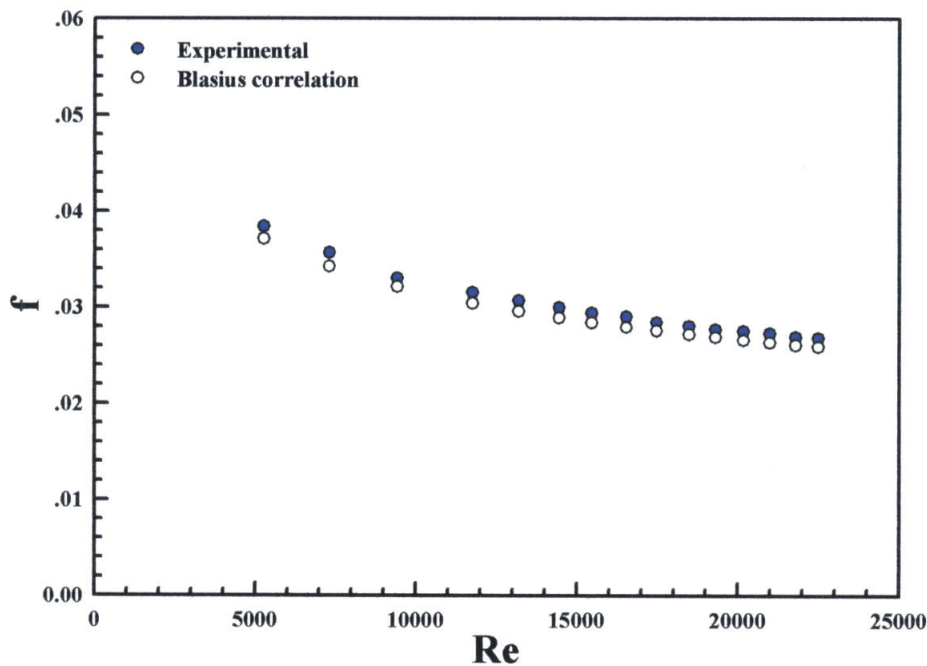
ในรูปที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกับค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลอง มีค่ามากกว่าค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ(Dittus-Boelter correlation) โดยค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยมากกว่า 6.65 % เมื่อเทียบกับ Dittus-Boelter correlation โดยค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) ใช้หาค่าเลขนัสเซิลท์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re_D \geq 10,000$



รูปที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีผนังเรียบ

6.1.2 ตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.38 % เมื่อเทียบกับ Blasius correlation โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) ใช้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re_D \leq 20,000$



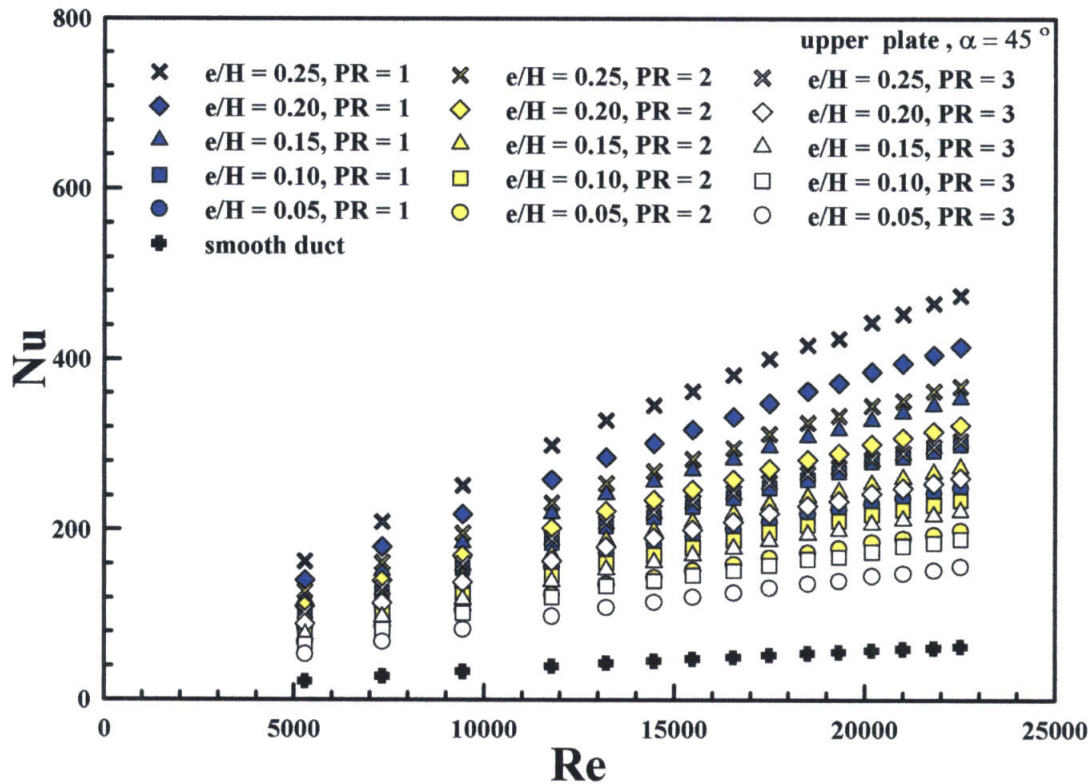
รูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อขนานมีผนังเรียบ

6.2 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบริบที่ผิวบน

6.2.1 อิทธิพลระยะพิทช์

ในรูปที่ 6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนาน มีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซลท์มีแนวโน้ม

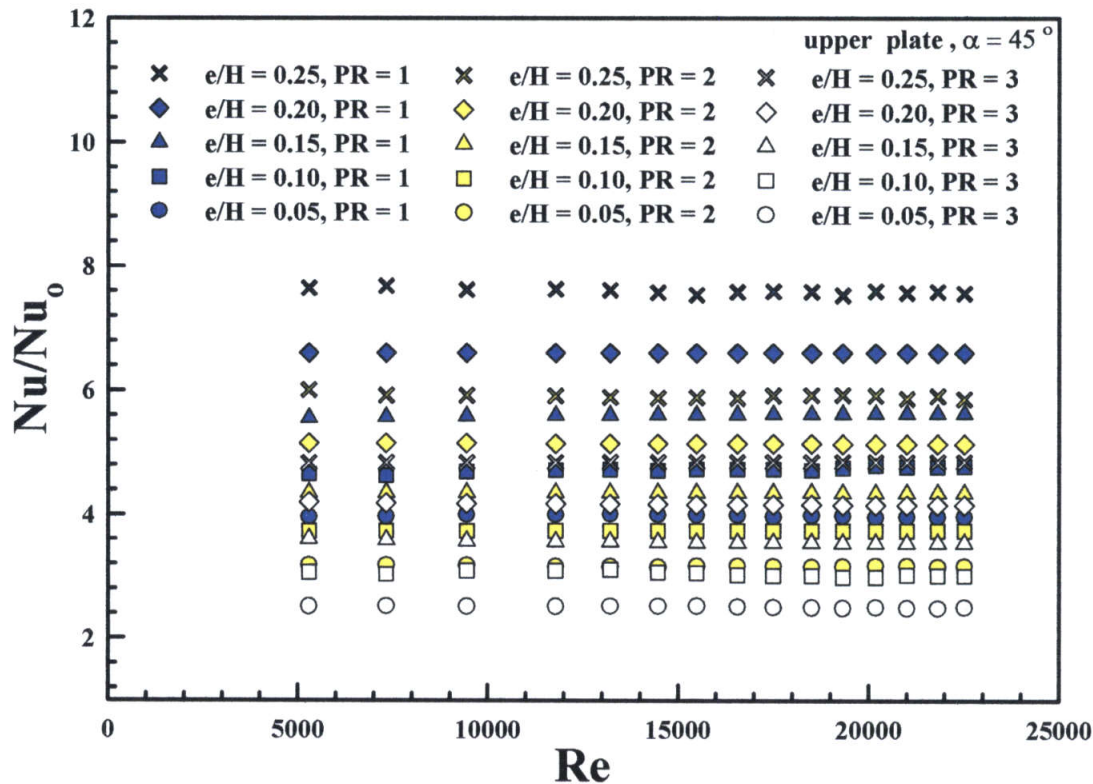
เพิ่มขึ้น โดยครีบก้นรูปตัววีตัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบก้นรูปตัววีตัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2, 3$ และท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลท์ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่ตัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่ตัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ



รูปที่ 6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา ตัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 ตัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา ตัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 ตัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบก้นรูปตัววีตัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.97, 4.72, 5.60, 6.60 และ 7.59 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีตัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.16, 3.73, 4.35, 5.14 และ 5.90 เท่า

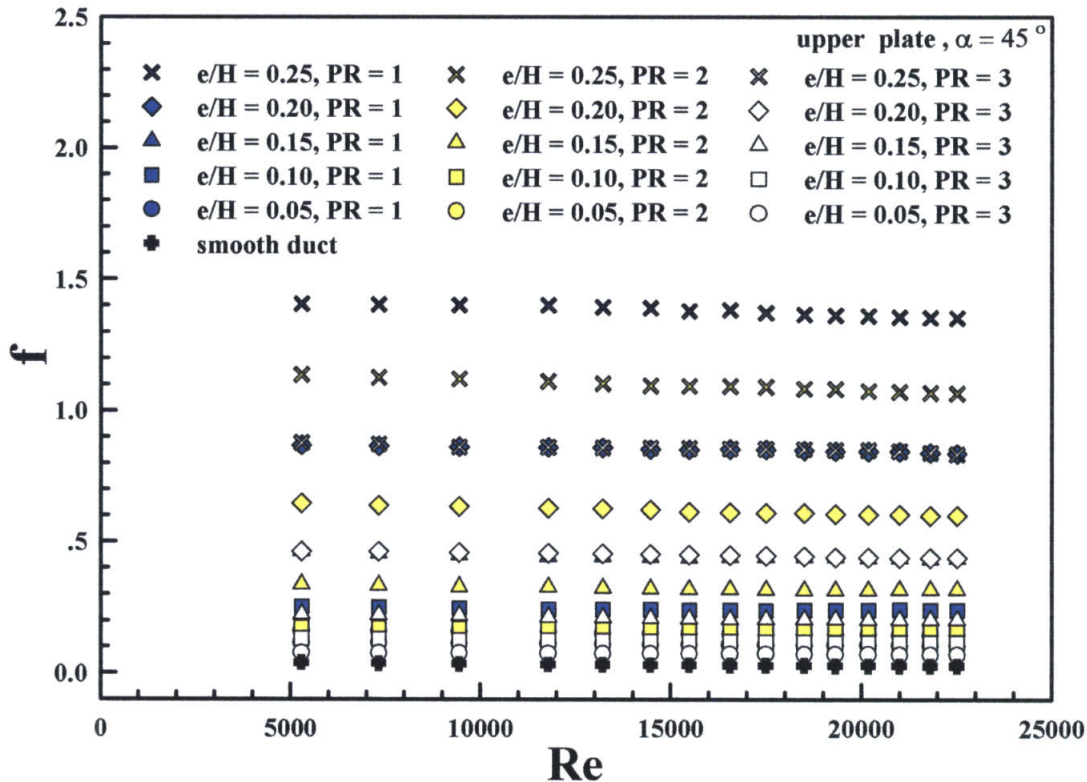
สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบบหักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน และ $PR = 3$ มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.50, 3.03, 3.55, 4.16 และ 4.78 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



รูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบหักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบหักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มลดลง โดยครีบบหักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบหักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2, 3$ และท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบบหักรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าตัวประกอบ

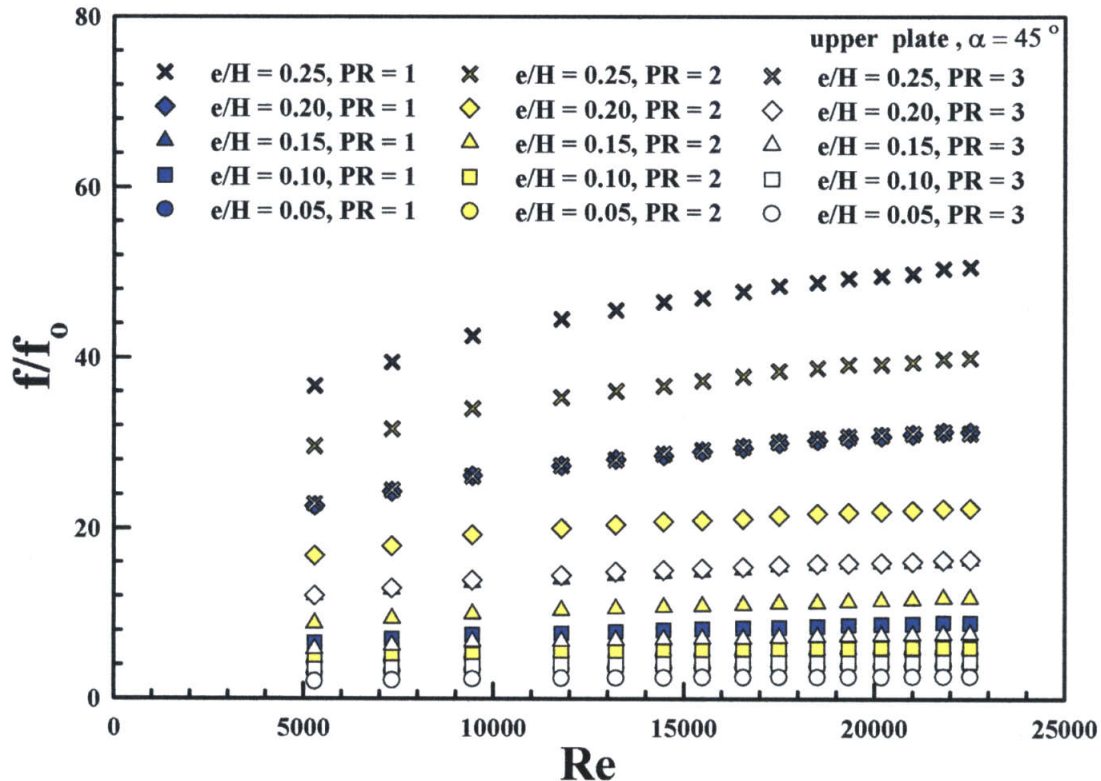
เสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบบัวยกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบบัวยต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ



รูปที่ 6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบัวยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบัวยต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบัวยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบัวยต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบัวยกรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง $PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.05, 8.15, 14.90, 28.72 และ 46.47 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบัวยที่มีสัดส่วนความสูงครีบบัวยต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบบัวยกรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง $PR = 2$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.63, 5.60, 10.82, 20.72 และ 36.86 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบัวยที่มีสัดส่วนความสูงครีบบัวยต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบบัวยกรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง และ $PR = 3$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.44, 4.06, 7.03, 15.08 และ 28.81

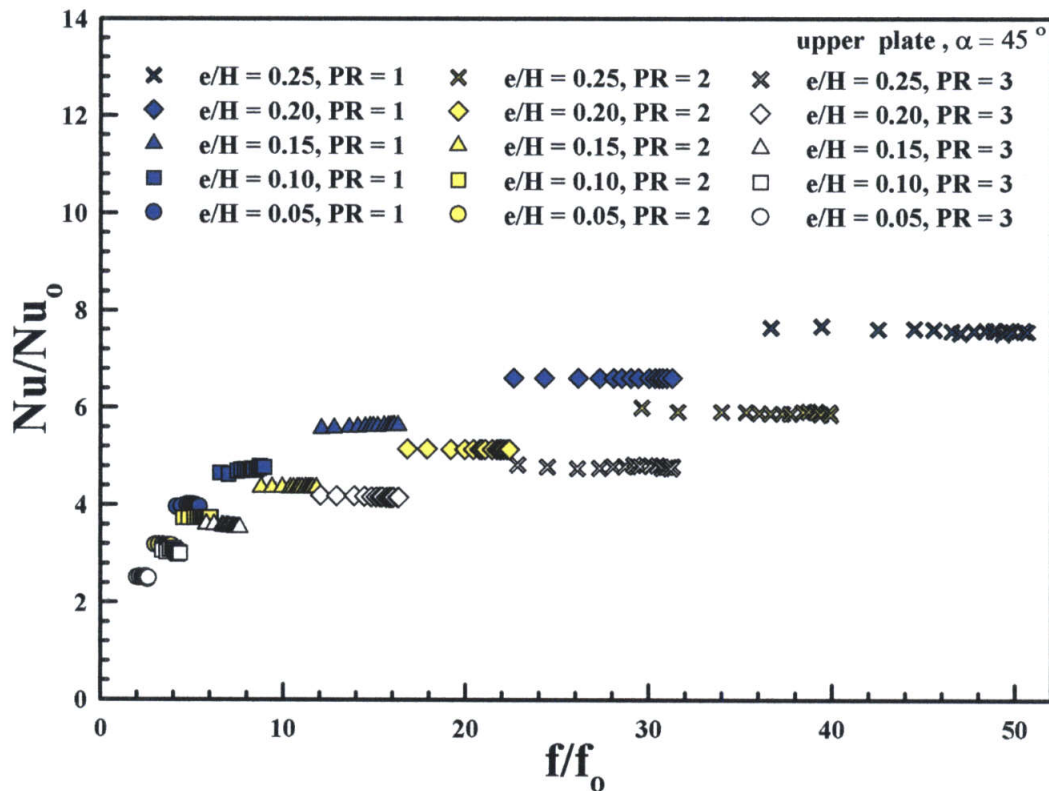
เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



รูปที่ 6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้น จะส่งผลต่อแนวโน้มการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบน้อยมาก โดยครีบบักรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบบักรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ และการติดตั้งครีบบักรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ มีสัดส่วนเลขนัส

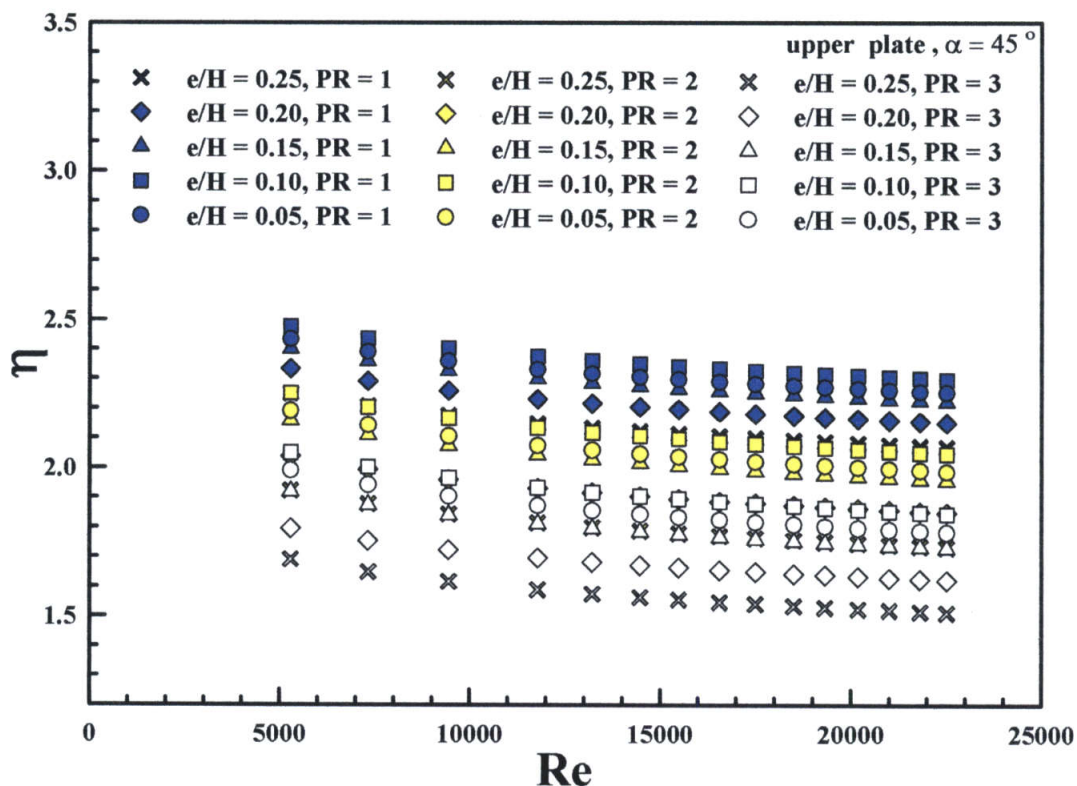
เซลล์ที่ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมากที่สุด ตามด้วยครึ่งหัยกรุปตัววีสัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10, 0.05$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครึ่งหัยกรุปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อแผ่นขนานมีครึ่งหัยกรุปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครึ่งหัยกรุปตัววีสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูง $PR = 1$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.30, 2.35, 2.27, 2.20 และ 2.12 เท่า สำหรับการติดตั้งครึ่งที่มีสัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครึ่งหัยกรุปตัววีสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูง $PR = 2$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.05, 2.11, 2.01, 1.90 และ 1.79 เท่า สำหรับการติดตั้งครึ่งที่มีสัดส่วนความสูง

ครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบท่อรูปตัววี สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง และ $PR = 3$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.84, 1.90, 1.78, 1.67 และ 1.56 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบท่อที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ โดยแต่ละสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน นั้น สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.10$ จะมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุด ตามด้วยสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ

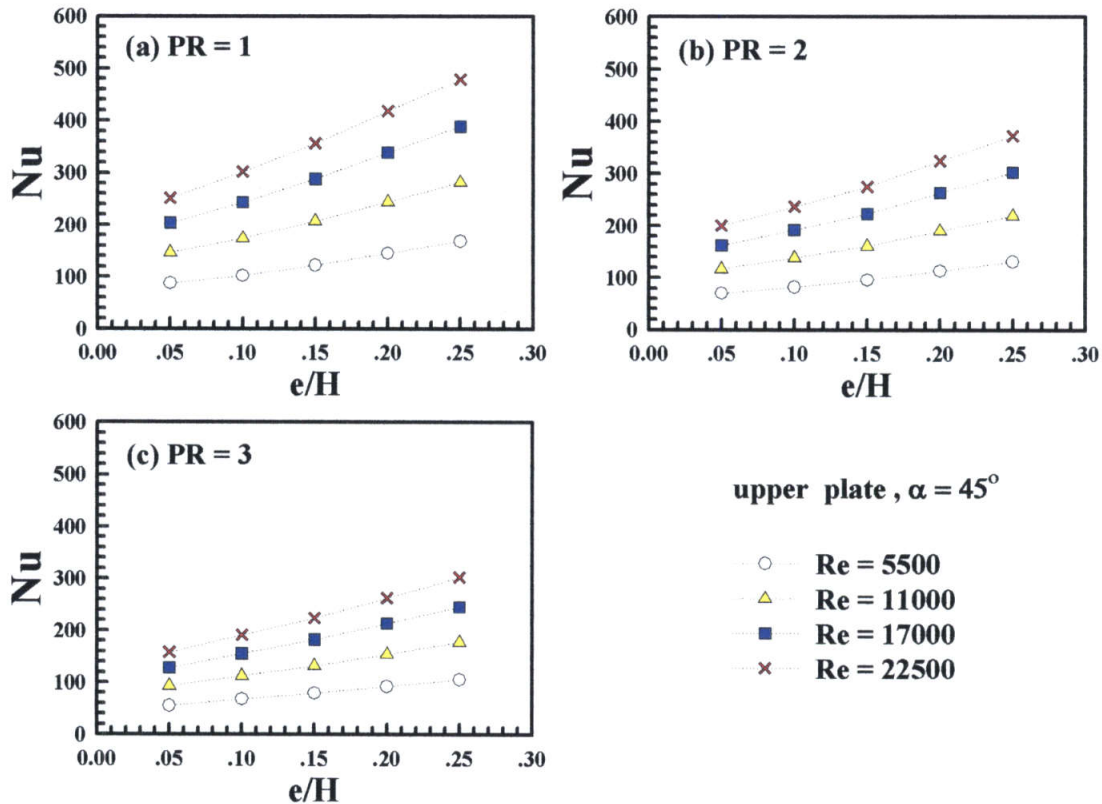


รูปที่ 6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนาน มีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

6.2.2 อิทธิพลความสูงครีบท่อ

ในรูปที่ 6.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบท่อรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบท่อรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบท่อต่อความสูงช่อง

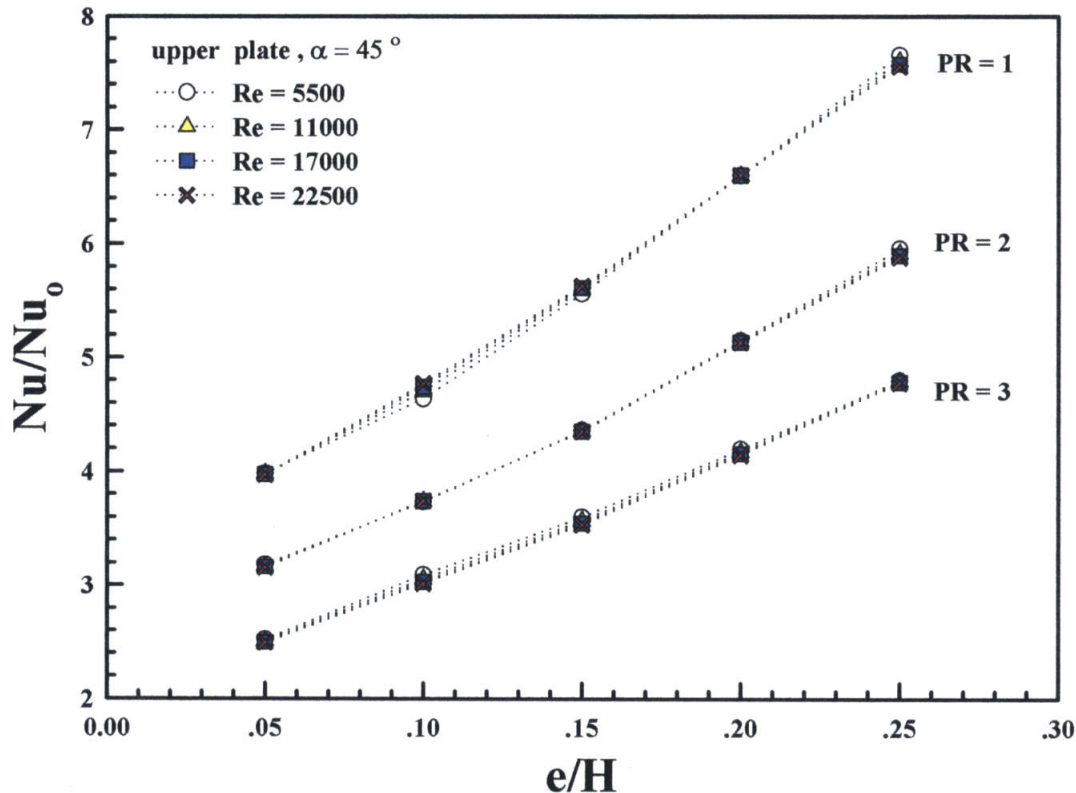
ขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของเลขนัสเซลที่เป็นอย่างมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้ค่าเลขนัสเซลที่เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้สัดส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซลต่อเลขนัสเซลของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ

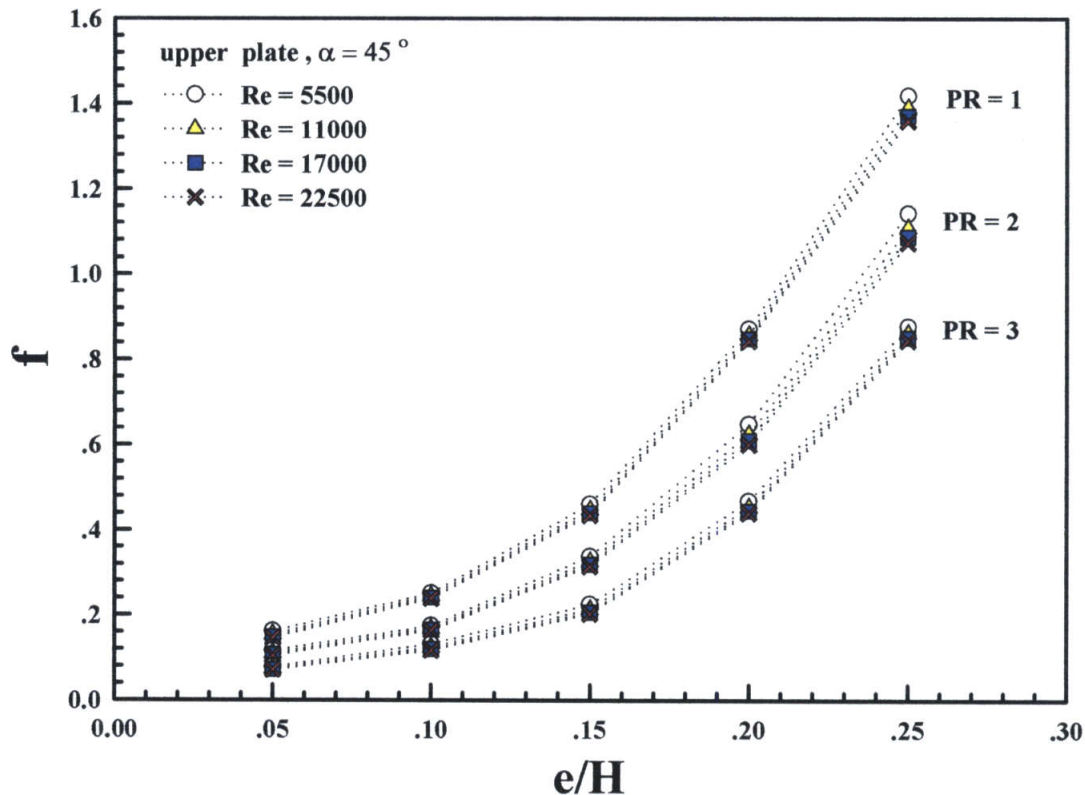
การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์สจะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบน้อยมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบบั๊กรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบั๊กรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบั๊กรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้ตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบบั๊กรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบบั๊กต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส

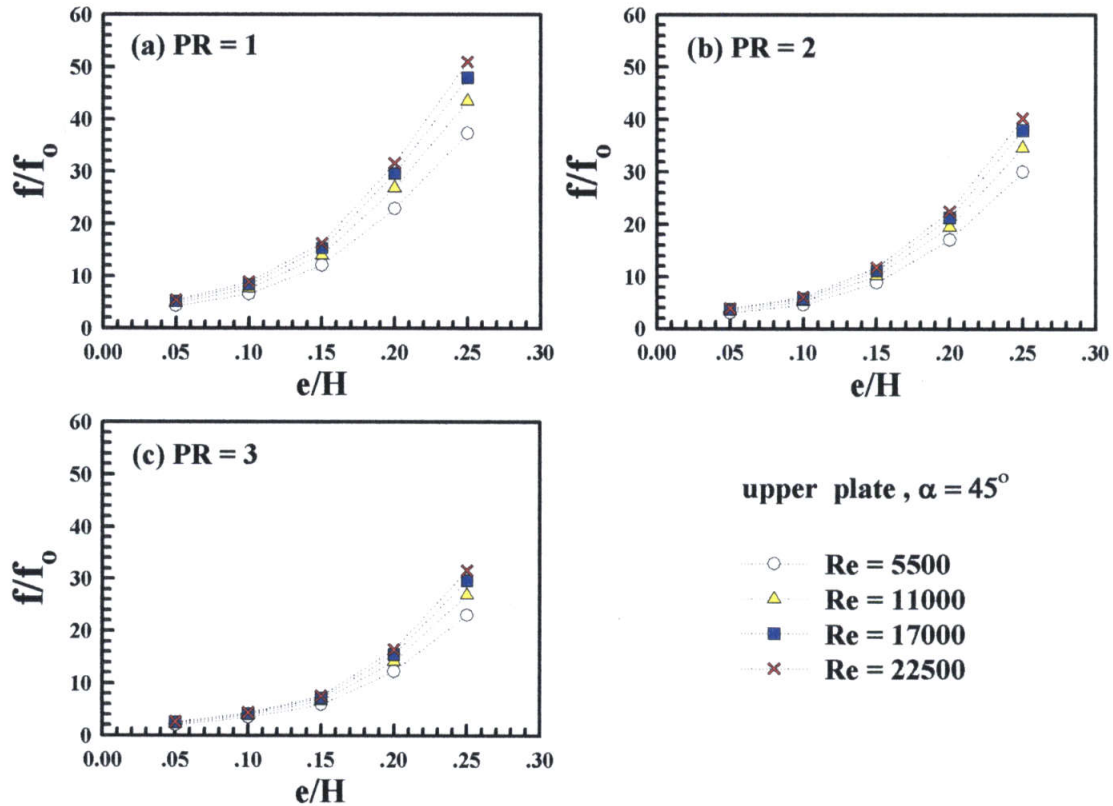
จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของตัวประกอบเสียดทานน้อยมาก และสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูง

ช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเป็นอย่างมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบกั้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ

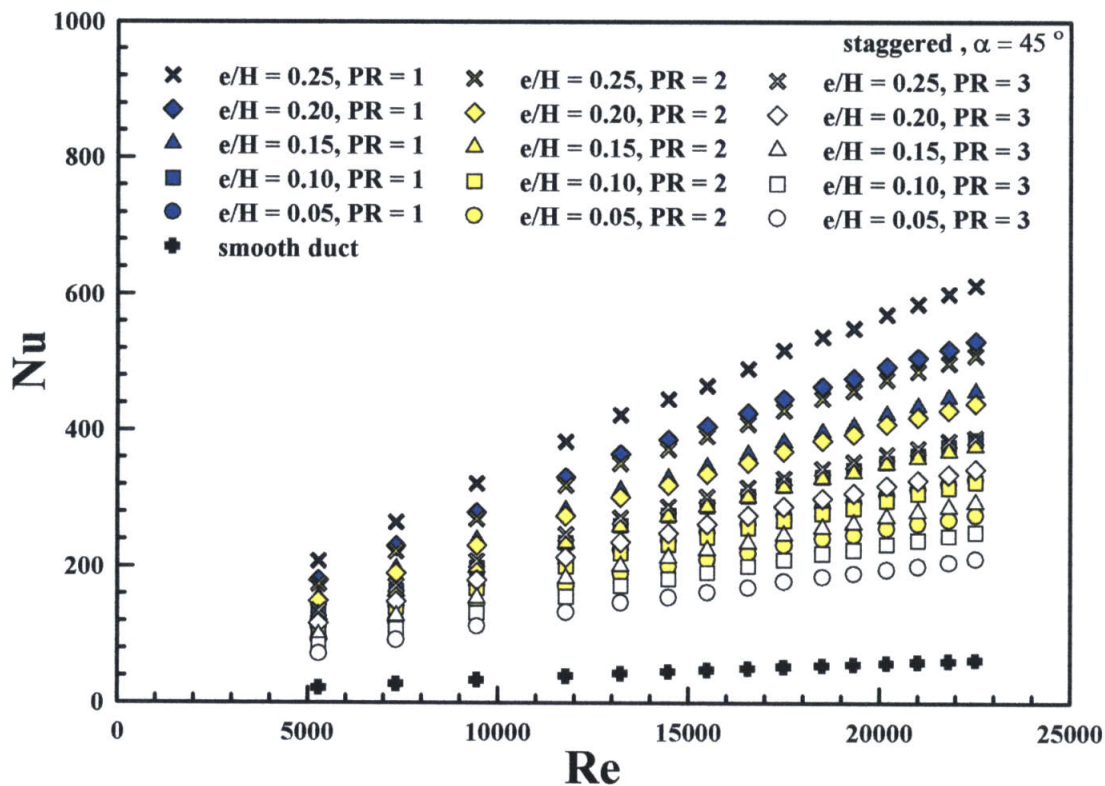


รูปที่ 6.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบกั้นต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบกั้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบกั้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

6.3 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีปที่ผิวบนและผิวล่าง วางเยื้องกัน

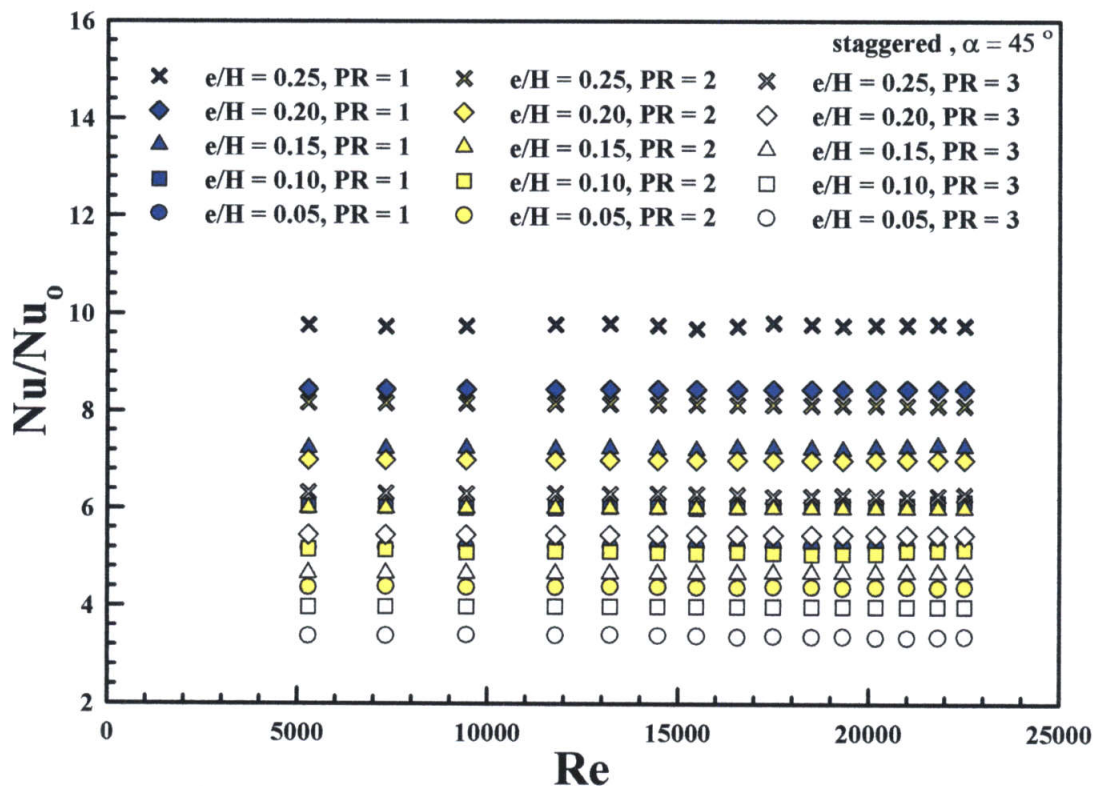
6.3.1 อิทธิพลระยะพิทซ์

ในรูปที่ 6.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีปหัยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยครีปหัยกรูปตัววีสัดส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุด ตามด้วยครีปหัยกรูปตัววีสัดส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2, 3$ และท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซลท์ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีปหัยกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีปหัยกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ



