

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้กริบบรูปตัวยู

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A SQUARE DUCT  
WITH U-SHAPED RIBS



T110386



เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน 110386  
วัน,เดือน,ปี - 2 พ.ย. 2553

b.....  
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2553

KMITL 2010-EN-M-030-069

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A SQUARE DUCT  
WITH U-SHAPED RIBS**



**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  
2010  
KMITL 2010-EN-M-030-069**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



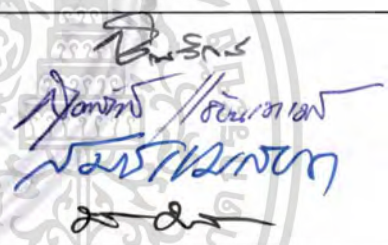
**COPYRIGHT 2010**

**FACULTY OF ENGINEERING**

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจตุรัสโดยใช้ครีบริบตัว  
Thesis Title Heat Transfer Enhancement in a Square Duct with U-Shaped Ribs  
นักศึกษ นายไพฑูรย์ สุขเต็ม  
รหัสประจำตัว 48060313  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์  
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2010-EN-M-030-069

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.ชินรักษ์	เชิธรพงษ์	
ดร.สุตาภัทร	แคว้นเขาเม็ง	
รศ.ดร.สมิทธิ์	เอี่ยมสอาด	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันศุกร์ที่ 7 พฤษภาคม พ.ศ. 2553 เวลา 15.00-17.00 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 3 ห้องประชุม 1

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

KING MONKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร.กอบชัย เดชหาญ)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 7 พฤษภาคม พ.ศ. 2553



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ หากมีข้อผิดพลาดประการใด ขออภัยและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยใช้ครีบริบรูปตัวยู
นักศึกษา	นายไพฑูรย์ สุขเดียม
รหัสนักศึกษา	48060313
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2553
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

### บทคัดย่อ

งานวิจัยฉบับนี้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่สอดครีบริบรูปตัวยู โดยทำการทดลองที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบคงที่ ( Constant Heat Flux ) ในการทดลองโดยใช้ค่าความเร็วลมหลายๆ ค่าในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,200-26,000$  และทำการเปรียบเทียบผลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบกับท่อที่สอดครีบริบรูปตัวยูในลักษณะทแยงมุม โดยที่ปลายตัวยูซึ่งรับกระแสลมที่มุม 30 , 45 และ 55 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  ,  $0.15$  และ  $0.19$  สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  ,  $1.32$  และ  $1.98$  เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดัน โดยการแสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor) จากผลการทดลองพบว่าชุดทดลองที่สอดครีบริบรูปตัวยูที่มุม 30 , 45 และ 55 องศา ให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้น โดยที่ค่า  $e/H = 0.19$  และ  $PR = 0.66$  ครีบริบมุม 30 , 45 และ 55 องศา ให้ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.71 , 2.14 และ 3.18 เท่าตามลำดับ แต่ค่าตัวประกอบความเสียดทานก็เพิ่มขึ้นเช่นกัน โดยที่ครีบริบมุม 30 , 45 และ 55 องศา ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.66 , 6.26 และ 6.36 เท่าตามลำดับ ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ( $\eta$ ) มีดังนี้ ครีบริบมุม 30 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.28 เท่า และครีบริบมุม 45 , 55 องศา สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.16 และ 1.71 เท่าตามลำดับ

<b>Thesis Title</b>	Heat Transfer Enhancement in a Square Duct with U-shaped Ribs
<b>Student</b>	Mr.Phaithoon Sooktiam
<b>Student ID.</b>	48060313
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2010
<b>Thesis Advisor</b>	Assoc.Prof.Dr.Pongjet Promvonge

### ABSTRACT

This research presents a study on heat transfer enhancement in a square duct heat exchanger fitted with U-shaped ribs. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 4,200 to 26,000 in the test section with a constant surface heat flux. A comparison is made for the results obtained between the smooth square duct and that fitted with U-shaped ribs placed diagonally within the square duct. The ribs were placed by U-shaped tip pointing downstream with the angles of attack with the flow direction of  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $55^\circ$ . The rib height to the duct height ratios ( $e/H$ ) of 0.11, 0.15 and 0.19 and the pitch height to the duct height ratios (PR) of 0.66, 1.32 and 1.98, were introduced. The experiments were carried out in order that the heat transfer values in terms of Nusselt number and friction loss in the terms of friction factor are investigated. The experimental result shows that the U-shaped ribs with the attack angles of  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $55^\circ$  provides considerable increases in Nusselt number. At  $e/H=0.19$  and  $PR=0.66$ , U-shaped ribs at the angles of  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $55^\circ$  yielded average Nusselt number values higher than the smooth square duct of 2.71, 2.14 and 3.18 times respectively, but higher increase in friction factor. The U-shaped ribs at the attack angles of  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $55^\circ$  yielded average friction factor values higher than the smooth square duct of 1.66, 6.23 and 6.36 times respectively. The average thermal performance enhancement values ( $\eta$ ) for the U-shaped ribs at angles of  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $55^\circ$ ,  $e/H=0.19$ ,  $PR=0.66$  are 2.28, 1.16 and 1.71, respectively.

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ด้วยคำสั่งสอน ให้คำแนะนำ ให้คำปรึกษาและความกรุณาของ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษา รวมทั้ง รศ.ดร.จำลอง ปรายแก้ว ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสารและอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่านที่ประสาทวิชา

ขอขอบคุณนายสมพล สกุลหลง นักศึกษาปริญญาเอกและน้องๆทุกคนประจำห้องวิจัย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ช่วยเหลือเกี่ยวกับการทดลองการวิเคราะห์ผลการทดลองและข้อมูลในการจัดทำวิทยานิพนธ์ นายชุตริมา ศรีผา ที่จิตรกร ที่เรียนมาด้วยกันที่ได้ช่วยเหลือเรื่องการเรียนรู้และเอกสารประกอบการเรียนทุกวิชาที่ผู้วิจัยไม่สามารถเข้าฟังบรรยายในชั้นเรียนได้

ขอขอบคุณโรงเรียนสุราษฎร์ธานี เทคโนโลยีช่างอุตสาหกรรมที่ให้โอกาสผู้วิจัยได้ทำในสิ่งที่รักและศรัทธา

ขอขอบคุณครอบครัว โดยเฉพาะลูกชายที่ทำให้ผู้วิจัยมีกำลังใจในการฝ่าปัญหาต่างๆกระทั่งบรรลุเป้าหมาย

สุดท้ายสำคัญยิ่ง ขอขอบคุณคุณพ่อ คุณแม่และพี่ๆ ที่คอยช่วยเหลือทุกครั้งเมื่อผู้วิจัยประสบปัญหาต่างๆ หากแต่คุณค่าใดๆ อันเกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

ไพฑูรย์ สุขเดียม

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	IX
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XVI
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	2
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....	2
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	3
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
บทที่ 3 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	14
3.1 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	14
3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล.....	14
3.1.2 เจาะใจของการเดินเครื่อง.....	14
3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล.....	15
3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	15
บทที่ 4 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	19
4.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	19
4.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้.....	19
4.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน.....	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.1.3 การแบ่งประเภทตาม โครงสร้างของอุปกรณ์.....	20
4.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement.....	30
4.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process.....	31
4.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness.....	32
<b>บทที่ 5 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....</b>	<b>33</b>
5.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger.....	33
5.1.1 พลาสติก.....	33
5.1.2 แก้วไฟ.....	33
5.1.3 แก้ว.....	35
<b>บทที่ 6 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....</b>	<b>37</b>
6.1 กลศาสตร์ของไหล.....	37
6.1.1 สภาวะการไหล.....	37
6.1.2 ความเร็วเฉลี่ย.....	38
6.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	39
6.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล แบบปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	41
6.2 การถ่ายเทความร้อน.....	43
6.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย.....	44
6.2.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	44
6.3 การสมดุลของพลังงาน.....	45
6.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	47
6.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	47
6.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม.....	48

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำมาใช้ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
6.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม.....	49
6.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	50
6.8 ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน.....	51
<b>บทที่ 7 การออกแบบและการคำนวณ.....</b>	<b>52</b>
7.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	52
7.2 การคำนวณ.....	53
7.2.1 พัดลม.....	53
7.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง.....	54
<b>บทที่ 8 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....</b>	<b>55</b>
8.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	55
8.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	55
8.1.2 Supply Air.....	56
8.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	57
8.1.4 ถังพัดลม.....	58
8.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์.....	59
8.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	59
8.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม.....	61
8.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ.....	61
8.1.9 แผ่นบางติดครีบริบตัวยู.....	62
8.2 อุปกรณ์การทดลอง.....	62
8.3 วิธีการทดลอง.....	63
<b>บทที่ 9 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง.....</b>	<b>65</b>
9.1 ผลการทดลองท่อมี่ผนังเรียบ.....	65
9.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ ( Nusselt number ).....	65
9.1.2 ค่าตัวประกอบความเสียดทาน ( Friction factor ).....	66
9.2 ครีบริบแผ่นบางรูปตัวยู.....	67

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่มอบให้เพื่อการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
9.2.1 อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 0.66$ , $e/H = 0.11$ .....	67
9.2.2 อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 0.66$ , $e/H = 0.19$ .....	72
9.2.3 อิทธิพลความสูงครีบทันที่ $PR = 0.66$ .....	74
9.2.4 อิทธิพลความสูงครีบทันที่ $PR = 1.32$ .....	78
9.2.5 อิทธิพลความสูงครีบทันและระยะพิคซ์ที่มุม 30 องศา.....	82
9.2.6 อิทธิพลของระยะพิคซ์ที่ $e/H = 0.19$ .....	87
9.3 การสร้างสมการ $Nu$ และ $f$ จากการทดลอง.....	91
9.3.1 ความสัมพันธ์ค่าเลขนัสเซิลท์.....	91
9.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน.....	93
บทที่ 10 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	95
10.1 สรุปผลการทดลอง.....	95
10.2 ข้อเสนอแนะ.....	96
บรรณานุกรม.....	97
ภาคผนวก ก.....	101
ภาคผนวก ข.....	103
ภาคผนวก ค.....	107
ประวัติผู้วิจัย.....	118

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ.....	28
4.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น.....	29
6.1 ค่า $Nu_p$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน.....	50
ก-1 แสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	102



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 โคอะเกรมชุดอุปกรณ์ของ 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.....	5
2.3 โคอะเกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn, S.W.....	6
2.4 รูปแบบครีบบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn, S.W.....	6
2.5 โคอะเกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa.....	7
2.6 รูปแบบครีบบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa.....	7
2.7 โคอะเกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda.....	8
2.8 รูปแบบครีบบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda.....	8
2.9 โคอะเกรมชุดอุปกรณ์ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi.....	9
2.10 รูปแบบครีบบที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi.....	9
2.11 โคอะเกรมชุดอุปกรณ์ของ Benlu and Pei-Xue Jiang.....	11
2.12 รูปแบบครีบบของ Benlu and Pei-Xue Jiang.....	11
2.13 ครีบบรูปตัวดับเบิลวี.....	13
2.14 ครีบบรูปตัวดับเบิลวีที่วางในแนวเส้นทแยงมุมของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	13
4.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow.....	22
4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	23
4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) parallel flow (c) counterflow.....	24
4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน.....	24
4.5 ลักษณะการทำงานของฮีท ไซเปิ้ล.....	28
4.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีท ไซเปิ้ล.....	28
4.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน.....	30
4.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass.....	31
4.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection.....	31
4.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection.....	32
5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้.....	34
5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้.....	34

เอกสารนี้เป็นเอกสารหลังวันเวลาดังกล่าวไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นหน้าเบ้ใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล.....	35
5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว.....	35
6.1 การก่อตัวของบาวน์คาร์เลเซอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	37
6.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ $\Delta x$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	39
6.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	42
6.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์ทางความร้อนในท่อกลม.....	43
6.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ.....	45
6.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด.....	50
7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป.....	53
8.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	55
8.2 Blower.....	56
8.3 Moter.....	56
8.4 Inverter.....	57
8.5 Orifice meter.....	57
8.6 Inclined manometer.....	58
8.7 ถังพักลม.....	58
8.8 เครื่องควบคุมความร้อนฮีตเตอร์ และฮีตเตอร์ 3000 W.....	59
8.9 Data Logger Flux.....	59
8.10 คอมพิวเตอร์.....	60
8.11 Thermocouple.....	60
8.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer.....	61
8.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445.....	61
8.14 แผ่นบางติดครีปรูปตัวยู.....	62
8.15 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป.....	63
9.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re สำหรับท่อเปล่าผนังเรียบ.....	65

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f$ กับ $Re$ สำหรับท่อเปล่าผนังเรียบ.....	66
9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบางที่มุม ต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11$ .....	67
9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิล ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบ ต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11$ .....	68
9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11$ .....	69
9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานต่อ ตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11$ .....	69
9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้น ของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อ ความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11$ .....	70
9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบางที่มุม ต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อ ความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	71
9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิล ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิศซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบ ต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	71

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	72
9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทาน ต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	73
9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความ สูงท่อ $PR = 0.66$ และสัดส่วนความสูงครีบบ ต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	74
9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางรูปตัวยู ที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อต่างๆ โดยพิจารณาที่ระยะพิชต์ ต่อความสูงท่อที่ $PR = 0.66$ .....	75
9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิลของท่อผนังเรียบกับเลข เรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ .....	75
9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ .....	76
9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน ต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ .....	77

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 0.66$ .....	78
9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อต่างๆ โดยพิจารณาที่ระยะพิตช์ต่อความสูงท่อที่ $PR = 1.32$ .....	79
9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบางบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.32$ .....	80
9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.32$ .....	81
9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.32$ .....	81
9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.32$ .....	82
9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา.....	83
9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อที่มีครีบบางบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา.....	84

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อและ สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา.....	85
9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อ ตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนั่น บางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิชต์ ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา.....	85
9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบ ต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา.....	86
9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนีสเชิลท์กับเลขเรย์โนลด์กรณี ท่อมีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	87
9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนีสเชิลท์ต่อเลขนีสเชิลท์ท่อเปล่า กับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อมีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	88
9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	89
9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน ต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	90
9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.19$ .....	90

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลจากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลที่ จากการทดลอง กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยู ทำมุม 55 องศา 45 องศา 30 องศา และสัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงท่อ $PR = 0.66, 1.32, 1.98$ และสัดส่วนความสูงครีบบ ต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$ .....	92
9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์ กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง กรณีกรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยู ทำมุม 55 องศา 45 องศา 30 องศา และ สัดส่วน ระยะพิศตัดต่อความสูงท่อ $PR = 0.66, 1.32, 1.98$ และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$ .....	94
ข-1 Standard orifice plate.....	104
ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส.....	104
ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส.....	105
ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ.....	105

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$A_c$	พื้นที่หน้าตัด, $m^2$
$A_s$	พื้นที่ผิว, $m^2$
$C_f$	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
$C_1$	ค่าคงที่
$C_2$	ค่าคงที่
$c_p$	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ความดันคงที่, $J/kg.K$
$c_v$	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, $J/kg.K$
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, $m$
$D_h$	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), $m$
$e$	ความหยาบของผิว, $m$
$f$	ตัวประกอบเสียดทาน
$f_0$	ตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ
$g$	ระยะร่อง, $m$
$h$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2.K$
$k$	ค่าการนำความร้อน, $W/m.K$
$L$	ความยาวท่อ, $m$
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวลของของไหล, $kg/s$
$Nu_D$	เลขนัสเซิลด์
$Nu_o$	เลขนัสเซิลด์ของท่อที่มีผนังเรียบ
$n$	ค่าคงที่
$\eta$	ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
$P$	เส้นรอบรูป, $m$
$Pr$	พลาหน์นัมเบอร์
$p$	ระยะพิตต์
$\Delta p$	ความดันตกของของไหล, $N/m^2$
$Q$	อัตราการไหลของของไหล, $m^3/s$
$q_{conv}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, $W$
$q_s''$	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, $W/m^2$
$R$	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg.K$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$Re_D$	เลขเรย์โนลด์
$r$	รัศมีที่ตำแหน่งใด ๆ, m
$r_o$	รัศมีท่อกลม, m
St	สแตคคันทัมเบอร์
T	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ, °C
$T_b$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, °C
$T_m$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, °C
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, °C
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, °C
$T_s$	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีป, °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
$x$	ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m
$x_{fd}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
$x_{fd,t}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m
$\alpha$	ค่าการฟุ้งกระจายความร้อน, $m^2/s$
$\rho$	ความหนาแน่นของของไหล, $kg/m^3$
$\mu$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, $N \cdot s/m^2$
$\mu_s$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, $N \cdot s/m^2$
$\nu$	ปริมาตรจำเพาะ, $m^2/s$
$\tau_r$	ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี, $N/m^2$
$\tau_s$	ความเค้นเฉือนบนผิว, $N/m^2$
$\theta$	มุมปะทะ
H	ความสูงของครีป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