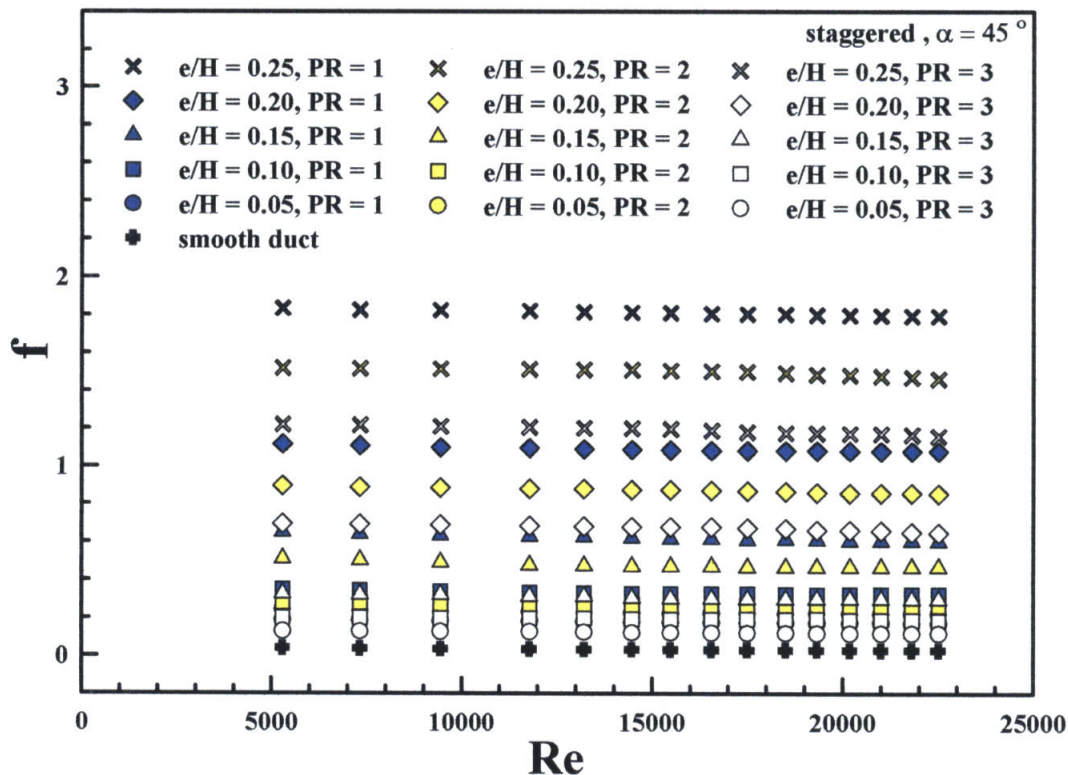
รูปที่ 6.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีปหัยกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.21, 6.05, 7.24, 8.45 และ 9.76 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.38, 5.11, 6.00, 6.99 และ 8.14 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน และ $PR = 3$ มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.37, 3.99, 4.67, 5.45 และ 6.28 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



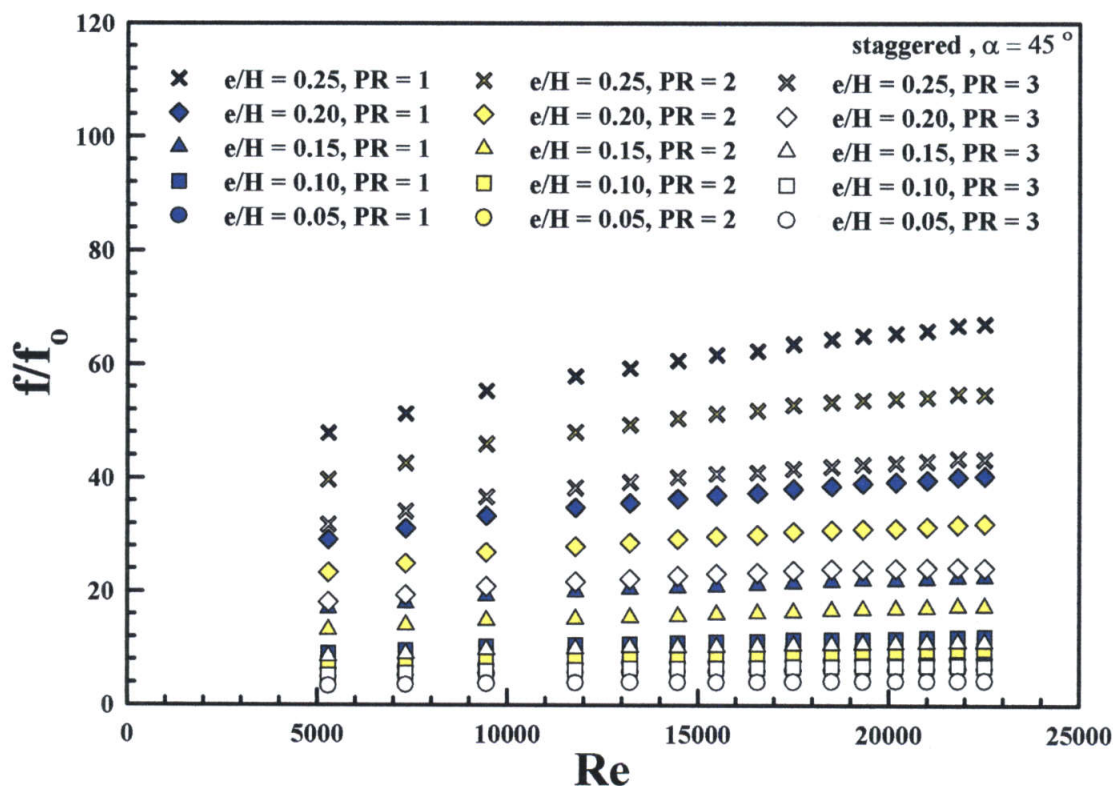
รูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มลดลง โดยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2, 3$ และท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ



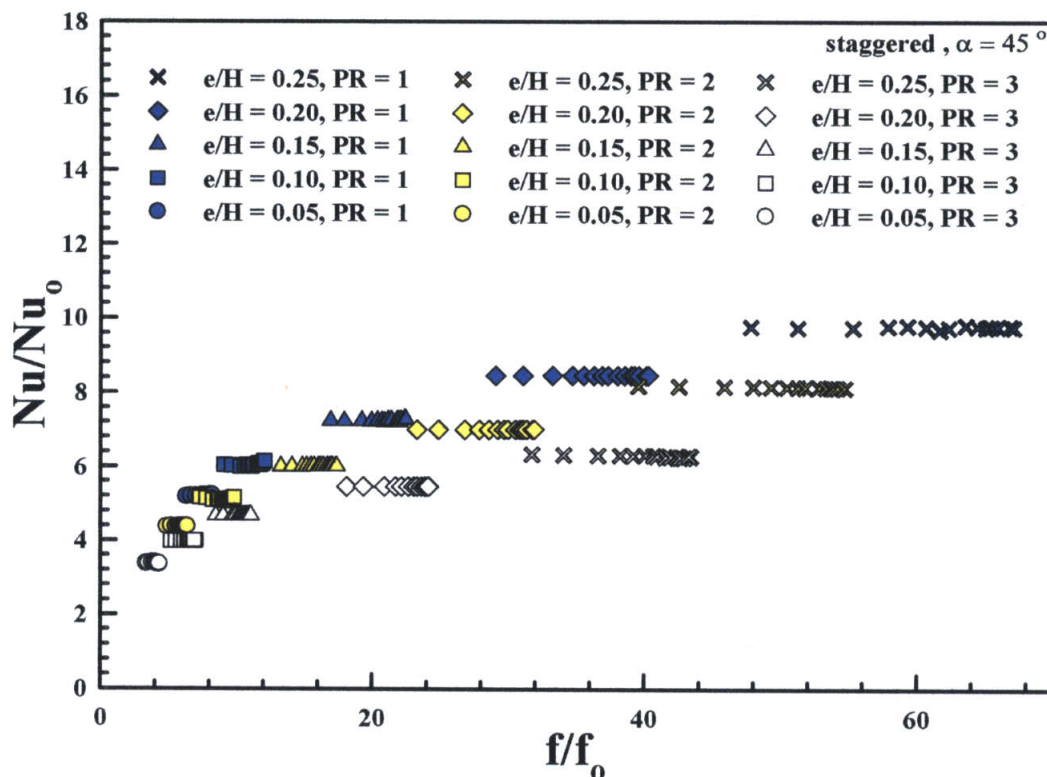
รูปที่ 6.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สกรณิ์ท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง $PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.59, 11.09, 20.76, 36.62 และ 60.97 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง $PR = 2$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.91, 8.98, 15.86, 29.27 และ 50.41 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง และ $PR = 3$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.03, 6.47, 10.28, 22.61 และ 39.98 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



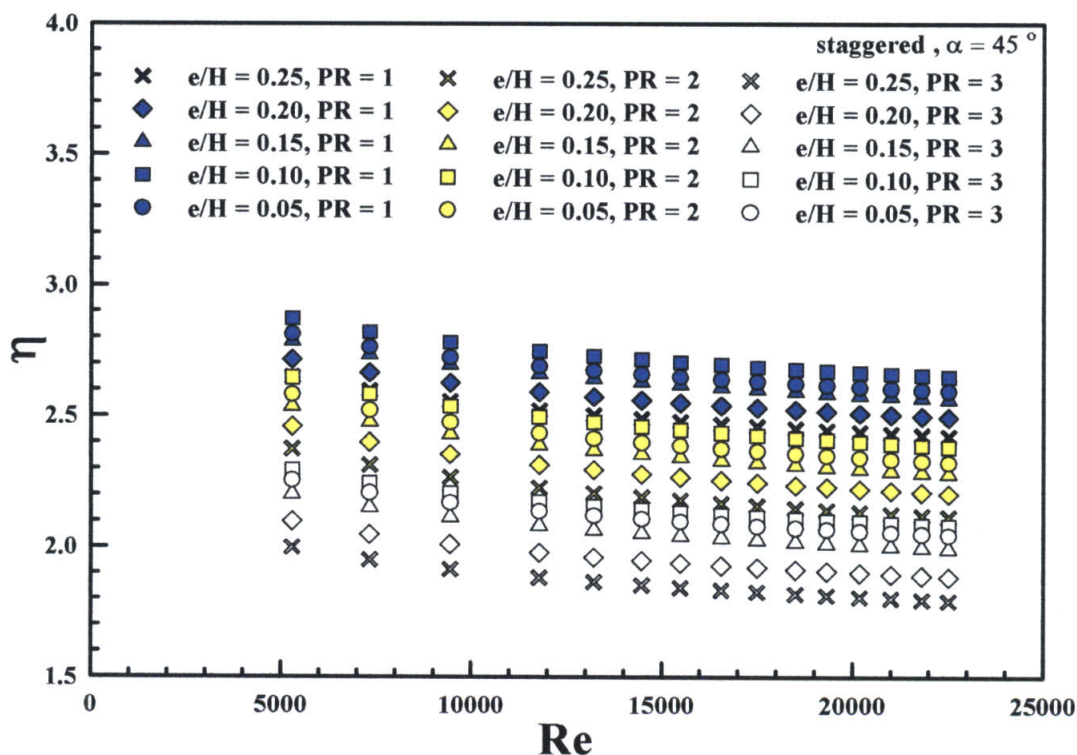
รูปที่ 6.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สกรณิ์ท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อ แผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนาน ผนังเรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่อง ขอนาน PR = 1, 2, และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อ แผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้น จะส่งผลต่อแนวโน้มการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อ เลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบน้อยมาก โดยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิศต่อความ สูงช่องขนาน PR = 1 ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้น มากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน PR = 2 และ PR = 3 และการติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ มีสัดส่วน เลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมากที่สุด ตามด้วยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วน ความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10, 0.05$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนัง เรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูง ช่องขนาน PR = 1, 2, และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

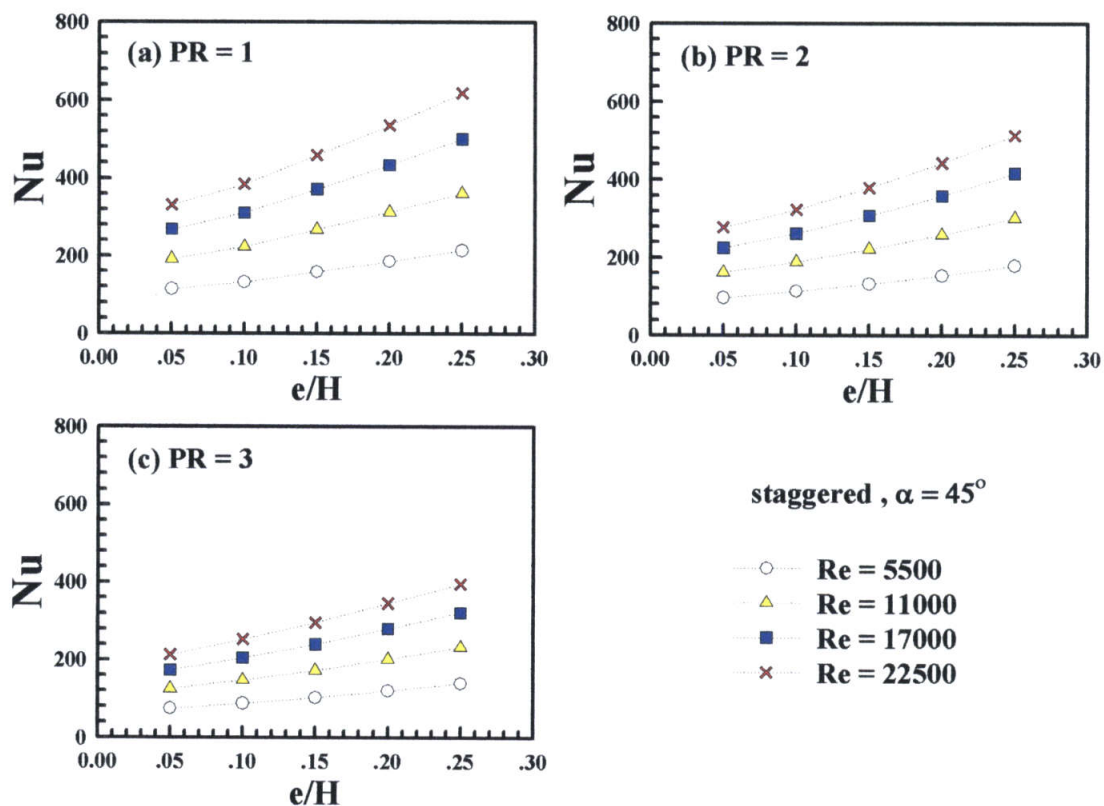
ในรูปที่ 6.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง $PR = 1$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.66, 2.72, 2.63, 2.56 และ 2.49 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง $PR = 2$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.40, 2.46, 2.36, 2.28 และ 2.12 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง และ $PR = 3$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.11, 2.14, 2.05, 1.95 และ 1.85 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ โดยแต่ละสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนานนั้น สัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.10$ จะมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุดตามด้วยสัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



รูปที่ 6.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

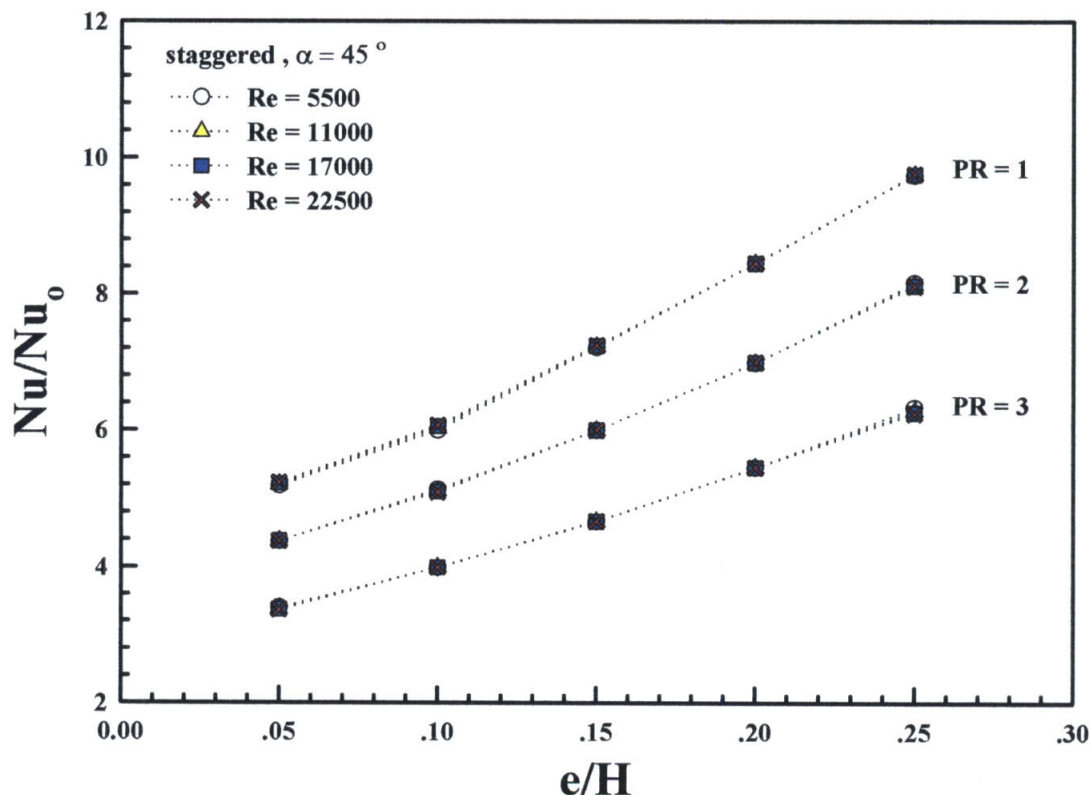
6.3.2 อิทธิพลความสูงครีป

ในรูปที่ 6.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีปหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีปหยักรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อการเพิ่มขึ้นของเลขนัสเซิลท์เป็นอย่างมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีปหยักรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