## บทนำ

ในปัจจุบันจะเห็นได้ว่าความต้องการพลังงานมีมากขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญมากขึ้นทำให้มีการใช้พลังงานในปริมาณมากขึ้น จะเห็นได้ว่าวงการอุตสาหกรรมได้พัฒนาไปอย่างรวดเร็วเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์แบบหนึ่งที่สำคัญพบได้บ่อย ๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำคอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิดโดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย หลายประเทศพยายามที่จะหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากที่สุด ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบจึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระหรือติดครีบที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนต์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าว ถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น เป็นผลให้เพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการเดิมเป็นการติดครีบที่ผิวภายในท่อเป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นการศึกษาค้นคว้าเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

### 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1.2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบางรูปตัวยู

1.2.2 ศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.2.3 ศึกษาผลของรูปร่างครีบและตำแหน่งครีบ ภายในท่อชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ที่มีแผ่นบางวางในแนวเส้นทแยงมุม โดยมีครีบรูปตัวยูจัดวางในลักษณะต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

1.3.2 ทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลระหว่างท่อเปล่าผิวเรียบกับท่อที่ติดครีบบางรูปตัวยูในลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.3.3 แผ่นบางติดครีบบางรูปตัวยูมีความสูง 10% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา สูง 15% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา สูง 20% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา ทุกครีบบาง 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิตช์ 3,6 และ 9 เซนติเมตร สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$  และ สัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66, 1.32, 1.98$

1.3.4 พิจารณาท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 4.526 เซนติเมตร

1.3.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน ในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,200 - 26,000$

### 1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.4.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

1.4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.4.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ไปประยุกต์ใช้ในกระบวนการต่าง ๆ

### 1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

1.5.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมการไหลของลม ผลของรูปร่างครีบบางและตำแหน่งการติดตั้งของครีบบาง

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางรูปตัวยู

1.5.4 ทำการทดลองเพื่อศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของ เลขนัสเซิลท์ ( Nusselt number ) และค่าการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน ( Friction Factor )

1.5.5 เก็บผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

1.5.6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทรรศน์

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

### 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow (1978) [15] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีป, มุมครีป และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อน ในท่อที่มีครีปถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 3000 - 30000$  พบว่าการจัดครีปแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีปแนวเฉียง, และรูปร่างของครีปมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีปมีมุม 45 องศา

Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu (1990) [22] ทำการศึกษาผลของมุมครีปและตำแหน่งครีป มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปแบบการไหลขึ้นอยู่กับตำแหน่งของครีป แบบแรกครีปถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และอีกแบบครีปถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม พบว่าครีปมุม 60 องศา ให้สมรรถนะการ

ถ่ายเทความร้อนดีที่สุด  
เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee (1991) [16] ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศา และครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา แบบแรกแนวครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศาและแนวครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และอีกแบบแนวครีบริบรูปตัววีมุม 45 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และแนวครีบริบรูปตัววีมุม 60 องศา มีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 15000 - 90000$  พบว่าแนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ในขณะที่แนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลให้ค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด

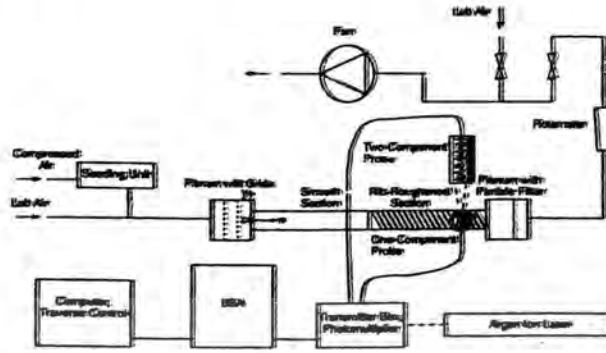
Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee (1993) [14] ทำการศึกษารายการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีครีบริบรูปตัววีและครีบริบรูปสามเหลี่ยม เพื่อให้เกิดปั่นป่วน พบว่าครีบริบรูปสามเหลี่ยมให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han (1994) [25] ทำการศึกษาผลของร่องระหว่างครีบริบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มี aspect ratio = 1-10 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 10000 - 50000$  และพบว่าร่องระหว่างครีบริบให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าผนังครีบริบ แต่มีค่าความดันตกคร่อมเท่ากัน

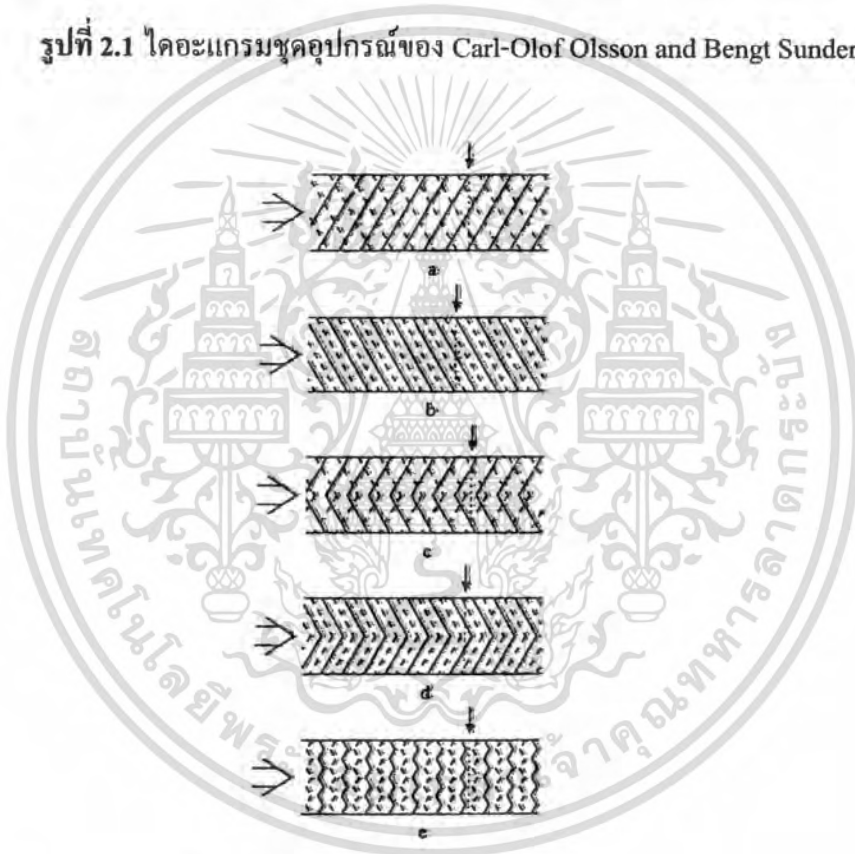
Taslim, M.E., T. Li, and D.M. Kercher (1996) [24] รายงานค่าเลขนัสเซิลที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบริบ, รูปร่างครีบริบรูปตัววี และความไม่ต่อเนื่องครีบริบ (แนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยปลั๊กซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่นๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อน พบว่าค่าเลขนัสเซิลมากที่สุดเมื่อแนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล

Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén (1998) [19] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 500 - 15000$  ค่า aspect ratio ของท่อสี่เหลี่ยมคือ 1-8, และครีบริบถูกติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ทำการทดสอบครีบริบต่างๆ ดังนี้ ครีบริบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริบรูปตัววีถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบริบรูปตัววีถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และครีบริบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกัน (แนวครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ  $f$  (Colburn heat transfer factor) และตัวประกอบ  $f$  (Fanning friction factor) พบว่าครีบริบรูปตัววีไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบต่อสลับทิศทางการให้ค่าตัวประกอบ  $j$  และค่าตัวประกอบ  $f$  มากกว่าครีบริบอื่นๆ ที่ค่าเลข เรย์โนลด์  $Re = 1000 - 2000$



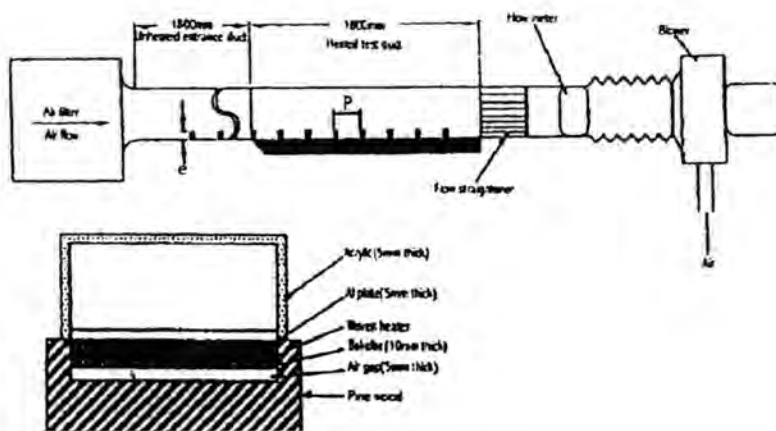
รูปที่ 2.1 โค้ดแอมชูดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén



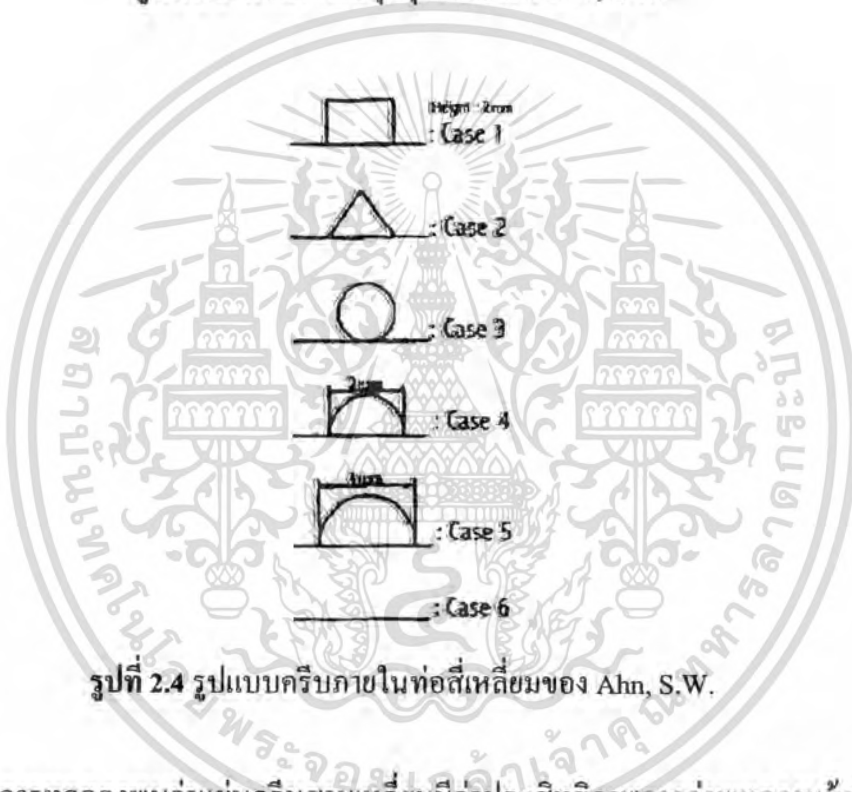
รูปที่ 2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube

Ahn, S.W. (2001) [17] ทำการศึกษาผลกระทบของครีบริบแบบต่างๆ ที่มีผลต่อ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบแรงเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดย ทำการศึกษารูปทรงครีบริบ 5 ชนิด ได้แก่ครีบริบสี่เหลี่ยม ครีบริบสามเหลี่ยม ครีบริบครึ่ง วงกลมทรงต่ำ และครีบริบครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่าน ศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิงค์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 8

และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33 การศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn, S.W.

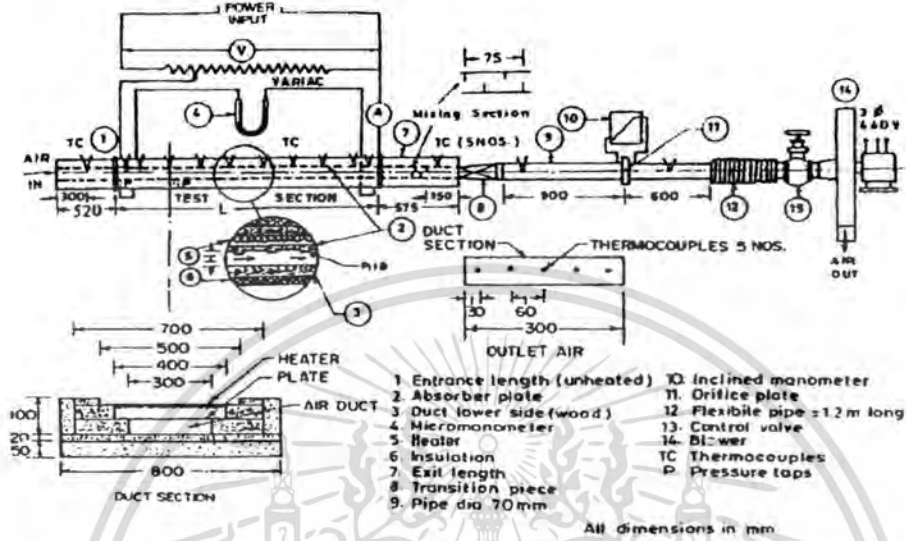


รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn, S.W.

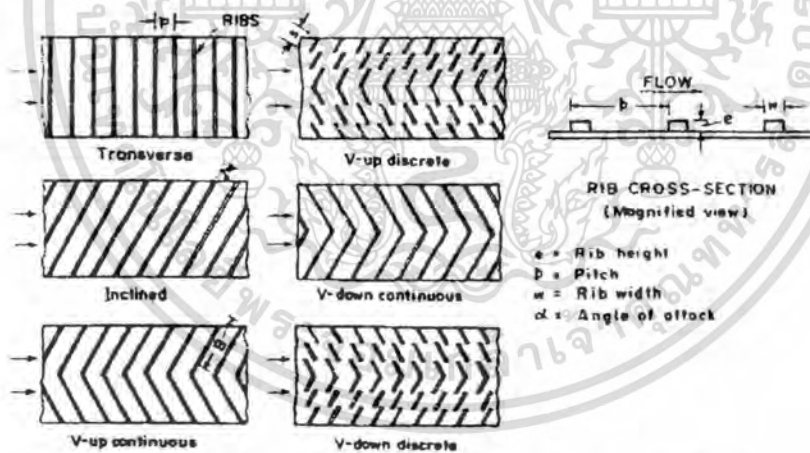
จากการทดลองพบว่าแผ่นครีบบสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดตามด้วยครีบกสี่เหลี่ยม ส่วนครีบกกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยที่ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 10000$  แผ่นครีบบสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 20000$  จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นครีบบสามเหลี่ยมมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นครีบกสี่เหลี่ยม

**Rajendra Karwa (2003) [23]** ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบวางอยู่หนึ่งด้าน โดยครีบกที่ทดสอบมีลักษณะเป็นครีบกตรง ครีบกเอียง ครีบกรูปตัววี ทั้งในลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า อุปกรณ์ที่ทดสอบมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 ความสูงไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ครีบบดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และระยะพิชต์ต่อความสูงครีบบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 โดยครีบบรูปตัววีที่ทดสอบเป็นครีบบรูปตัววีทำมุม 60 องศา และครีบบทแยงมุม โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 2800 - 15000$  และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux)



รูปที่ 2.5 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa

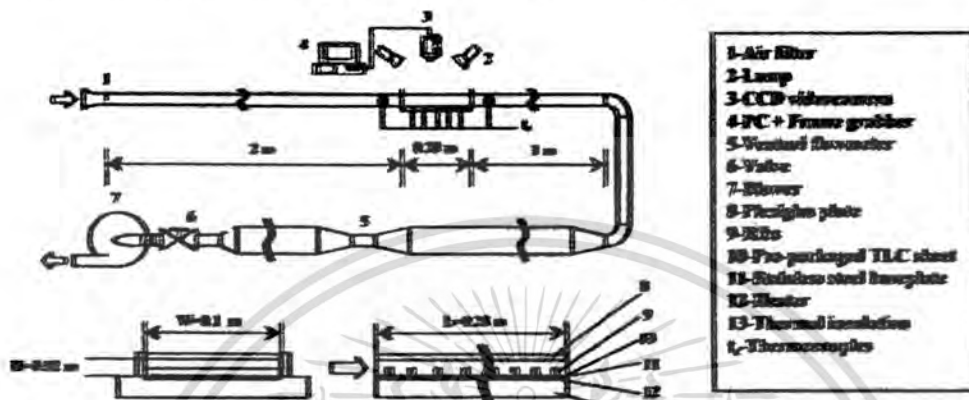


รูปที่ 2.6 รูปแบบครีบบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa

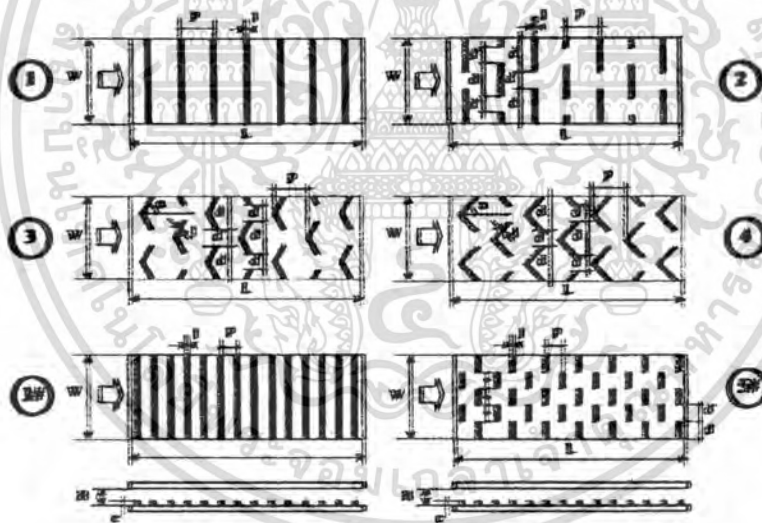
จากการทดลองพบว่าแผ่นครีบบรูปตัววียาวต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบบรูปตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบบลักษณะต่างๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนตัน (Stanton number) สำหรับแผ่นครีบบรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบบตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Giovanni Tanda (2004) [20] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบางต่อเนื่องและครีบบางไม่ต่อเนื่อง โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 8900 - 28500$  ความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.09 และ 0.15 อัตราส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงครีบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 8 และ 13.3 และความสูงครีบท่อระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 0.15 และ 0.25



รูปที่ 2.7 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda

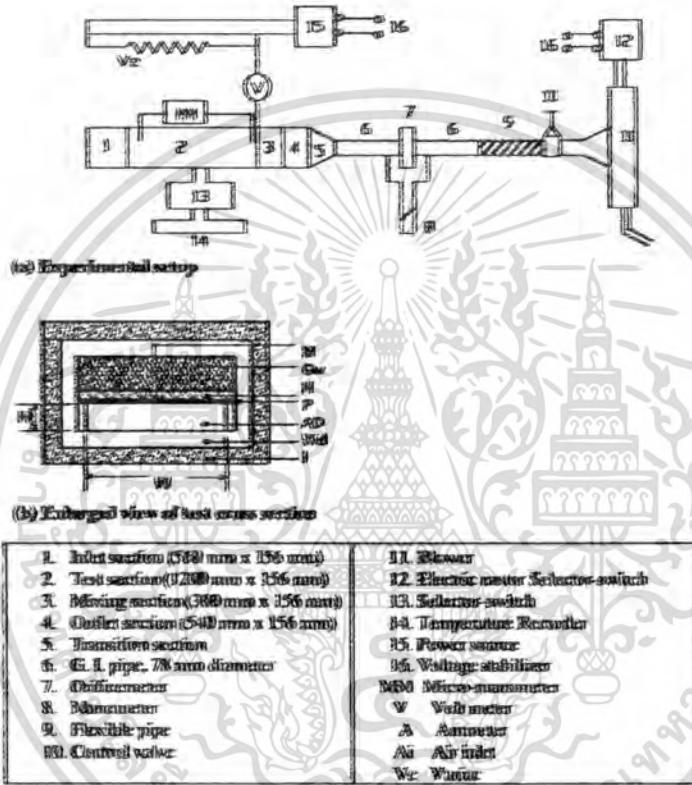


รูปที่ 2.8 รูปแบบครีบบางภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda

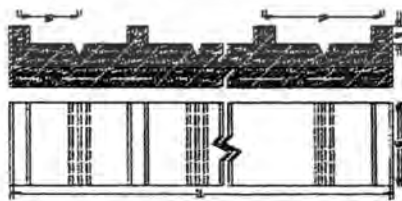
โดยครีบบางมีความหนา ( $t$ ) 3 มิลลิเมตร มีความสูง ( $e$ ) 3 และ 5 มิลลิเมตร และมีระยะพิตต์ ( $P$ ) 40 มิลลิเมตร แผ่นครีบบางรูปตัววีมุม 45 และ 60 องศา และครีบบางไม่ต่อเนื่องมีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบ ( $d'$ ) 20 มิลลิเมตร

จากการทดลองพบว่าครีบบางภายในท่อสี่เหลี่ยมสามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น โดยขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางครีบบางและรูปแบบครีบบาง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความสูงครีบบางมีค่าเพิ่มขึ้น ครีบบางไม่ต่อเนื่องที่ระยะพิตต์ 50 มิลลิเมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากกว่าที่ระยะพิตต์ 30 มิลลิเมตร ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงครีบบางมีค่าลดลงไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่จำกัดใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi (2005) [21] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่น โฆลาร์ฮีดเตอร์สี่เหลี่ยมชนิดผิว Rib-grooved โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 3000 - 21000$  ความสูงครีบอกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0181-0.0363 อัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบอก ( $P/e$ ) เท่ากับ 4.5-10.0 และระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) เท่ากับ 0.3-0.7



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



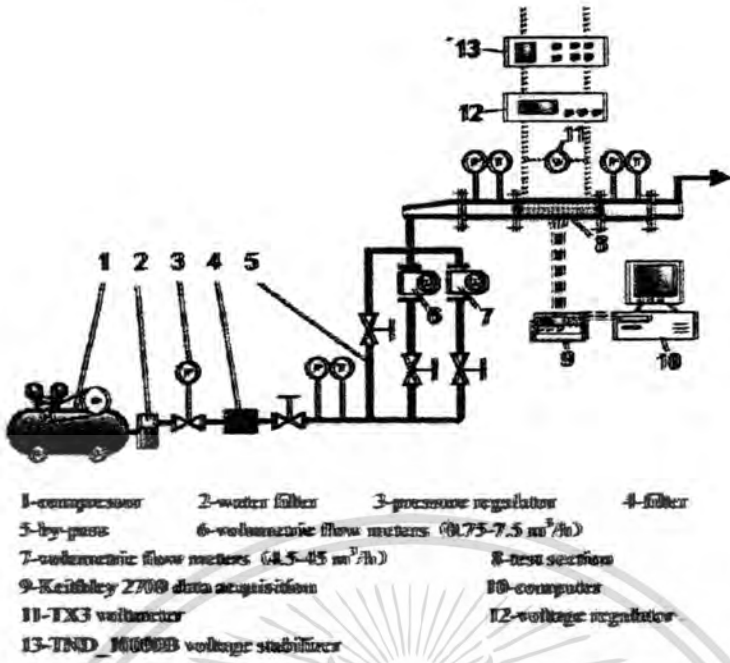
รูปที่ 2.10 รูปแบบครีบอกที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi

จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น Rib-grooved จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น Rib-grooved จะมีค่ามากกว่าแผ่น Rib อย่างเดียว และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า อัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบอก ( $P/e$ ) มีค่าลดลง และมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนระยะพิคต์ต่อไมวากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

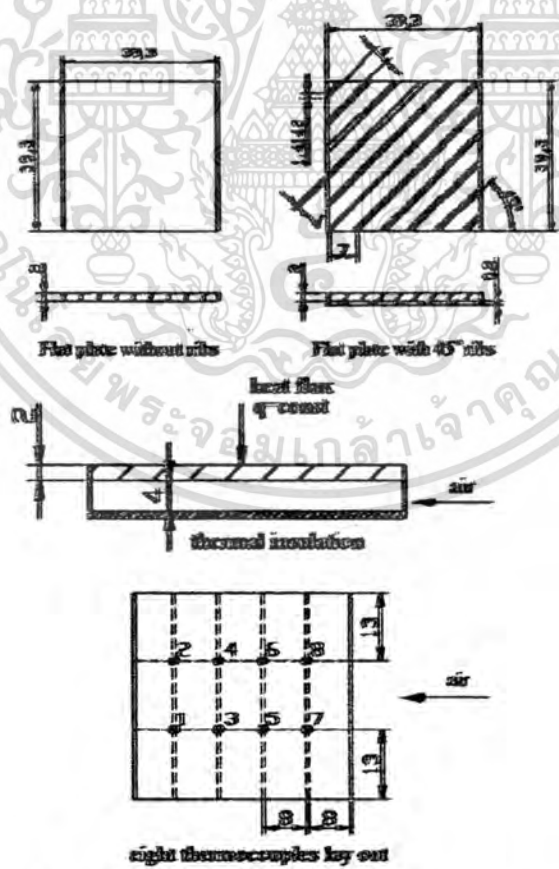
ความสูงครีบบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 6 เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซิล  $Nu$  มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบบ ( $P/e$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งอัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 6 และจะมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงครีบบ ( $P/e$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิคต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน

**Benlu and Pei-Xue Jiang (2005) [18]** ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่น โซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ครีบบเอียงทำมุม 0, 20, 30, 45, 60 และ 90 องศาที่ทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ  $0.001 - 0.0018 \text{ kg/s}$  ครีบบมีความสูง 0.8 มิลลิเมตร มีความกว้าง 1 มิลลิเมตร และมีระยะพิคต์ 4 มิลลิเมตร

จากการทดลองพบว่าครีบบมุม 60 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด ครีบบมุม 0 องศาให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด และครีบบมุม 20 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อครีบบมุม 20 องศา มีระยะพิคต์น้อยลงจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และที่ระยะพิคต์ 1 และ 2 มิลลิเมตร พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกัน ในขณะที่ระยะพิคต์ 6 มิลลิเมตรให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบบมุมเดียวกัน



รูปที่ 2.11 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Benlu and Pei-Xue Jiang



รูปที่ 2.12 รูปแบบครีบบของ Benlu and Pei-Xue Jiang

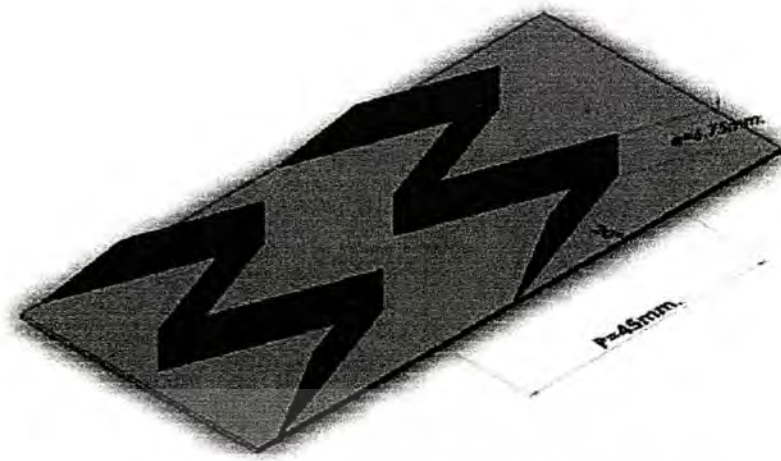
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อรรณวุฒิ เฉาะเหม็ง, ทศพล แก้วจันทร์เกตุ, สมยศ แก้วจันทร์เกตุ [6] ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริบรูปตัวดับเบิลยูภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยทำการทดลองในช่วงเรย์โนลด์  $Re = 4,000-40,000$  ความสูงครีบริบ 10, 15 และ 20 เปอร์เซ็นต์ของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $D_h$ ) ครีบริบมุม 10, 20 และ 30 องศา ระยะพิทช์ 4.526 เซนติเมตร

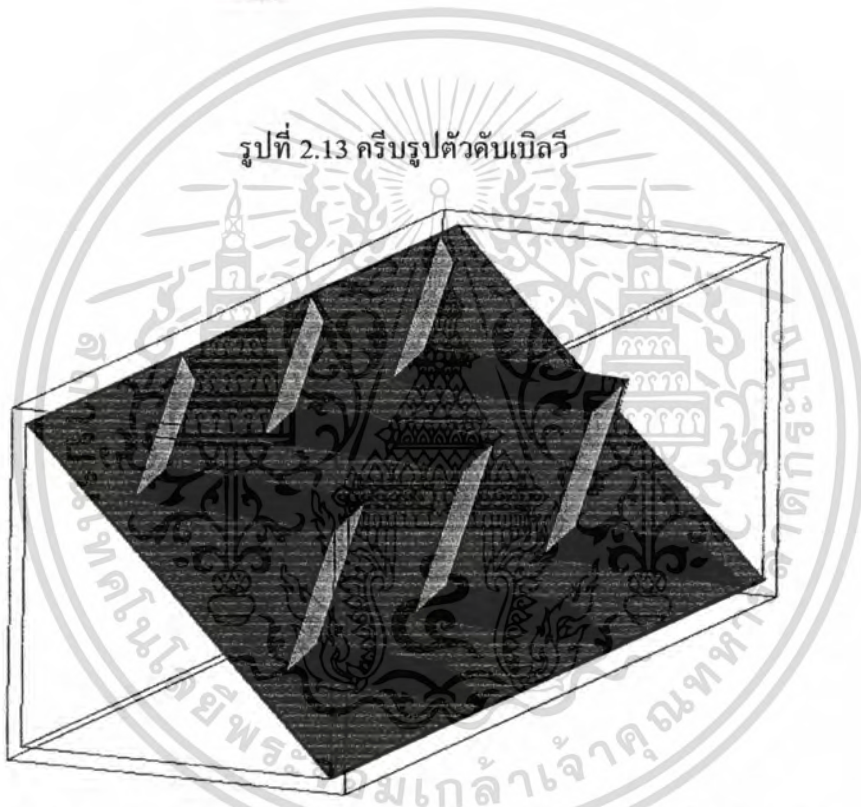
ผลการทดลองพบว่า ชุดทดลองที่มีครีบริบทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่มีความสูงและมุมต่างๆ จะได้ว่าท่อที่มีครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่มีความสูง 10 เปอร์เซ็นต์ของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกและมุม 20 องศา ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดประมาณ 1.75 เท่าเทียบกับท่อเปล่าผนังเรียบ