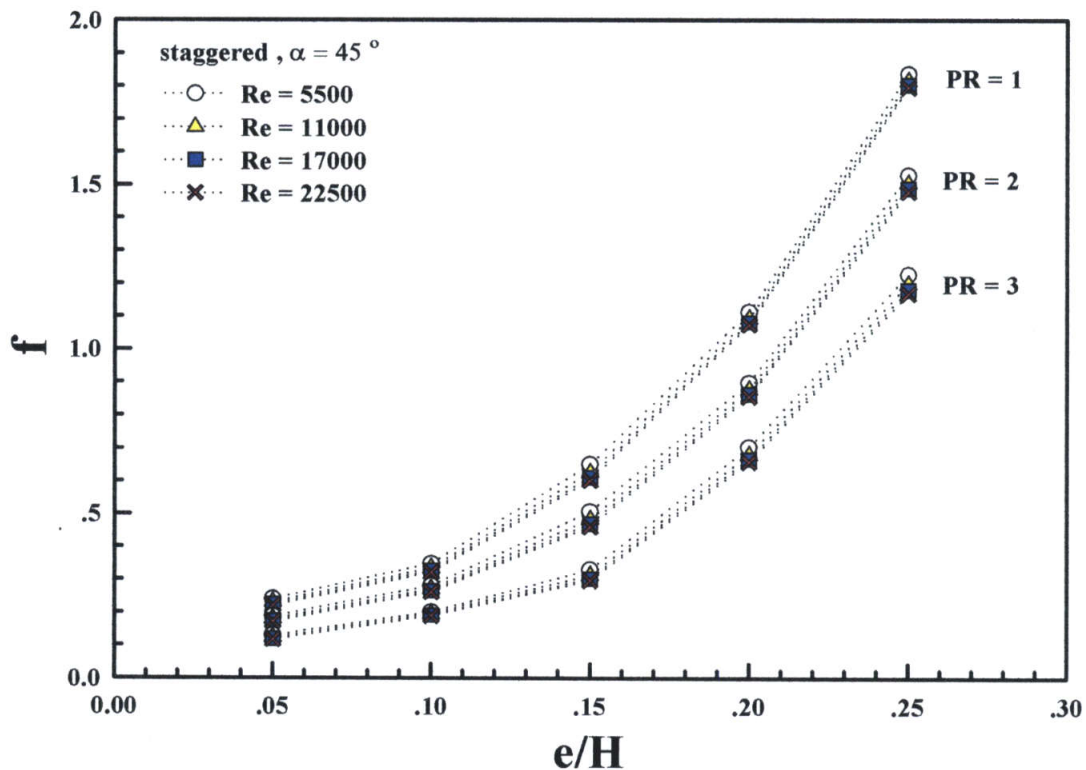
รูปที่ 6.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีปหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์สจะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบน้อยมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



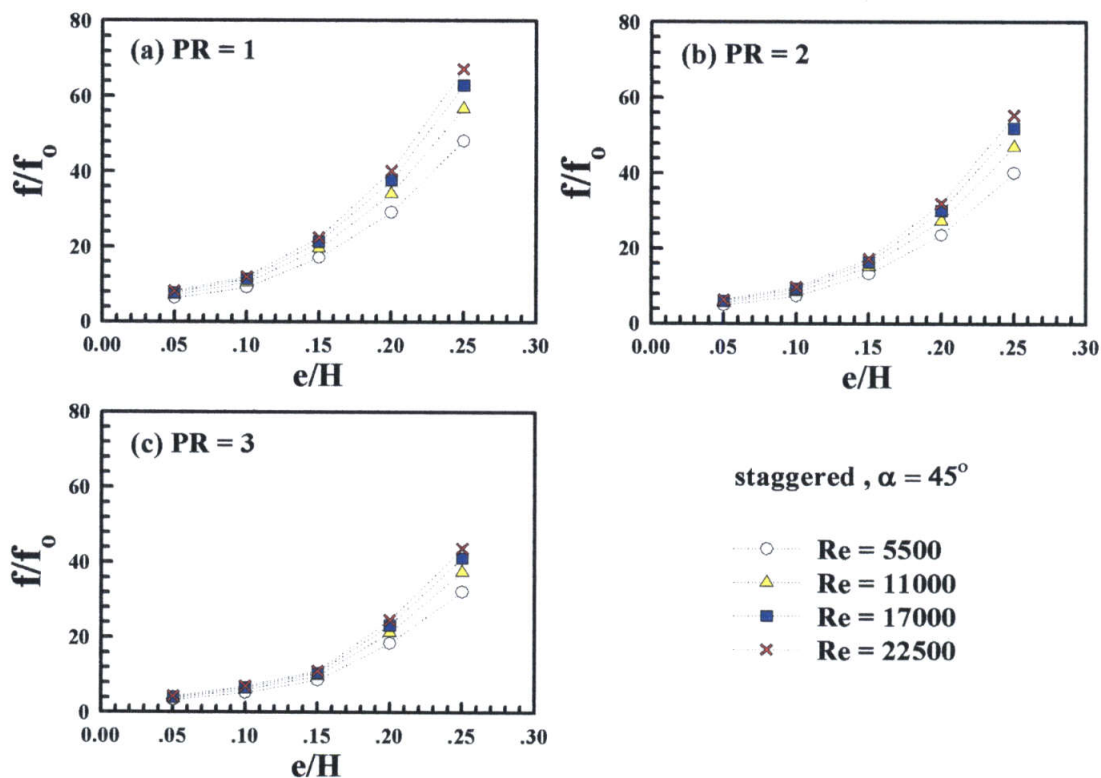
รูปที่ 6.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้ตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของตัวประกอบเสียดทานน้อยมาก และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเป็นอย่างมาก และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ

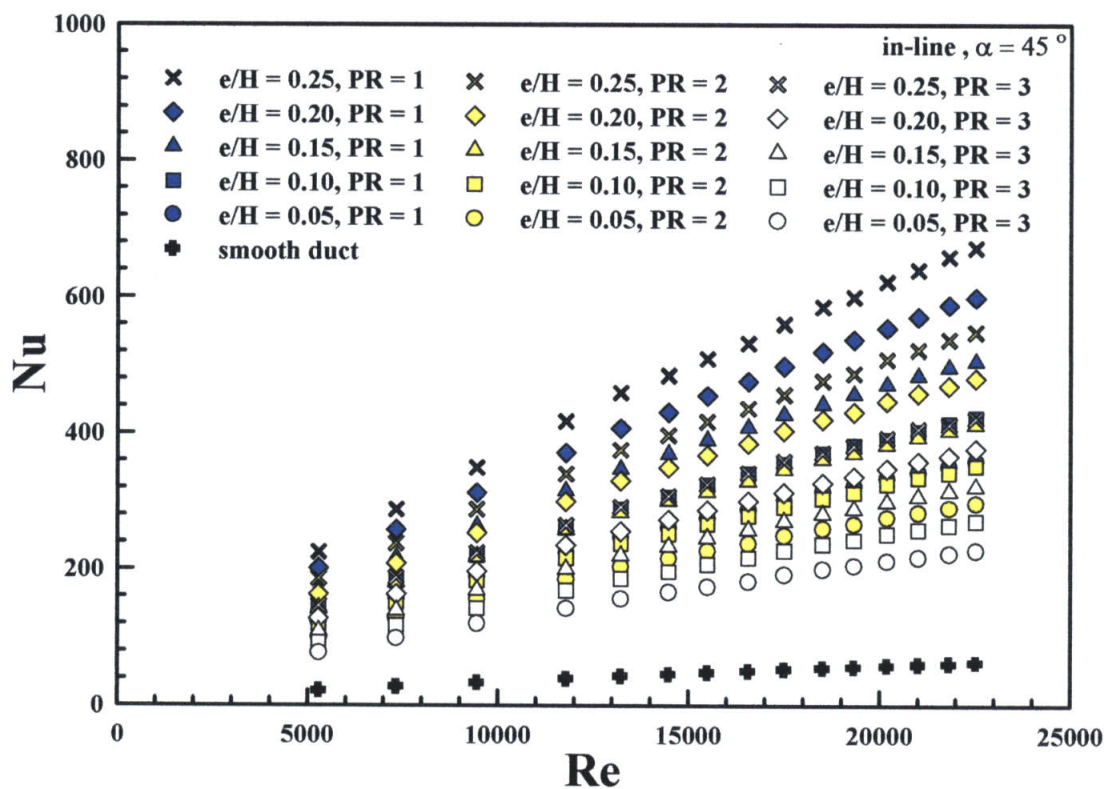


รูปที่ 6.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

6.4 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบทึบที่ผิวบนและผิวล่าง วางแนวเดียวกัน

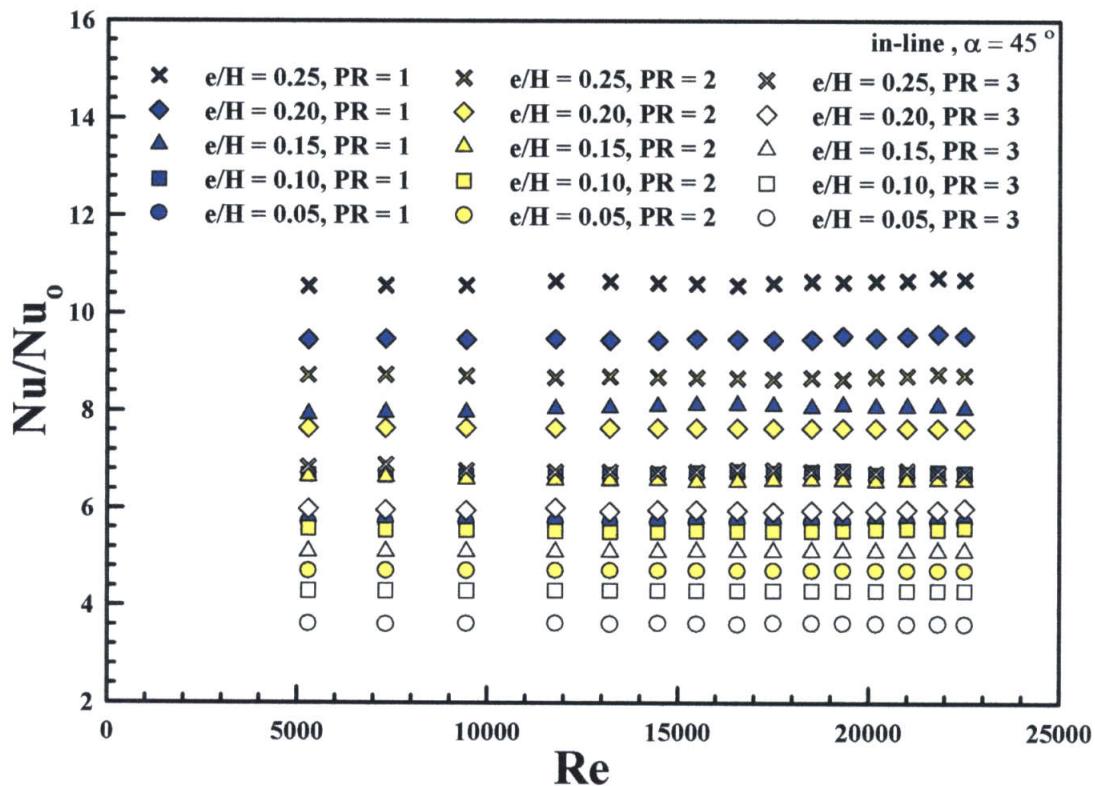
6.4.1 อิทธิพลระยะพิทช์

ในรูปที่ 6.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทึบรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบทึบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยครีบทึบรูปตัววีสัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบทึบรูปตัววีสัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2, 3$ และท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลท์ลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบทึบรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบทึบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบทึบรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบทึบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ



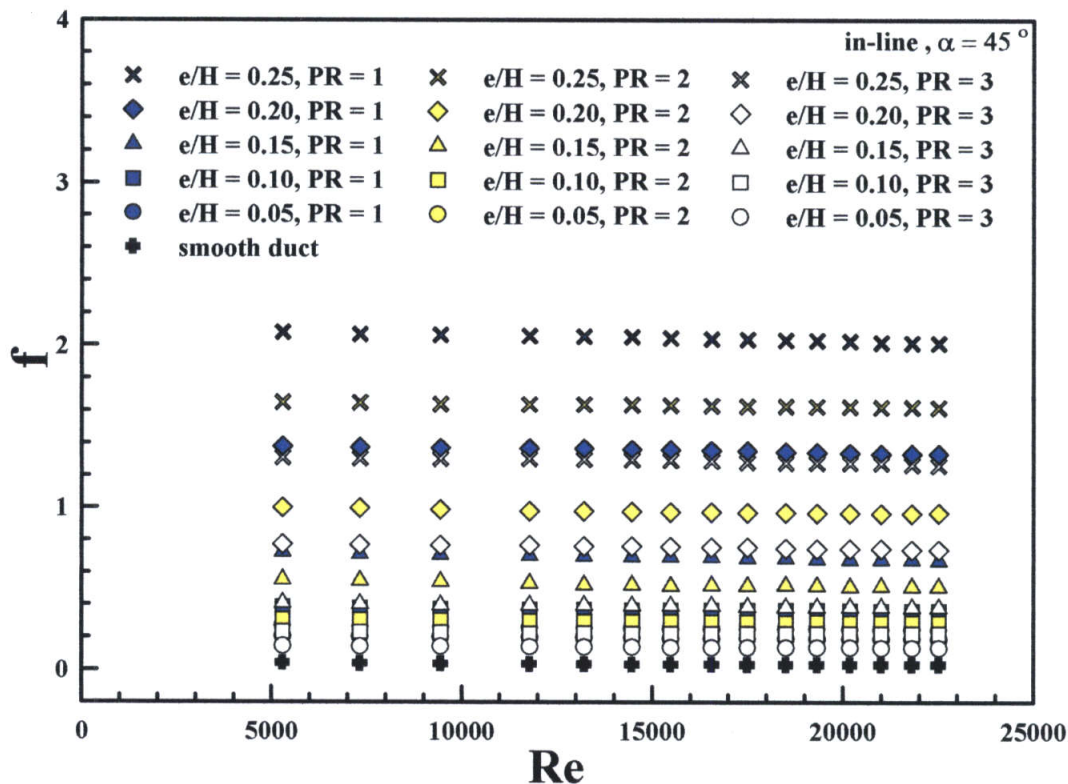
รูปที่ 6.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทึบรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบทึบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ $5.71, 6.71, 8.05, 9.48$ และ 10.63 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ $4.71, 5.54, 6.58, 7.64$ และ 8.69 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน และ $PR = 3$ มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ $3.62, 4.30, 5.11, 5.96$ และ 6.76 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบก้นที่มีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



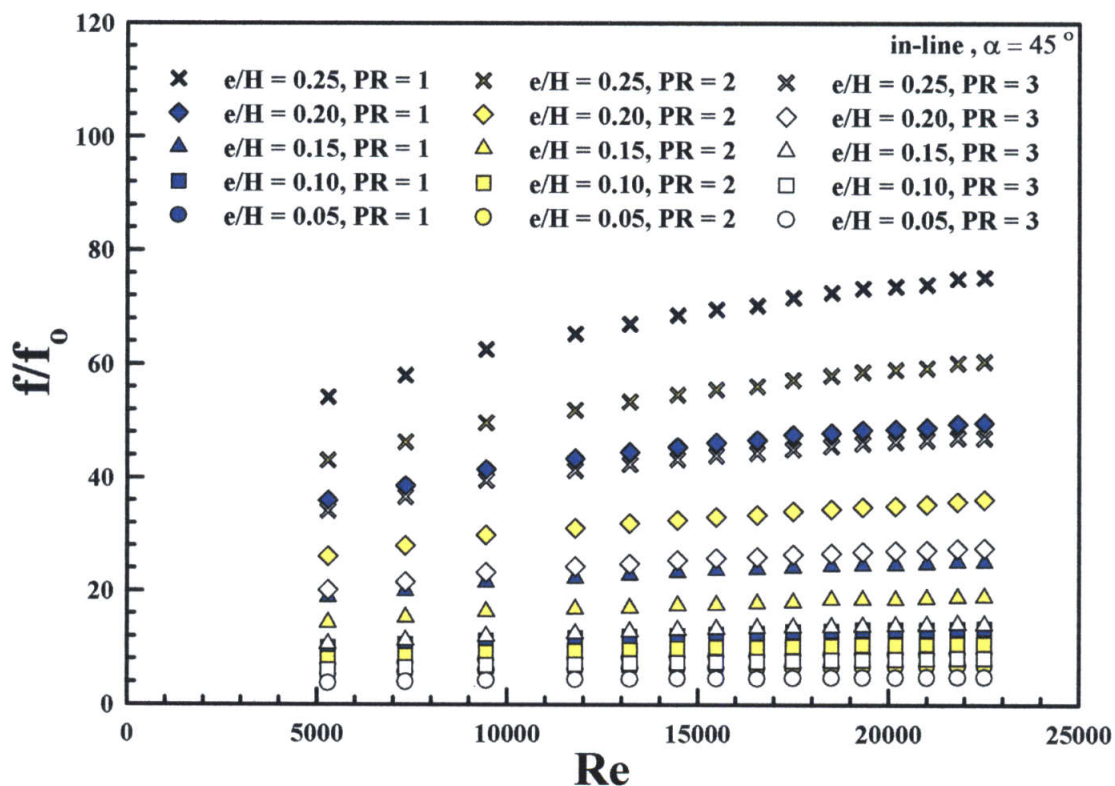
รูปที่ 6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มลดลง โดยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2, 3$ และท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับ และการติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ



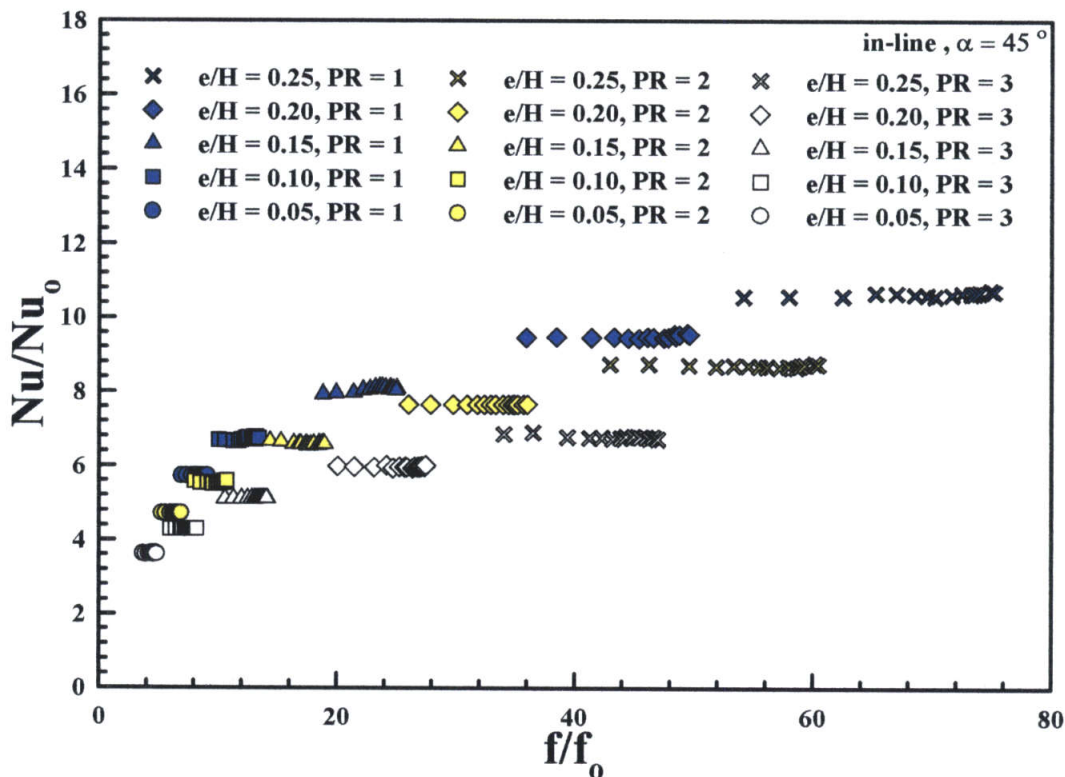
รูปที่ 6.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงทิวทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบทรงทิวสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง $PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 8.43, 12.33, 23.23, 45.47 และ 68.67 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบทิวที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบทรงทิวสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง $PR = 2$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.41, 9.90, 17.52, 32.70 และ 54.84 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบทิวที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบทรงทิวสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง และ $PR = 3$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.51, 7.45, 13.08, 25.31 และ 43.21 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบทิวที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



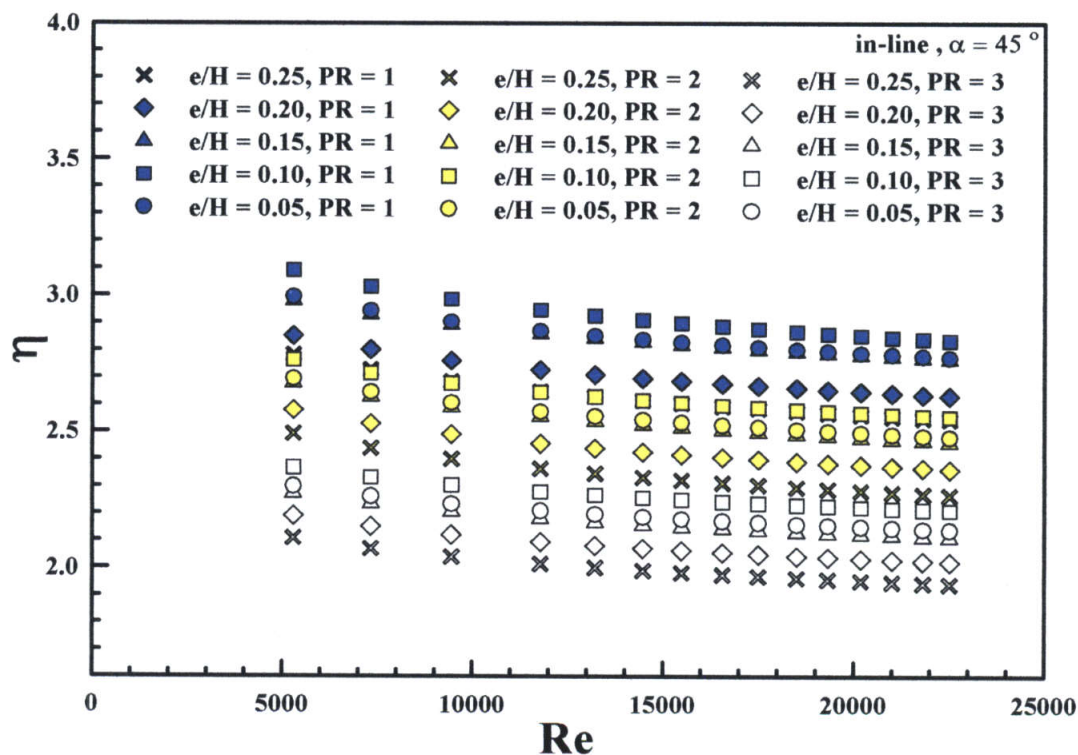
รูปที่ 6.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบทรงทิวทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

ในรูปที่ 6.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1, 2, และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้น จะส่งผลต่อแนวโน้มการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบน้อยมาก โดยครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1 ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบก้นรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 2 และ PR = 3 และการติดตั้งครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ มีสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมากที่สุด ตามด้วยครีบก้นรูปตัววีสัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10, 0.05$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบก้นรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน PR = 1, 2, และ 3 สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

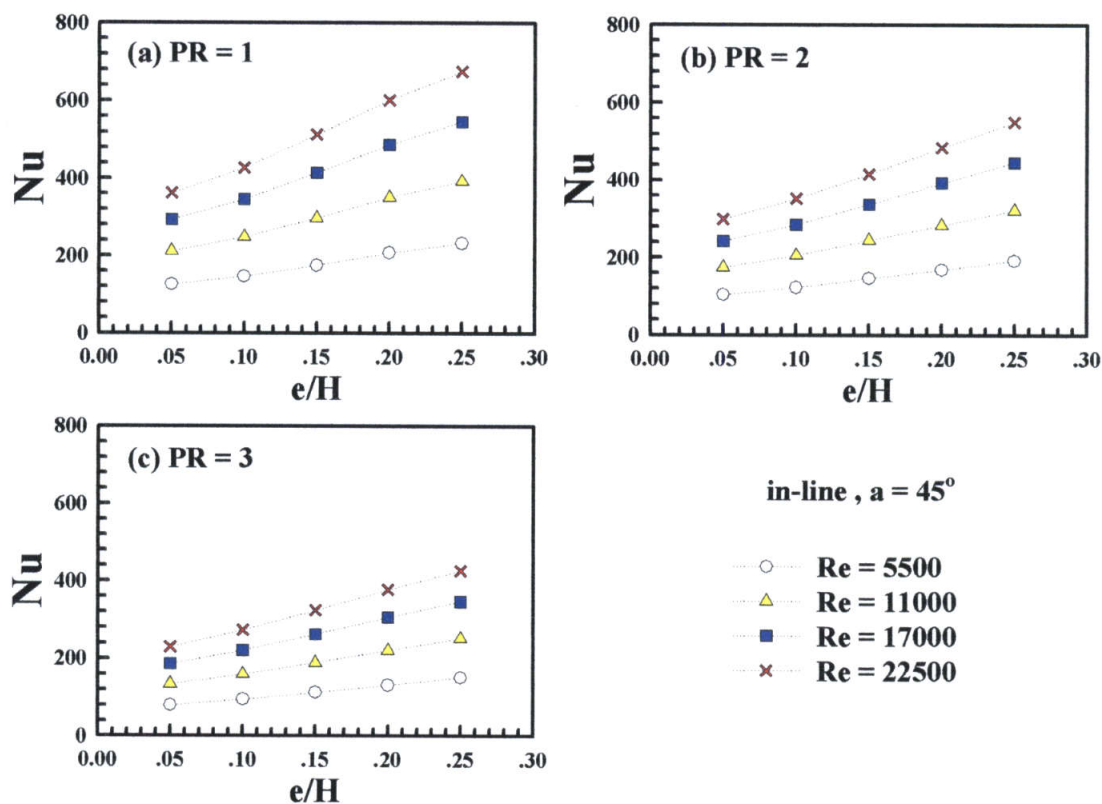
ในรูปที่ 6.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง $PR = 1$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.84, 2.91, 2.83, 2.69 และ 2.61 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบักรูปตัววีที่มีสัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ ครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง $PR = 2$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.54, 2.61, 2.52, 2.42 และ 2.33 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบักรูปตัววีสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูง และ $PR = 3$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.18, 2.25, 2.16, 2.07 และ 1.99 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบักรูปตัววีที่มีสัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ โดยแต่ละสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนานนั้น สัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.10$ จะมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุดตามด้วยสัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.15, 0.20$ และ 0.25 ตามลำดับ



รูปที่ 6.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์ส์ กรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 สัดส่วนความสูงครีบบักรูปตัววีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25

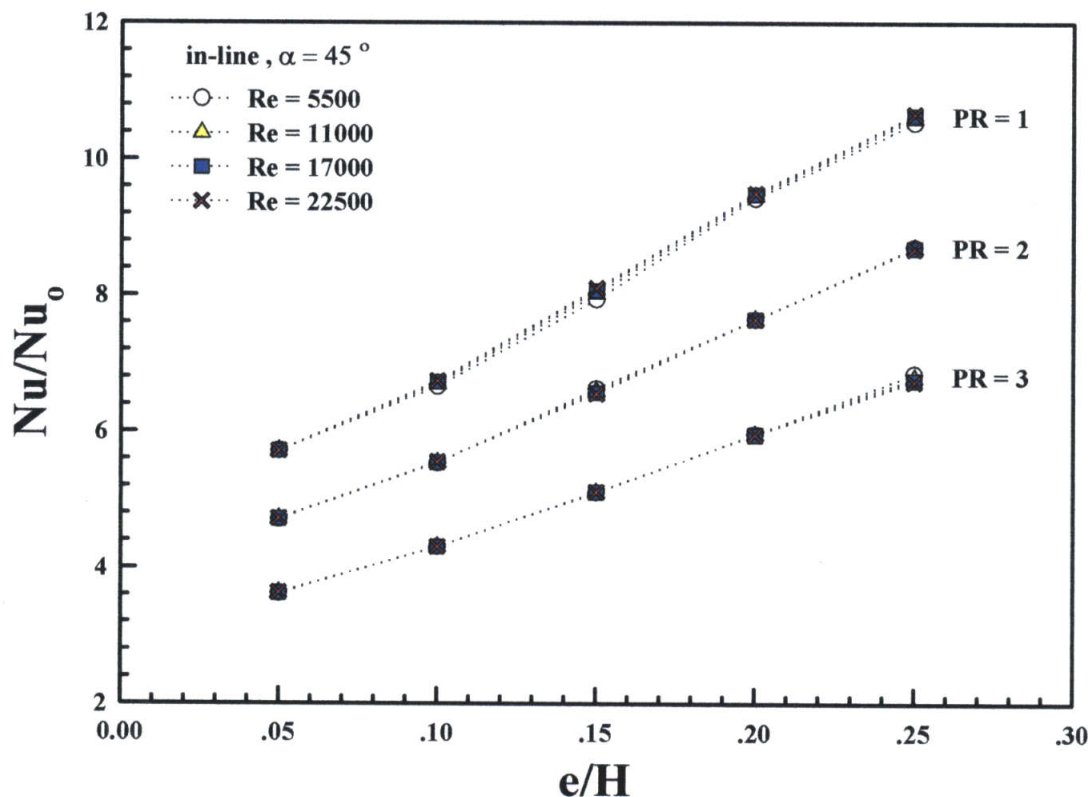
6.4.2 อิทธิพลความสูงครีป

ในรูปที่ 6.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีปหยากรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีปหยากรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของเลขนัสเซิลท์เป็นอย่างมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีปหยากรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



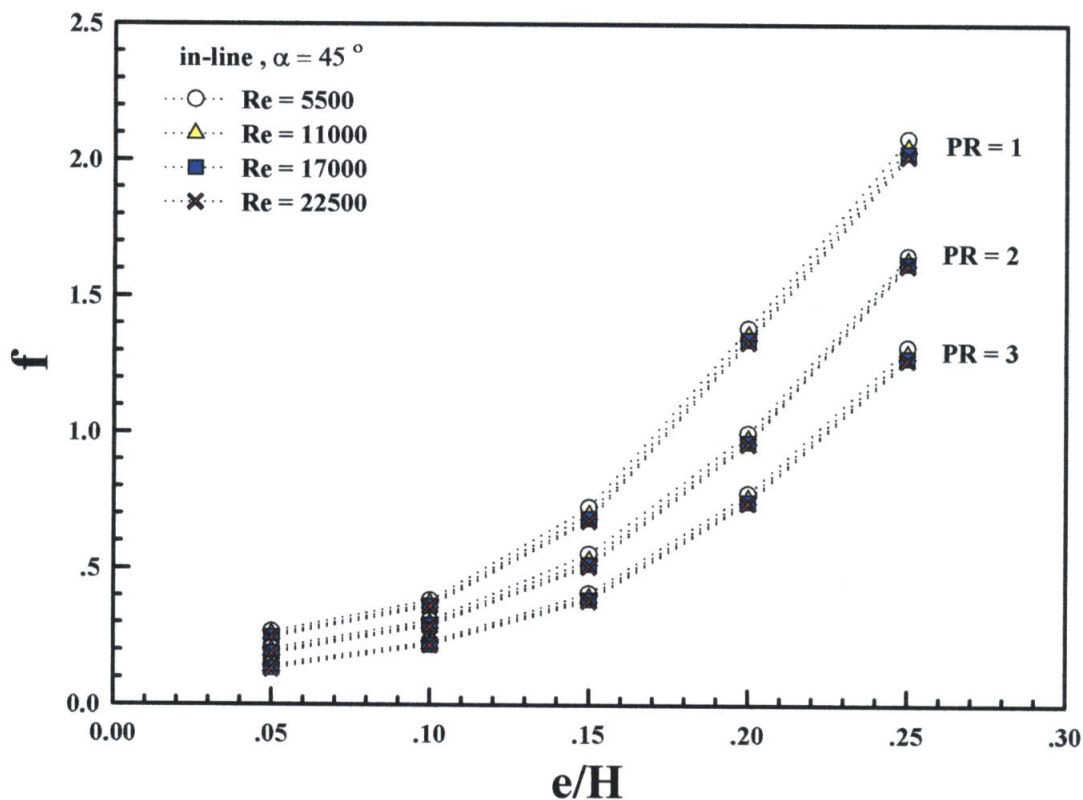
รูปที่ 6.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับสัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีปหยากรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววี ทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์สจะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบน้อยมาก และสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



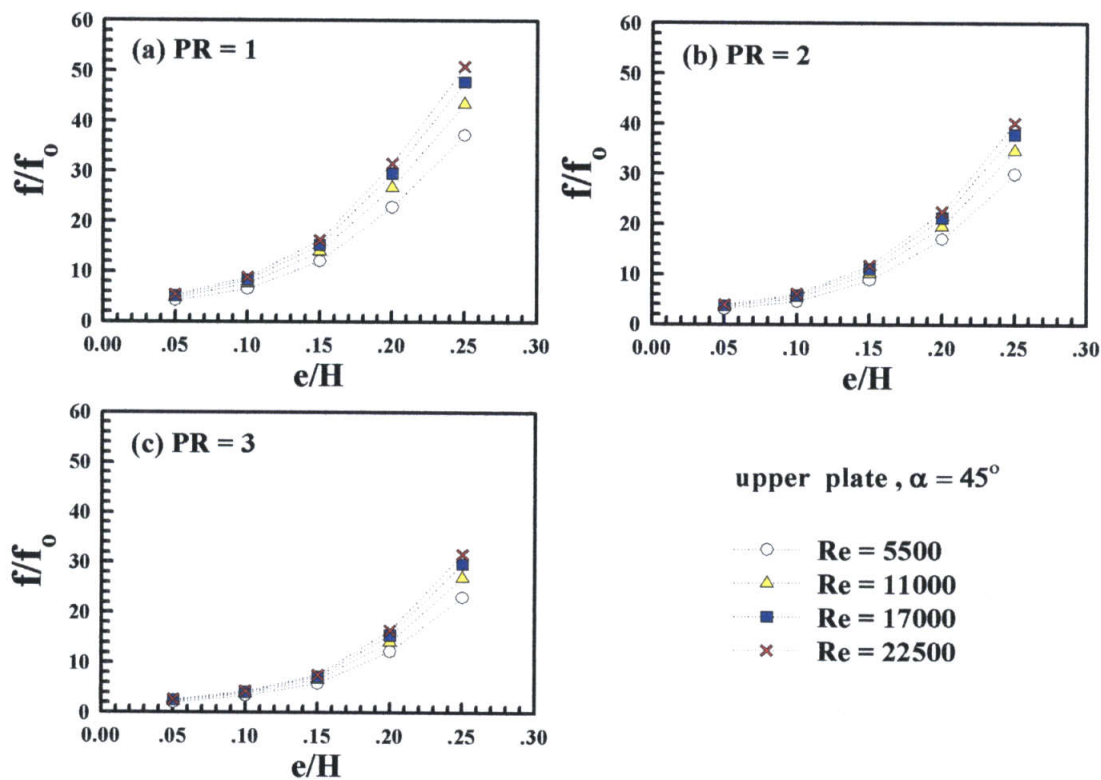
รูปที่ 6.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววี ทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้ตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของตัวประกอบเสียดทานน้อยมาก และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ในรูปที่ 6.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3 จากการทดลองพบว่าเมื่อสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้นจะทำให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ ให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ การเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ส์จะมีอิทธิพลต่อช่วงการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเป็นอย่างมาก และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ ให้สัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกรูปตัววีที่สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ $PR = 3$ ตามลำดับ



รูปที่ 6.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อแผ่นขนานผนังเรียบกับสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนานกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบอกรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2,$ และ 3

ตารางที่ 6.1 สรุปผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน
กรณีครีบบน

กรณีที่	e/H	PR (P/H)	Nu/Nu_0	f/f_0	η
1	0.05	1	3.97	5.05	2.30
2	0.05	2	3.16	3.63	2.05
3	0.05	3	2.50	2.44	1.84
4	0.10	1	4.72	8.15	2.35
5	0.10	2	3.73	5.60	2.11
6	0.10	3	3.03	4.06	1.90
7	0.15	1	5.60	14.90	2.27
8	0.15	2	4.35	10.82	2.01
9	0.15	3	3.55	7.03	1.78
10	0.20	1	6.60	28.72	2.20
11	0.20	2	5.14	20.72	1.90
12	0.20	3	4.16	15.08	1.67
13	0.25	1	7.59	46.47	2.12
14	0.25	2	5.90	36.86	1.79
15	0.25	3	4.78	28.81	1.56

ตารางที่ 6.2 สรุปผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน
กรณีวางครีบบน

กรณีที่	e/H	PR (P/H)	Nu/Nu_0	f/f_0	η
1	0.05	1	5.21	7.59	2.66
2	0.05	2	4.38	5.91	2.40
3	0.05	3	3.37	4.03	2.11
4	0.10	1	6.05	11.09	2.72
5	0.10	2	5.11	8.98	2.46
6	0.10	3	3.99	6.47	2.14
7	0.15	1	7.24	20.76	2.63
8	0.15	2	6.00	15.86	2.36
9	0.15	3	4.67	10.28	2.05

10	0.20	1	8.45	36.62	2.56
11	0.20	2	6.99	29.27	2.28
12	0.20	3	5.45	22.61	1.95
13	0.25	1	9.76	60.97	2.49
14	0.25	2	8.14	50.41	2.12
15	0.25	3	6.28	39.98	1.85

ตารางที่ 6.3 สรุปผลของการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน กรณีวางครีบบนแนวเดียวกัน

กรณีที่	e/H	PR (P/H)	Nu/Nu_0	f/f_0	η
1	0.05	1	5.71	8.43	2.84
2	0.05	2	4.71	6.41	2.54
3	0.05	3	3.62	4.51	2.18
4	0.10	1	6.71	12.33	2.91
5	0.10	2	5.54	9.90	2.61
6	0.10	3	4.30	7.45	2.25
7	0.15	1	8.05	23.23	2.83
8	0.15	2	6.58	17.52	2.52
9	0.15	3	5.11	13.08	2.16
10	0.20	1	9.48	45.47	2.69
11	0.20	2	7.64	32.70	2.42
12	0.20	3	5.96	25.31	2.07
13	0.25	1	10.63	68.67	2.61
14	0.25	2	8.69	54.84	2.33
15	0.25	3	6.76	43.21	1.99

จากตารางที่ 6.1, 6.2 และ 6.3 ที่แสดงการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน จากผลการทดลองการจัดวางครีบบนแนวเดียวกัน จะให้การถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุด ตามด้วยการจัดวางครีบบนแนวเดียวกัน และการจัดวางครีบบนแนวครีบบน เนื่องจากจัดวางครีบบนแนวเดียวกันนั้น เมื่ออากาศไหลผ่านครีบบนจะเกิดกลุ่มการหมุนวน(Vortex) กระแสที่ผิวบนและผิวล่างไปพร้อมกันโดยกลุ่มการหมุนวน