วิชาดา เจษฎารัตนชัย, ดำริห์ จันทร์แสงสุข, พงษ์เจต พรหมวงศ์ [26] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นดัดครีบริบ โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวดวงที่ ในการทดลองโดยปรับใช้ความเร็วลมหลาย ๆ ค่าในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4000 - 40,000$  โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีผนังเรียบกับท่อที่มีการสอดใส่แผ่นดัดครีบริบตัวดับเบิลยูในแนวทแยงมุมภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทำการจัดวางแผ่นดัดครีบริบที่มุม  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  และ  $30^\circ$  โดยครีบริบมีความสูง 15% ของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซิล (Nusselt number) และการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (friction factor)

จากการทดลองพบว่า การเพิ่มครีบริบรูปตัวดับเบิลยูในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มมากขึ้นเนื่องมาจากครีบริบรูปตัวดับเบิลยูทำให้เกิดการหมุนวนของอากาศ การเพิ่มขึ้นของค่าเลขนัสเซิลจะขึ้นอยู่กับรูปแบบการไหลของอากาศภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยการไหลปั่นป่วนจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลมีค่าสูงขึ้น รวมถึงการจัดรูปแบบครีบริบภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วย พบว่าครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $30^\circ$  จะให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มมากกว่าครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $10^\circ$  และ  $20^\circ$  เนื่องจากครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $30^\circ$  ทำให้เกิดการหมุนวนมากที่สุดจากทุก ๆ กรณี อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $30^\circ$  จะให้ค่าเลขนัสเซิลมากกว่ามุมอื่นๆ แต่ก็ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานหรือความดันสูญเสียสูงเช่นกัน จึงทำให้ครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $30^\circ$  มีค่าประสิทธิภาพน้อยที่สุด และเมื่อพิจารณาครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $10^\circ$  ซึ่งให้ค่าเลขนัสเซิลน้อยที่สุด แต่ก็ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเช่นกัน จึงทำให้ค่าประสิทธิภาพของครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมุม  $10^\circ$  มีค่ามากที่สุด ซึ่งค่าประสิทธิภาพที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.75



รูปที่ 2.13 ครีบริบรูปตัวคับเบิลว



รูปที่ 2.14 ครีบริบรูปตัวคับเบิลวที่วางในแนวเส้นทแยงมุมของทอสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

# เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

### 3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

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

#### 3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid)

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

#### 3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

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

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นแบบพัทๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการไม่อาจรู้ได้ทั้งหมด อีกทั้งยังมีเหตุเปลี่ยนแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ขอมให้ได้ในกาเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่ จะต้องคำนึงถึงด้วย

### 3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิดสัมผัสของการไหลเป็นปัญหา สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผล ของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิดสัมผัสจะถูกกัดให้ บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้าน เซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นผล ของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะ โดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

### 3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานต่างๆ ไป จะเป็นที่พอใจของ ความต้องการ ในการทำงาน หน่วยธรรมค่าที่อุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณีโดย เฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือได้ช่วงอุณหภูมิและความดันตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนค่าสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสม ที่สุด อาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่นถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial Cost) และค่าใช้จ่ายใน การดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้ สารทำงาน (Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยสุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้นเพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรถูกแสดง และการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออก แบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่งมาตรการที่เหมาะสมที่สุดถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำ

โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell and Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่นคอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อนและกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไปของลักษณะเด่นของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้านการออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดคือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

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

ปัญหาด้านขนาด (Sizing Problem) ถูกเกี่ยวข้องกับการหาค่ามิติของเมตริกซ์ เพื่อจะได้พบการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันลดลง (Pressure Drop) ที่ต้องการ

งานของผู้ที่จะออกแบบคือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิตทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ อุณหภูมิของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก, อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้อง ให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

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

2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพหลายๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ค่าการนำความร้อน และเพลตันนัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่าสหสัมพันธ์ (Correlation)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

4. ความสัมพันธ์ระหว่าง  $\epsilon$ -NTU ( $\epsilon$ -NTU Relation) เนื่องจากวิธี  $\epsilon$ -NTU ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัด การกำหนดสูตรหลายๆ สูตรของความสัมพันธ์ระหว่าง  $\epsilon$ -NTU ควรถูกจัดทำขึ้น ความสัมพันธ์ควรนำไปใช้ได้กับกรณีทั่วไปในการหา เมื่อรู้ NTU และ  $C = C_{\min}/C_{\max}$  และคำนวณ NTU เมื่อรู้  $\epsilon$  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. ประสิทธิภาพครีบ (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีบ ( $\eta$ ) และประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบ ( $\eta'$ ) ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีบ และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบควรถูกจัดทำ

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

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

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

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่จะถูกทำให้เกิดสถานะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธีหลายๆ วิธี อาจจะถูกนำมาใช้ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็

จะถูกปรับให้เหมาะกับแต่ละกรณีที่เกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์โดยไม่ได้รับอนุญาตจากสำนักหอสมุดกลาง และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวพันเงื่อนไขที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิตถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูงครีป, ความหนาครีป, ระยะห่างระหว่างครีป, ค่าการนำทางความร้อนครีป, ความยาวครีป, อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลงจากการแก้ปัญหของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

# การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

### 4.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธีคือวิธีแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

#### 4.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสภาวะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสภาวะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลว ซึ่งเพียงแต่ถูกให้ร้อนขึ้น หรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดร้อนและน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องค้ำน้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

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

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

วิธีการแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

#### 4.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือลักษณะการใช้นั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี่ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอน้ำ เพื่อใช้ไอน้ำที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น โดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอน้ำด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

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

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน

4. เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Super-heater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาวะร้อนยิ่งยวด ยกตัวอย่างเช่น เครื่องดงไอน้ำ (Stream Superheater) เป็นต้น

5. เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกกลั่น หน้าที่ของเครื่องในขั้นนี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยของค้ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอน้ำที่ควบแน่นได้ ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7. เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอน้ำทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกกลั่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกถัน แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่นส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหอกถันให้เป็นของเหลว

9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

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

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่าไม่มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่ตัวระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง

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

โดยทั่วไปจะใช้เมื่อน้ำ หรือน้ำอในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แกลเซียมคลอไรด์ ฟรอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกถัน ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกถันจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกถันหนึ่งหอกจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้นจึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

#### 4.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

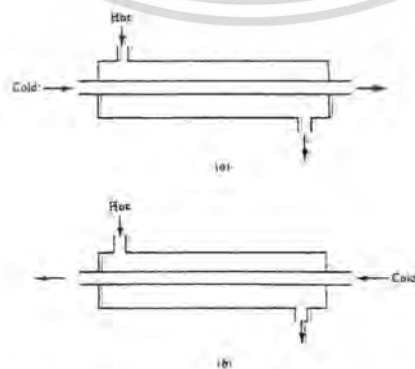
1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่าย ๆ และราคาข่อมเขา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าสูง โครงสร้างของ

เครื่องประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียด วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อ ไม่วากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีเหตุเปลี่ยนแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

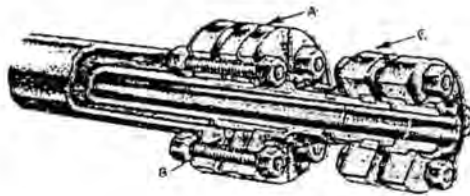
2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อนโดยการปล่อยให้ น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเคิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรงและส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลายชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะ โอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

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



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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

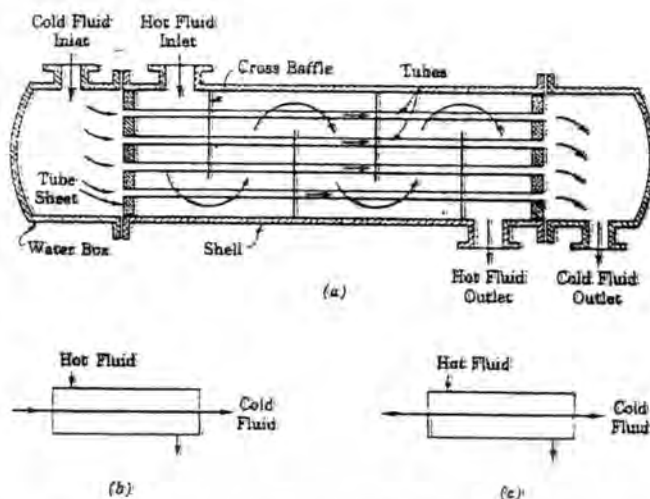


รูปที่ 4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือนกันหลายๆชุดมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (parallel) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ 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 ไม่จำเป็นต้องคิดครีปหากเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ liquid to gas ครีปจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tubes ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas-turbine, cryogenic gas-liquefaction system และ steel furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการคิดครีปเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