ที่ผิวบนนั้นจะรับความร้อนที่ผิวออกมา (ให้ความร้อนที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว) แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศเย็นที่กลุ่มการหมุนวนที่ผิวล่าง หรือเป็นการแลกเปลี่ยนพลังงานระหว่างอนุภาคของไหลที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน ซึ่งกระบวนการนี้เรียกว่า กระบวนการผสม(Mixing) จึงทำให้อุณหภูมิที่ผิวต่ำลง เป็นเหตุการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด ส่วนกรณีการจัดวางครีบบางวางเยื้องกันนั้นจะเกิดกระบวนการผสมน้อยกว่ากรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกัน เนื่องจากกลุ่มการหมุนวนที่ผิวบนและผิวล่างจะไม่จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนน้อยกว่ากรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกัน และในสัณฐานการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกันจะเกิดแค่กลุ่มการหมุนวนที่ผิวบนเพียงด้านเดียว ไม่มีอากาศเย็นจากกลุ่มการหมุนวนจากผิวล่างไปช่วยแลกเปลี่ยนความร้อนจึงทำให้การถ่ายเทความร้อนน้อยกว่ากรณีการจัดวางครีบบางวางเยื้องกัน และกรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกัน โดยสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 เนื่องจาก เมื่อสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานที่ค่าสูงจะทำให้กลุ่มการหมุนวนกระแทกที่ผิวรุนแรงกว่าสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานที่ค่าต่ำ และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ 3 เนื่องจากเมื่อสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนานมีค่าที่ต่ำจำนวนแถวของครีบบมากกว่า จึงทำให้จำนวนครั้งการกระแทกมากกว่าสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนานมีค่าที่สูง ทำให้การถ่ายเทความร้อนมากที่สุด

สำหรับตัวประกอบเสียดทานนั้น กรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกันจะเหลือพื้นที่การไหลน้อยกว่ากรณีการจัดวางครีบบางวางเยื้องกัน และกรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกัน จึงทำให้ตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด โดยสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 เนื่องจากเนื่องจาก เมื่อสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานที่ค่าสูงจะทำให้การต้านการไหลมากกว่าสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานที่ค่าต่ำ และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ 3 เนื่องจากเมื่อสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนานมีค่าที่ต่ำ จำนวนแถวของครีบบจึงมทำให้การต้านการไหลมากกว่าสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนานที่ค่าต่ำ

สำหรับสมรรถนะเชิงความร้อน กรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกันจะให้สมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่า กรณีการจัดวางครีบบางวางเยื้องกัน และกรณีการจัดวางครีบบางวางแนวเดียวกัน เนื่องจากสัดส่วนของเลขนัสเซลท์มากที่สุดเมื่อเทียบกับตัวประกอบเสียดทาน โดยสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.10$ จะให้สมรรถนะเชิงความร้อนทานมากกว่าสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.15, 0.20, 0.25$ และสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน

PR = 1 จะให้สมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าสัดส่วนระยะพิชิตต่อความสูงช่องขนาน PR = 2 และ 3

ผลการทดลองจะทำการเปรียบเทียบกับสมการที่น่าเชื่อถือ และได้รับความนิยม โดยเลขนัสเซลท์จะเปรียบเทียบกับ Dittus-Boelter correlation ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 6.65 % และตัวประกอบเสียดทานจะเปรียบเทียบกับ Blasius correlation ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 3.38 % ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10 % ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มี ความเชื่อถือได้

6.5 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) แบบจำลองรีเกรสชันจะสอดคล้องกับกลุ่มของข้อมูลของตัวอย่าง บางกรณีผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร 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

$$y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n} \quad (6.1)$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูปแบบ Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(y) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n) \quad (6.2)$$

เมื่อ

b_0 = ค่าคงที่

b_i = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร x_i

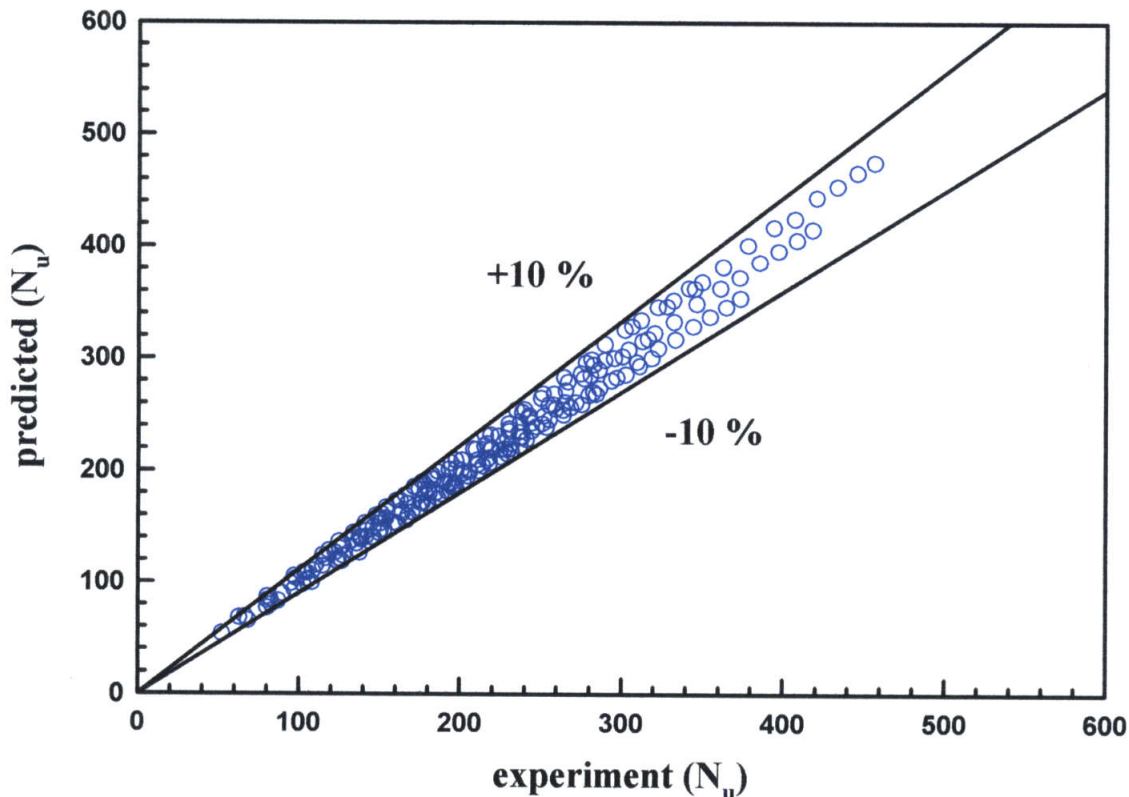
6.5.1 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบริบที่ผิวบน

6.5.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) และสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 6.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 5,000 - 23,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$N_u = 0.80725Re^{0.7461} Pr^{0.4} (e/H)^{0.3916} ((P/H)+1)^{-0.6559} \quad (6.3)$$



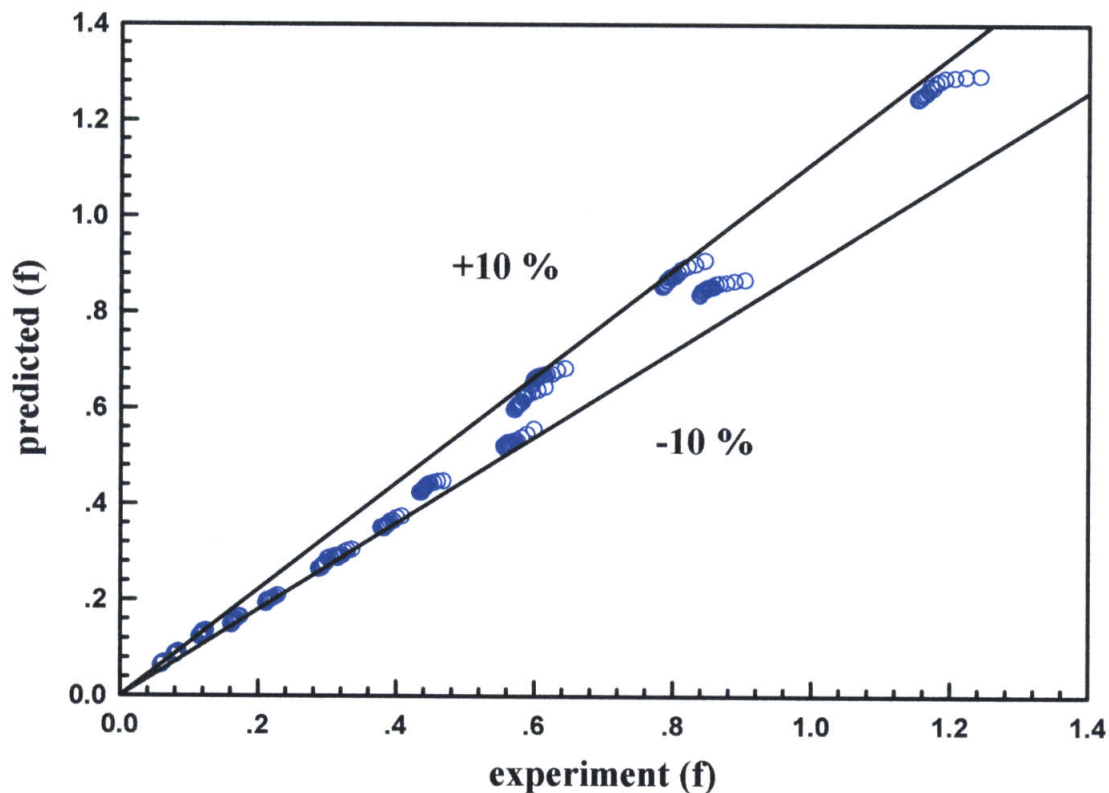
รูปที่ 6.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

6.5.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (f) กับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) และสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 6.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 5,000 - 23,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$f = 27.0833Re^{-0.0520}(e/H)^{1.4273}((P/H)+1)^{-0.9480} \quad (6.4)$$



รูปที่ 6.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

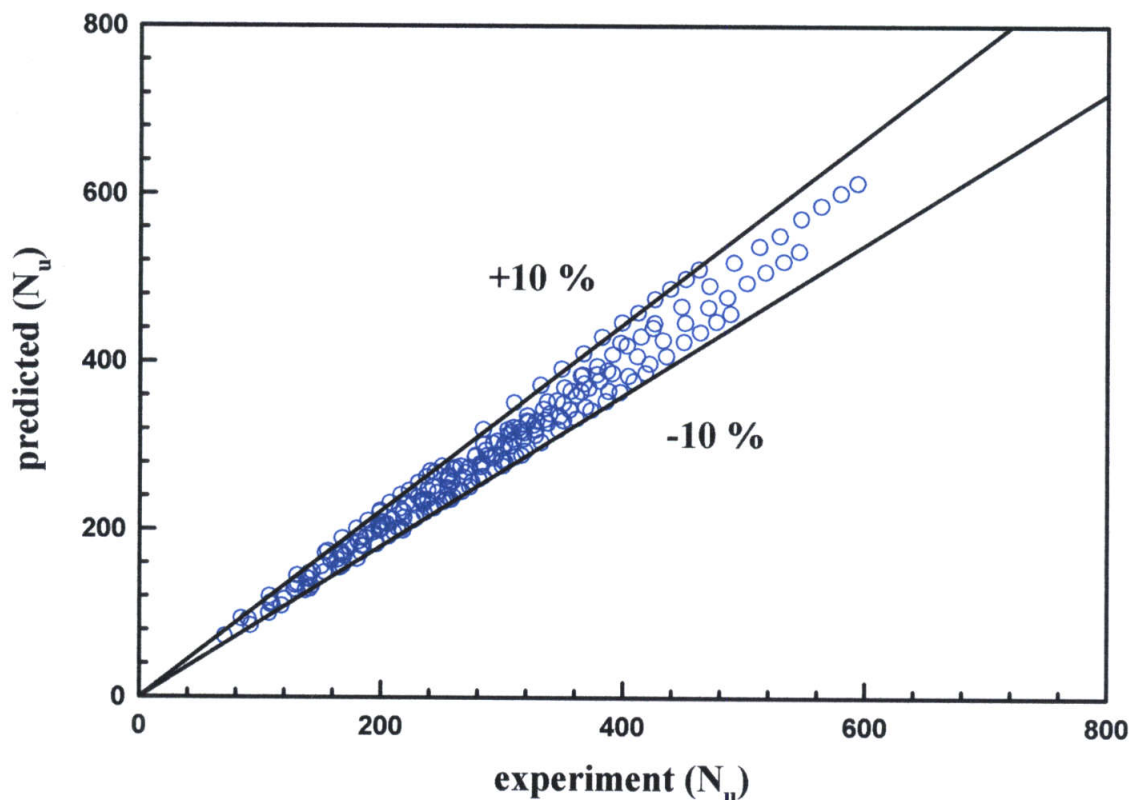
6.5.2 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบบนผิวบนและผิวล่าง วางเยื้องกัน

6.5.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 6.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบนผิวรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 5,000 - 23,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$N_u = 0.9731Re^{0.7492} Pr^{0.4} (e/H)^{0.3803} ((P/H)+1)^{-0.6145} \quad (6.5)$$



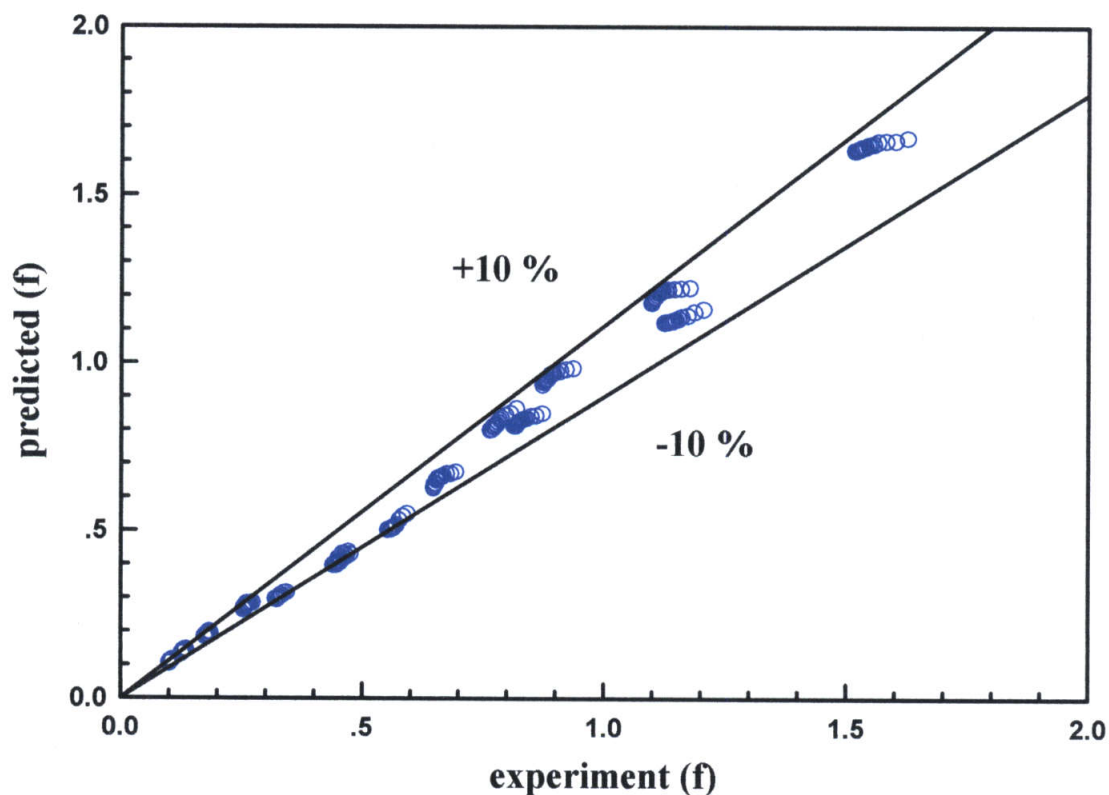
รูปที่ 6.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบนผิวรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

6.5.2.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (f) กับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) และสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 6.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 5,000 - 23,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$f = 27.3106Re^{-0.0479}(e/H)^{1.3409}((P/H)+1)^{-0.7960} \quad (6.6)$$



รูปที่ 6.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

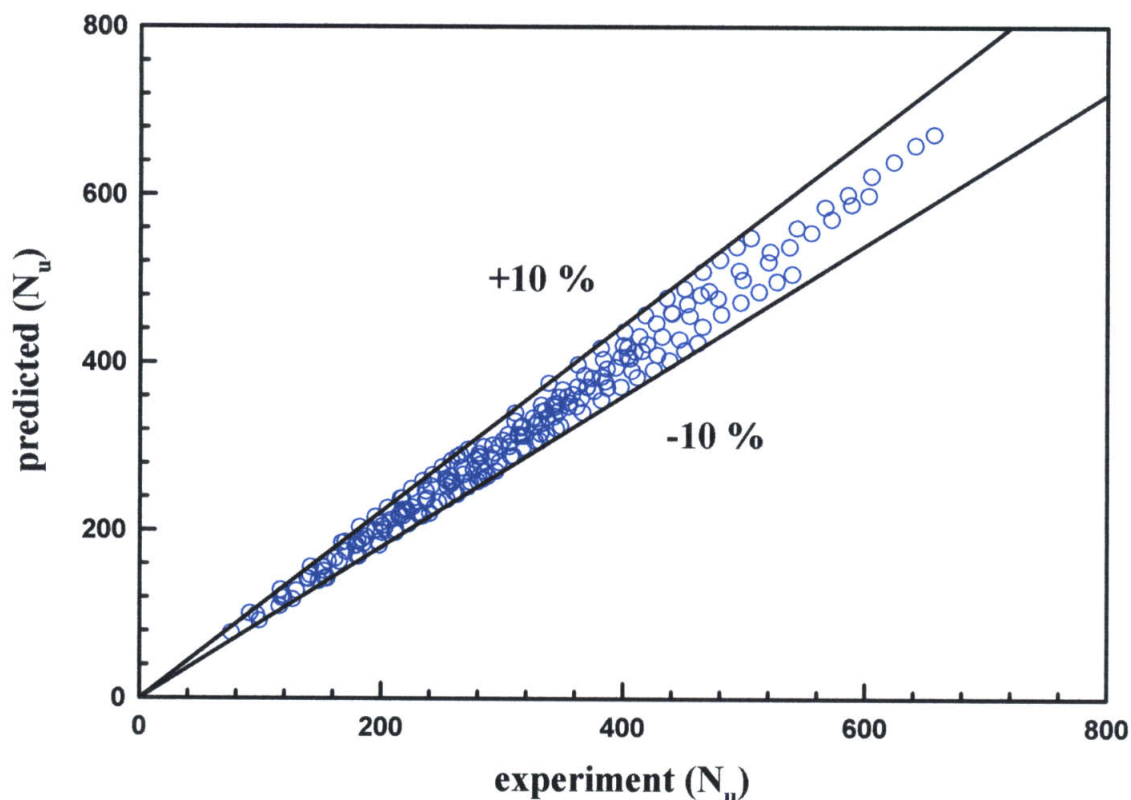
6.5.3 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบบนผิวบนและผิวล่าง วางแนวเดียวกัน

6.5.3.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) และสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 6.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบนผิวรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 5,000 - 23,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$N_u = 1.0885 Re^{0.7508} Pr^{0.4} (e/H)^{0.3842} ((P/H)+1)^{-0.6450} \quad (6.7)$$



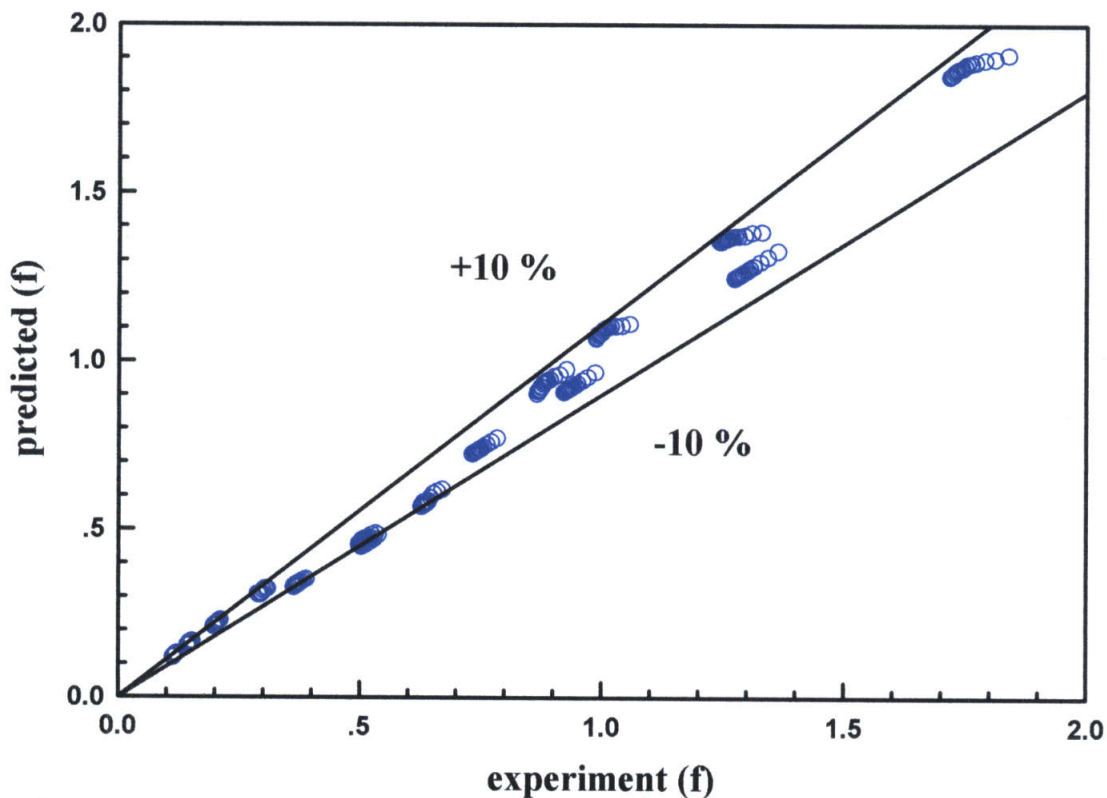
รูปที่ 6.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบนผิวรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

6.5.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ (f) กับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน (e/H) และสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน (PR) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 6.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = 5,000 - 23,000$ จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 10\%$

$$f = 30.55896Re^{-0.04682}(e/H)^{1.3392}((P/H)+1)^{-0.7974} \quad (6.8)$$



รูปที่ 6.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบหยักรูปตัววีทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3

บทที่ 7

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบกัมพูชาตัววีสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบกัมพูชาตัววี จากการทดลองพบว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการติดตั้งครีที่ผิวภายในท่อแผ่นขนานเพื่อให้เกิดการหมุนควง สามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้เนื่องจากการไหลแบบหมุนควงจะทำให้อากาศเกิดการกระแทกที่ผิวร้อนเป็นสาเหตุที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าการทำให้อากาศเกิดการผสมผสานกับผิวร้อน ซึ่งทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่ามากกว่ากรณีการไหลในท่อแผ่นขนานผิวเรียบ

2. การศึกษาผลของสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่า เมื่อสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น โดยสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.25$ มีค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.20, 0.15, 0.10$ และ 0.05 ตามลำดับ

3. การศึกษาผลของสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่า เมื่อสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานเพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานลดลง โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ 3 ตามลำดับ

4. การศึกษาผลของการติดตั้งและการจัดวางครี จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่า การติดตั้งครีที่ผิวบนและผิวล่างที่ท่อแผ่นช่องขนาน ให้เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการติดตั้งที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว โดยการติดตั้งครีที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางแนวเดียวกันมีค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยการติดตั้งครีที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางเอียงกัน และการติดตั้งที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว ตามลำดับ

5. การศึกษาผลของสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบกัมพูชาตัววี จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่า สัดส่วนความสูงครีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.10$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุด ตามด้วยสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.05,$

0.15, 0.20 และ 0.25 ตามลำดับ สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ มีสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุด ตามด้วยสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 2$ และ 3 ตามลำดับ และการติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางแนวเดียวกันมีสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุด ตามด้วยการติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางเอียงกัน และการติดตั้งที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว ตามลำดับ

การศึกษาครั้งนี้สมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยที่สูงที่สุดคือ 2.91 เท่า ที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.10$ สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และการติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางแนวเดียวกัน

7.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบริบห้กรูปร่างตัววีเป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงช่องขนาน และการติดตั้งและการจัดวางครีบริบ ควรจะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่นๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิศอื่นๆ ของครีบริบ
2. ศึกษาผลกระทบที่มุมอื่นๆ
3. ศึกษาถึงค่า aspect ratio อื่นๆ ของชุดทดลอง
4. ศึกษาถึงการใช้ครีบริบรูปอื่นๆ เช่น รูปคลื่นไซน์
5. ศึกษาถึงการติดตั้งครีบริบใช้ท่อแผ่นช่องขนานที่มีร่อง (Rib-grooved)
6. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-252.
- [2] ชานนท์ มะลิกุล. 2551. การถ่ายเทความร้อนแบบปั่นป่วนภายในช่องแผ่นขนานที่มีครีบริ่อง. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [3] สมพล สกุดหลง. 2551. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบตัววี. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [4] 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.
- [5] Ozisik, M.N. 1985. **Heat Transfer: A Basic Approach.** McGraw-Hill, New York, pp. 281-338.
- [6] Holman, J.P. 1990. **Heat Transfer.** McGraw-Hill, New York, pp. 217-321.
- [7] Munson, Bruce R., Donald F. Young, and Theodore H. Okiishi. 1990. **Fundamentals of Fluid Mechanics.** John Wiley & Sons, New York, pp. 465-547.
- [8] 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.
- [9] Webb R. L. 1992. **Principles of Enhanced Heat Transfer,** John-Wiley & Sons, New York, USA, pp. 166-194.
- [10] Incropera, Frank P. and David P. Dewitt. 1996. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** John Wiley & Sons, New York, pp. 419-461.
- [11] 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.

- [12] 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.
- [13] Cengel, Yunus A. 1998. **Heat Transfer: A Practical Approach**. McGraw-Hill, New York, pp. 349-394.
- [14] Fox, Robert W. and Alan T. McDonald. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics**. Wiley, New York, pp. 332-395.
- [15] Gao X, Sunden B. 2001. **Heat transfer and pressure drop measurements in rib-roughened rectangular ducts**. *Int. J. Heat Thermal Fluid* Vol. 24, pp. 25-34.
- [16] Choi C, Rhee DH and Cho HH. 2002. **Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs**. *KSME. J. Heat Transfer* Vol. 26, pp. 1542-1551.
- [17] 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.
- [18] Gao X, Sunden B. 2004. **PIV measurement of the flow field in rectangular ducts with 60° parallel, cross and V-shaped ribs**. *Int. J. Heat Thermal Fluid* Vol. 28, pp. 639-653.
- [19] 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.
- [20] Dong Hyun Lee and Dong-Ho Rhee. 2009. **Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel**. *Int. J. Energy* Vol. xxx, pp. 1-9.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.

คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศ
ที่ความดันบรรยากาศ

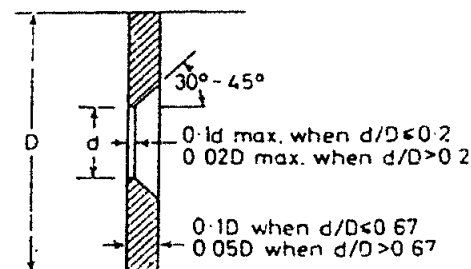
ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

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.

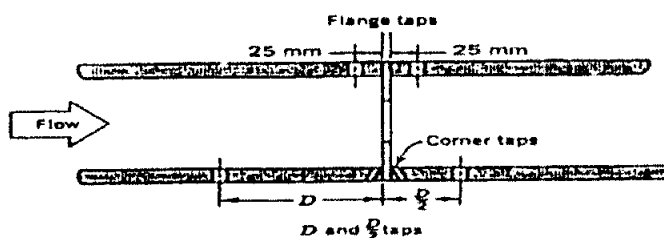
ออริฟิส

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



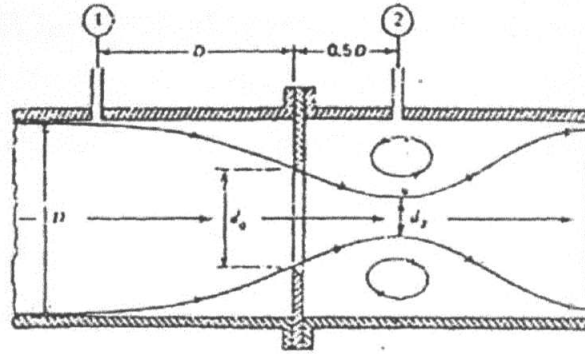
รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

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



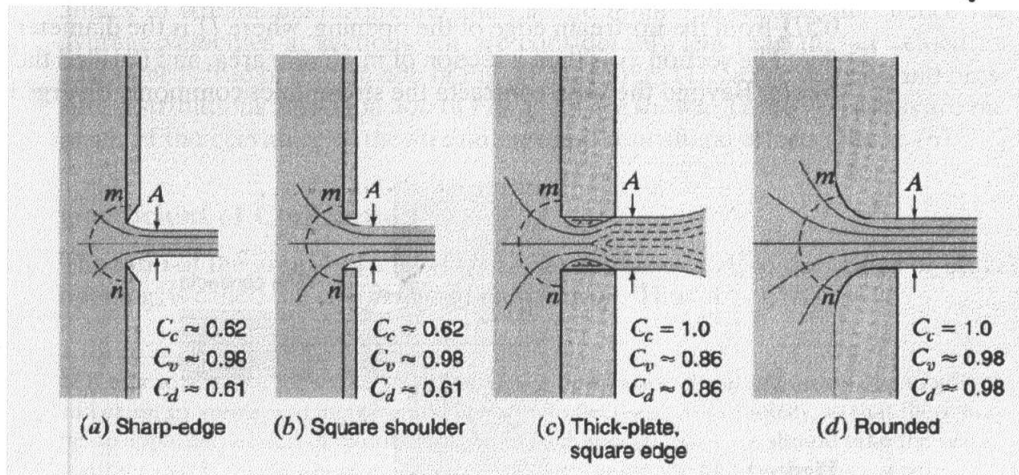
รูปที่ ข-2 แสดง โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิซ

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิซเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิซมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ 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 Bernoulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออร์ฟิสในการทดลองนี้คือ 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 พื้นที่หน้าตัดรูออร์ฟิส (m^2)
 P คือ ความดันสถิตของของไหล (N/m^2)
 γ คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, N/m^3)
 d_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออร์ฟิส
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ
 Subscript 1t คือ ค่าที่จุดที่ 1 ในทางทฤษฎี
 Subscript 2t คือ ค่าที่จุดที่ 2 ในทางทฤษฎี

ภาคผนวก ก.
บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

การประชุมวิชาการ

เครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 5

5th Conference on Energy Network of Thailand (E-NETT)

29 เมษายน - 1 พฤษภาคม 2552

มหาวิทยาลัยเนศวร พิษณุโลก

คณะวิทยาศาสตร์ วิทยาลัยพลังงานทดแทน
และคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเนศวร
โทร. 0-5596-3553 หรือ e-nett5@nu.ac.th
www.e-nett.org

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบก้น Heat Transfer Augmentation in a Parallel-Plate Duct using Corrugated Ribs

วิษณุ อ่ำไพจิตร จำลองปราบแก้ว มนต์ศักดิ์ พิมสาร พงษ์เจต พรหมวงค์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520
โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-mail: kppongje@kmitl.ac.th

Wisanu Amphaichit, Chamlong Prabkeao, Monsak Pimsam, Pongjet Promvongse
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Ladkrabang, Bangkok 10520
Tel: 0-2326-4197, Fax: 0-2326-4198, Email: kppongje@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบก้นทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบก้นต่อความสูงของขนาน, $e/H=0.25$ และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของขนาน, $PR=0.5, 1$ และ 2 โดยติดตั้งครีบก้นที่ทั้งผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบก้นแบบแนวเดียวกันและเยื้องกัน การทำการทดลองที่สภาวะผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ และของไหลที่ใช้ในการทดลองคือ อากาศ ในการทดลองจะใช้ความเร็วอากาศต่างๆ กัน โดยค่าตัวเลขเรย์โนลด์สอยู่ในช่วง 4500 ถึง 21,000 ทำการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของกรณีท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบกับท่อแผ่นขนานที่มีครีบก้น การพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนอยู่ในรูปตัวเลขนิตเซลล์ท์ และค่าตัวประกอบเสียดทาน จากการทดลองพบว่า ท่อแผ่นขนานที่มีการติดครีบก้น ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงมากขึ้น เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น การจัดวางครีบก้นแบบแนวเดียวกันให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าแบบเยื้องกัน และที่ค่า $PR=0.5$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าที่ค่า $PR=1.0$ และ 2.0 ตามลำดับ

Abstract

The paper presents the study of heat transfer enhancement in a parallel-plate channel fitted with triangular corrugated ribs. The rib parameters in this work are the attack angle of 45° , rib height ratio (e/H) of 0.25 and rib pitch ratio ($PR=P/H$) of $0.5, 1.0$ and 2.0 . The ribs mounted on both the bottom and the top surfaces of the tested duct are placed in staggered and inline arrangements for a constant wall heat flux condition and air is used as the test fluid. The experiments are made by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 4500 to $21,000$. The experimental result shows that the use of corrugated ribs leads to the highest heat transfer rate and friction factor in

comparison with the smooth duct without ribs. In comparison between rib arrays, it is found that the in-line rib provides the higher heat transfer rate than the staggered one. The rib with $PR = 0.5$ yields higher heat transfer rate than one with larger PR .

1. บทนำ

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทของแผ่นความร้อนที่ได้เคยมีการศึกษาดังนี้ Taslim et al. [1] รายงานค่านิตเซลล์ท์นัมเบอร์ที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบก้น, ครีบก้นรูปตัววี และครีบก้นไม่ต่อเนื่อง (แนวครีบก้นตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่นๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อน พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อแนวครีบก้นตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล Kawa [2] ได้ทำการศึกษาค่าการเพิ่มสมรรถนะของช่องหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่มีครีบก้นวางอยู่หนึ่งด้าน โดยครีบก้นที่ทดลองมีลักษณะเป็นครีบก้นตรง ครีบก้นรูปตัววีต่อเนื่อง 60 องศา, ครีบก้นรูปตัววีแบบแยกส่วน 60 องศา และครีบก้นทแยงมุม 60 องศา โดยทำการทดลองที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์สในช่วง $3000 - 20,000$ อัตราการส่วนความกว้างต่อความสูงแผ่นทดลองเท่ากับ $7.19-7.75$ และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงแผ่นครีบก้นเท่ากับ 10 ความสูงครีบก้น 3.4 มิลลิเมตร ความกว้างครีบก้น 6.58 มิลลิเมตร ถ่ายเทความร้อนชนิดคงที่ Constant Heat Flux โดยผลการทดลองพบว่าครีบก้นรูปตัววีแบบแยกส่วน 60 องศา จะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าตัวประกอบความเสียดทานน้อยที่สุด ส่วนครีบก้นตรงจะมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด ส่วนและครีบก้นรูปตัววีต่อเนื่อง จะมีตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด Benlu, Jiang [3] ได้ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติการเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ชนิดครีบก้นเยื้องทำมุม 0 ถึง 90 องศาที่ทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลอากาศ $0.001 - 0.0018$ kg/s ระยะพิชต์ เท่ากับ 4 มิลลิเมตร ความสูงแผ่นครีบก้น 0.8 มิลลิเมตร กว้าง 1 มิลลิเมตร จากการทดลอง

พบว่า ที่มุมครีป 60 องศาจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันตกคร่อมมากที่สุดแต่พบว่าที่มุม 20 องศาจะให้ประสิทธิภาพโดยรวมของการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อศึกษาต่อที่มุมครีป 20 องศาพบว่า ที่ระยะพิคต์น้อยลงจะทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนและแรงดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้น และที่ระยะพิคต์ 1 และ 2 มิลลิเมตรจะให้ประสิทธิภาพรวมของการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดและมีค่าใกล้เคียงกัน Giovanni Tanda [4] ได้ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติการเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ชนิดผิวรูปร่าง V-Shape ชนิดแยกส่วน โดยการศึกษาเป็นการศึกษาในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส์ 8900 – 28,500 ความขรุขระสัมพัทธ์ (e/D_h) 0.009, 0.15 ระยะพิคต์สัมพัทธ์ (p/e) เท่ากับ 4,8,13.5 อัตราส่วนความสูงพิคต์ต่อความสูงแผ่นช่องขนาน (e/H) 0.15, 0.25 จากการทดลองสรุปได้ว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นเมื่อความสูงแผ่นครีป (rib) มีค่าสูงขึ้น และแผ่นครีปมีลักษณะเป็นแบบแยกส่วน ระยะพิคต์ที่ 0.05 เมตรมีค่ามากกว่าระยะพิคต์ที่ 0.03 เมตร และที่การทดลองในช่วงดังกล่าวจะมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นเรียบอยู่ประมาณ 300 เปอร์เซ็นต์ ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน ($friction\ factor$) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงของแผ่นครีปมีค่าลดลง แผ่นครีปมีลักษณะเป็นรูปตัววี และครีปมีลักษณะเป็นแบบแยกส่วน Promvong และ Thianpong [5] ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในช่องขนาน โดยใช้ครีปรูปทรงต่าง ๆ, สามเหลี่ยมด้านเท่า, สามเหลี่ยมด้านเอียงรับลม, สามเหลี่ยมด้านตั้งรับลมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยจัดวางครีปแบบแนวเดียวกันและเยื้องกัน ซึ่งท่อแผ่นขนานที่ใช้มีอัตราส่วนความกว้างต่อความยาวของช่องขนาน (AR) = 15, ค่าอัตราส่วนความสูงพิคต์ต่อความสูงแผ่นช่องขนาน (e/H) = 0.3, ระยะพิคต์ (P) = 40 มิลลิเมตร ในการทดสอบจะใช้อากาศในการทดสอบโดยการไหลเป็นแบบปั่นป่วนที่ช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส์อยู่ในช่วง 4000 ถึง 16,000 พบว่า การจัดวางแบบแนวเดียวกันให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าแบบเยื้องกัน ครีปสามเหลี่ยมด้านตั้งรับลมให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานสูงสุดแต่ครีปสามเหลี่ยมวางแบบเยื้องกันให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุด

จากการพิจารณาข้อมูลที่กล่าวมาข้างต้นนั้น เป็นผลให้การศึกษาครั้งนี้นำข้อมูลทั้งหมดมาประยุกต์ใช้เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีปหยัก ทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีปต่อความสูงช่องขนาน, $e/H=0.25$ และอัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงช่องขนาน, $PR=0.5, 1.0$ และ 2.0 โดยทำการติดตั้งครีปที่ทั้งผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีปแบบแนวเดียวกันและเยื้องกัน โดยทำการศึกษาในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ในช่วงค่า $Re = 4500$ ถึง $21,000$

2. ทฤษฎี

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนาน ไม่ว่าจะโดยการทำให้ผิวขรุขระหรือการติดครีปนั้นทำให้เกิดความเสียดทานที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นจำเป็นจะต้องพิจารณาความดันตกคร่อมของการไหลภายในช่องแผ่นขนาน สามารถพิจารณาได้คือ [6]

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D_h} \quad (1)$$

โดยที่

Δp	=	ความดันตกคร่อมของของไหล, N/m^2
f	=	ตัวประกอบเสียดทาน
ρ	=	ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
L	=	ความยาวท่อ, m .
\bar{V}	=	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
D_h	=	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (hydraulic diameter), m .

การสมมูลพลังงาน กรณีการถ่ายเทความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant heat flux)

$$Q = mC_p(T_i - T_o) = hA_s(T_w - T_b) \quad (2)$$

โดยที่

Q	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อากาศได้รับ, $Watt$
m	=	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
C_p	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, $kJ/kg \cdot K$
T_i	=	อุณหภูมิอากาศด้านขาเข้า, $^{\circ}C$
T_o	=	อุณหภูมิอากาศด้านขาออก, $^{\circ}C$
h	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
A_s	=	พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน, m^2
T_w	=	อุณหภูมิผิวเฉลี่ยผนังร้อน, $^{\circ}C$
T_b	=	อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย, $(T_i + T_o)/2$, $^{\circ}C$

ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number, Nu_D)

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} \quad (3)$$

โดยที่

Nu_D	=	ตัวเลขนัสเซลท์
k	=	ค่าการนำความร้อนของอากาศ $W/m \cdot K$

ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ (Reynolds number, Re)

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (4)$$

โดยที่

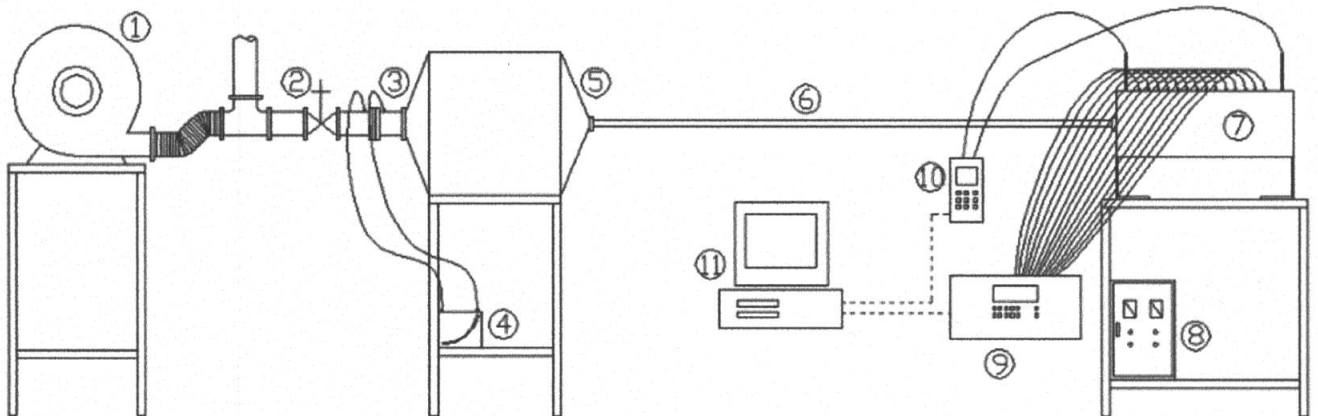
Re	=	ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส์
μ	=	ค่าความหนืดเชิงกลของอากาศ; $(kg/m.s)$

3. อุปกรณ์ทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์ต่าง ๆ ตามรูปที่ (1) ด้านล่าง โดยใช้พัดลม (1) (blower) ขนาดพิกัด 1.45 kW เป็นแหล่งกำเนิดลม (2) control valve ซึ่งควบคุมปริมาณลมไหลเข้าห้องทดสอบ (3) orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลอง (4) manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่าน

ค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำของ Inclined manometer (5) air chamber ซึ่งมีหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุดก่อนเข้าท่อ (6) ท่อปรับสภาพการไหลเพื่อให้อากาศที่ไหลก่อนเข้าสู่ชุดทดลองมีลักษณะเป็น fully develop และไหลเข้าชั้นงานทดสอบ (7) ชั้นงานที่ทดสอบประกอบด้วยช่องขนานอลูมิเนียมที่มีครีบริบขนาดกว้าง 200 มิลลิเมตร ยาว 600 มิลลิเมตร และระยะความสูงของช่องขนาน (H) เท่ากับ 20 มิลลิเมตร โดยลักษณะครีบริบภายในช่องขนานมีขนาดความสูง (e) เท่ากับ 5 มิลลิเมตร ทำมุม 45 องศา และระยะพิตต์ (P) เท่ากับ 10, 20, และ 40 มิลลิเมตร โดยที่อัตราส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR=0.5, 1.0$ และ 2.0 ตามรูปที่ 2 โดยแผ่นช่องขนานดังกล่าวถูกทำให้ร้อนด้วย heater ไฟฟ้าขนาด 1000 วัตต์ ติดตั้งประกบแผ่นคู่ขนานทั้ง 2 ด้าน (8) เครื่องควบคุมความร้อน

แผ่นฮีตเตอร์ แบบสไลด์โวลท์เทจ TDGC 2-3 KVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เทจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด (9) Data Logger FLUKE 2680A เป็นอุปกรณ์แสดงอุณหภูมิผิวครีบริบที่ตำแหน่งต่างๆ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบริบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบริบ โดยอุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าออก และอุณหภูมิผิวภายในถูกวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิลแบบ Type-K จำนวนรวมทั้งสิ้น 12 จุด (10) เครื่องวัดความดันตกคร่อมแบบดิจิตอล เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า และตำแหน่งทางออกของครีบริบ (11) คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูลที่รับมาจาก Data Logger และเครื่องวัดความดันตกคร่อม

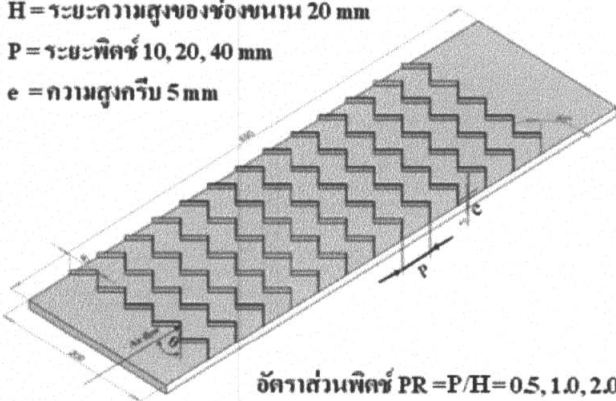


รูปที่ 1 อุปกรณ์การทดลอง

H = ระยะความสูงของช่องขนาน 20 mm

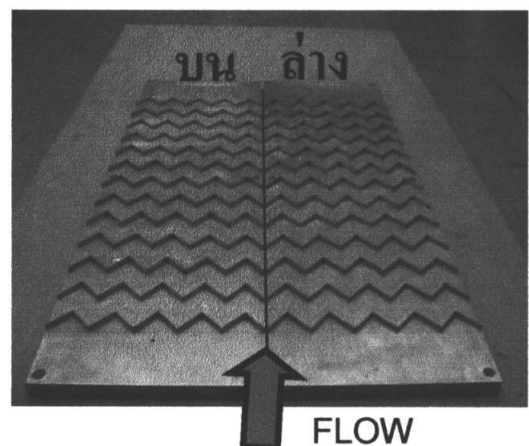
P = ระยะพิตซ์ 10, 20, 40 mm

e = ความสูงกริบ 5 mm

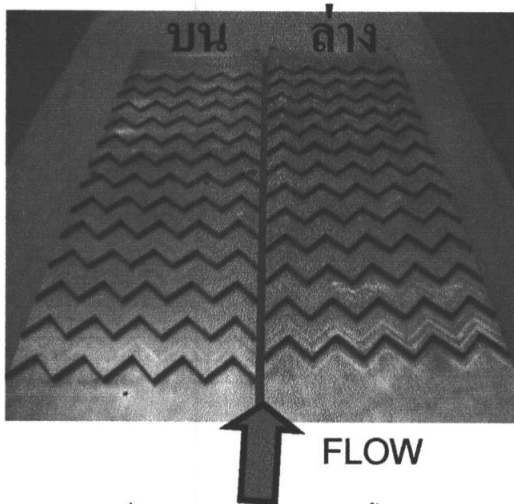


อัตราส่วนพิตซ์ $PR = P/H = 0.5, 1.0, 2.0$

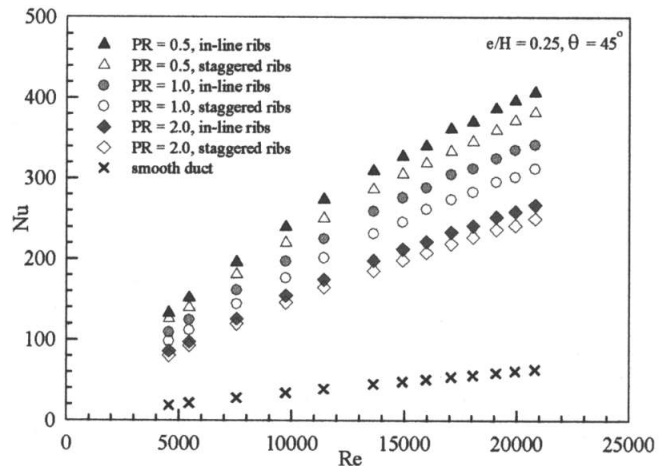
รูปที่ 2 ครีบริบหักทำมุม, $\theta=45$ องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน, $e/H=0.25$ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน, $PR=0.5, 1$ และ 2



รูปที่ 3 การวางครีบริบหักแบบตรงกัน



รูปที่ 4 การวางครีบริบหักแบบเยื้องกัน



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ส

4.วิธีการทดลอง

การทดลองเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนของท่อแผ่นขนานความสูงของท่อแผ่น (H) 20 มิลลิเมตรโดยใช้ครีบริบหัก ดังแสดงในรูปที่ 3 และ 4 ชั้นงานที่ใช้ทดสอบจะต้องมีการหุ้มฉนวนใยแก้วกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนจากแผ่น Heater ไหลออกสู่บรรยากาศภายนอก

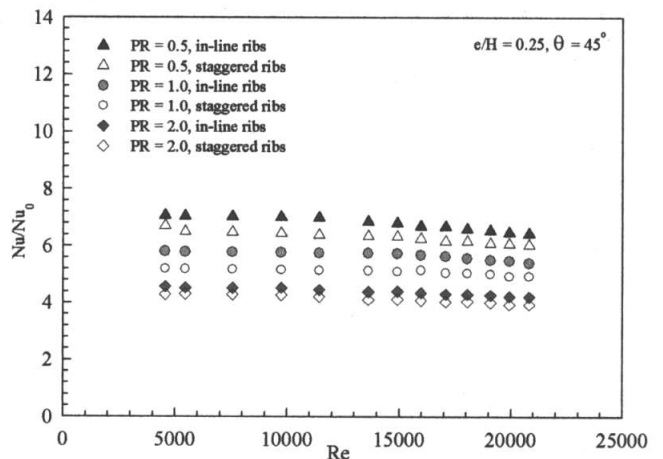
การทดลองทำการเปิดพัดลม จากนั้นปรับปริมาณการไหลของลมให้ได้ตามที่ต้องการ โดยควบคุมความเร็วลมให้อยู่ในช่วง 0.20 ถึง 2.20 เมตรต่อวินาที ซึ่งที่ความเร็วดังกล่าวครอบคลุมค่าตัวเลขเรย์โนลด์สที่มีค่าอยู่ระหว่าง 4500 ถึง 21,000 ในแต่ละช่วงความเร็วลมที่ทดสอบจะต้องรอให้อุณหภูมิผิวภายในแผ่นช่องขนานและอุณหภูมิอากาศเข้าออก มีค่าคงที่ก่อนจะทำการบันทึกค่า โดยอุณหภูมิแผ่นช่องขนานทำการตรวจวัดทั้งหมด 10 จุด และอีก 2 จุดสำหรับอุณหภูมิอากาศเข้าและออกแผ่นช่องขนาน ในขณะที่เดียวกันก็ทำการบันทึกค่าความดันตกคร่อมแผ่นช่องขนานดังกล่าวด้วย

5.ผลการทดลอง

จากการทดลองการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบริบหักทำมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน, $e/H=0.25$ และอัตราส่วนระยะพิชิตต่อความสูงช่องขนาน, $PR=0.5, 1$ และ 2 โดยติดตั้งครีบริบที่ทั้งผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบริบบางแนวเดียวกันและเยื้องกัน โดยทำการศึกษาในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ในช่วงค่า $Re = 4500$ ถึง $21,000$ ผลของการทดลองแสดงในรูปความสัมพันธ์ต่างๆ ในรูปแบบกราฟได้ดังนี้

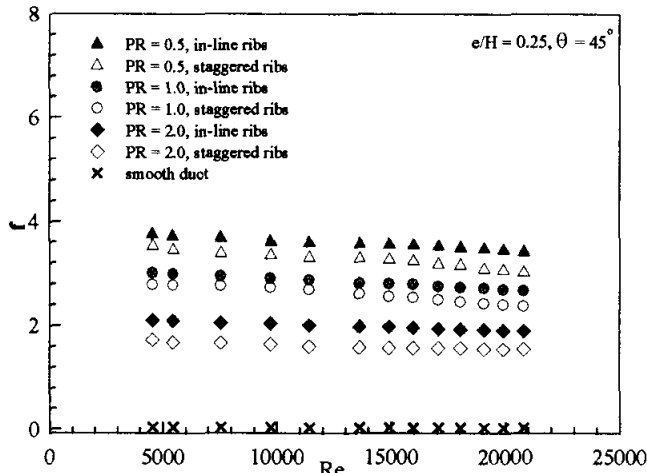
รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ส พบว่า เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้น การจัดวางครีบริบบางแนวเดียวกันจะให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์สูงกว่าแบบวางเยื้องกัน และที่ค่า $PR=0.5$ ให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสูงกว่าที่ค่า $PR=1.0$ และ 2.0 ตามลำดับ

รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวเลขนัสเซลท์ต่อตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบกับตัวเลขเรย์โนลด์ส พบว่า การจัดวางแบบแนวเดียวกัน ที่ $PR=0.5, 1$ และ 2 มีค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ เท่ากับ $7.20, 6.00$ และ 4.66 เท่าตามลำดับ และการจัดวางแบบเยื้องกัน ที่ $PR=0.5, 1$ และ 2 มีค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ เท่ากับ $6.70, 5.40$ และ 4.38 เท่าตามลำดับ



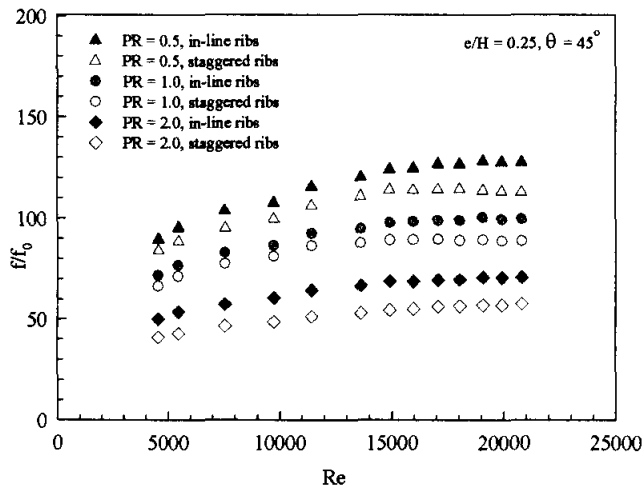
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวเลขนัสเซลท์ต่อตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบกับตัวเลขเรย์โนลด์ส

รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ส พบว่า เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลง ครีบริบบางแนวเดียวกันจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าแบบวางเยื้องกัน และที่ค่า $PR=0.5$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยสูงกว่า ค่า $PR=1.0$ และ 2.0 ตามลำดับ



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานและตัวเลขเรย์โนลด์ส

รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานต่อค่าตัวประกอบเสียดทานของท่อผนังเรียบกับตัวเลขเรย์โนลด์ส พบว่า การจัดวางแบบแนวเดียวกัน ที่ PR=0.5, 1 และ 2 มีค่าความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ เท่ากับ 116.71, 92.11 และ 64.78 เท่าตามลำดับ และการจัดวางแบบเยื้องกัน ที่ PR=0.5, 1 และ 2 มีค่าตัวเลขนี้เฉลี่ยต่ำกว่าผนังเรียบ เท่ากับ 106.25, 84.11 และ 52.27 เท่าตามลำดับ



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานต่อค่าตัวประกอบเสียดทานของท่อผนังเรียบกับตัวเลขเรย์โนลด์ส

6.สรุปผลการทดลอง

การเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบบนทุกที่มุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงช่องขนาน, $e/H=0.25$ และอัตราส่วนระยะพิชิตต่อความสูงช่องขนาน, $PR=0.5, 1$ และ 2 โดยติดตั้งครีบบนและผิวล่าง จัดวางครีบบนแนวเดียวกันและเยื้องกัน พบว่า ท่อแผ่นขนานที่มีการใส่ครีบบนทุก ทำให้อัตรา

การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงมากขึ้น เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น การจัดวางครีบบนแนวเดียวกันให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าแบบเยื้องกัน และที่ค่า $PR=0.5$ ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าที่ค่า $PR=1.0$ และ 2.0 ตามลำดับ เนื่องมาจากอิทธิพลของกระแสการหมุนวนของอากาศที่ถูกสร้างขึ้นจากครีบบน และการจัดวาง ทำให้เกิดการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับผิวครีบบนมากขึ้น และเป็นการเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีบบนให้นานมากขึ้น จึงทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น

เอกสารอ้างอิง

1. Taslim, M.E., Li, T., and Kercher, D.M., 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.
2. 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. Commun Heat Mass Transfer Vol. 30 No.2, pp.241-250.
3. 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, No.6, pp. 513-521.
4. 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.
5. Promvongse, P., Thianpong, C., 2008, Thermal performance of turbulent channel flows over different shaped ribs, Int Commun Heat Mass Transfer Vol.35, 10, pp. 1327-1334.
6. พงษ์เจต พรหมวงศ์ "การถ่ายเทความร้อน" ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, พ.ศ. 2542 หน้า 225-252.

ประวัติผู้เขียน

นายวิษณุ อ่ำไพจิตร เกิดเมื่อวันที่ 20 เมษายน 2526 ที่จังหวัดนครนายก สำเร็จการศึกษาปริญญาตรี หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ในปีการศึกษา 2549 และเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปีการศึกษา 2550