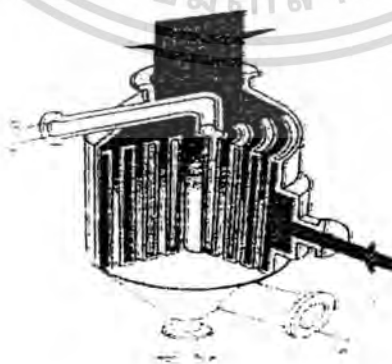


รูปที่ 4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass  
 (b) parallel flow (c) counterflow

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็น

เส้นทางไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอก ซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อใน ซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าไปในภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรง เพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็นมีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน



รูปที่ 4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.4 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วยท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นที่ผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อย โดยโครงสร้าง นอกจากการผลิต การซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป

#### 7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบคือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบ (Fin) โครงเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced-Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของครีบที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อเสียอย่างอื่นคือค่าบำรุงรักษาสูงกว่าครีบที่ใช้น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ตาม ข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดังต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

#### 8. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถึงเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือโครงสร้างเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังตวงให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนอาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชุดท่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำความสะดวกภายในปลอกหุ้มทำเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไม่ได้ ดังนั้นของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรีออน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

#### 9. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

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

#### 10. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยึดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสมคือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

### 11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอก

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

### 12. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อ

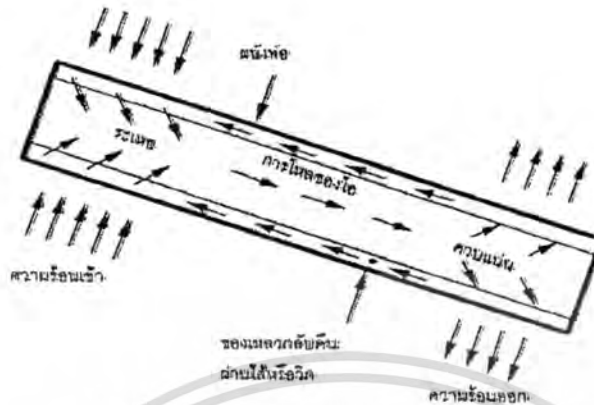
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อจะเรียกชื่อได้ก็คือเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย  $m^2$ ) กับปริมาตร (ในหน่วย  $m^3$ ) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า  $1/4$  นิ้ว ร่วมกับครีบ (Fin) หรือแผ่น โครงสร้างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระต๊อ เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิดที่สกลปรกน้อย

### 13. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

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

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 4.5 กล่าวคือ เมื่อฮีทไปป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิกส์ ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกส์จะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอดำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปยังวาล์วกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกต์ รูปที่ 4.6 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีทไปป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์

รูปที่ 4.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

ตารางที่ 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วผสมของของไหล	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 และแหล่งรับความร้อนต่างกัน ไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 4.1

3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ

4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่น ในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีความสม่ำเสมอทุกจุด, ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์, ในการอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ในการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ หากท่านใดมีข้อสงสัยหรือต้องการข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ โทร. 02-262-4000 หรือเว็บไซต์ [www.dft.go.th](http://www.dft.go.th) หรือ [www.dft.go.th](http://www.dft.go.th) ไม่ว่าการใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

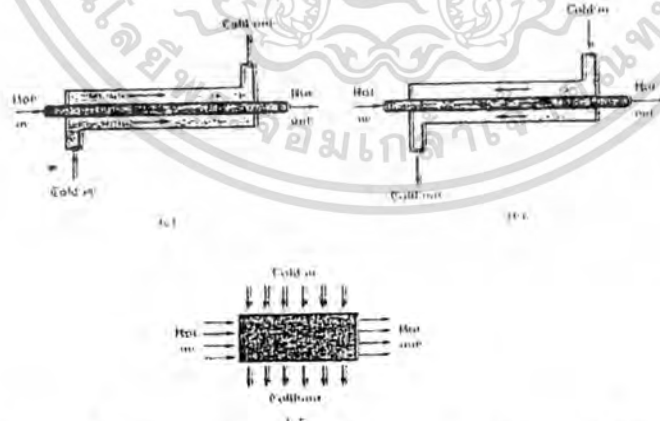
ระบายความร้อนจากระบบเบรคของเครื่องบิน, เตาดำขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นในอดีตมีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ กับอุปกรณ์ประเภทอื่นๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basulis ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่างๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 4.2

อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การสั่นของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงาน โดยสิ้นเชิง การสุกของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวิกต์ได้บางครั้ง วิกต์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทัน ของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

#### 4.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement

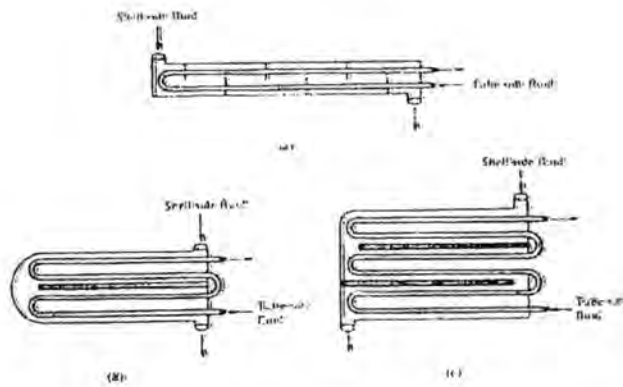
1. Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกัน ดังรูปที่ 4.7 (a)
2. Counter flow จะเป็นกรไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 4.7 (b)
3. Cross flow จะเป็นกรไหลแบบตัดขวาง ดังรูปที่ 4.7 (c)
4. Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ Heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multipassing จะ

ทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 4.8



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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



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

#### 4.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process

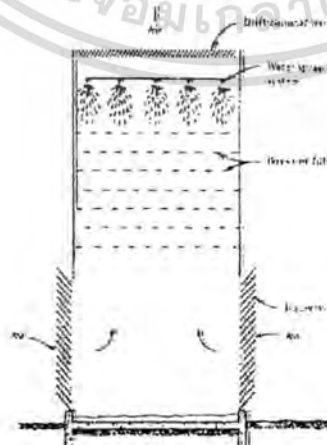
1. Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)

1.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

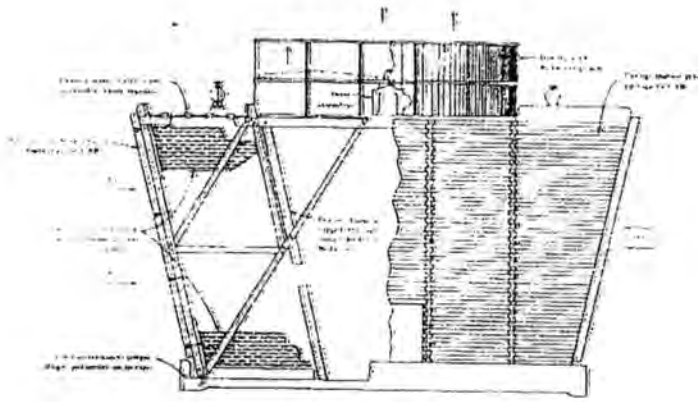
สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 4.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปแบบ 4.10

2. Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



**รูปที่ 4.9** แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection

#### 4.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

# วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

### 5.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวาง พร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถแต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อได้โดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกลอริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแอสเทลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้วไฟด์ แก้ว เป็นต้น

#### 5.1.1 พลาสติก

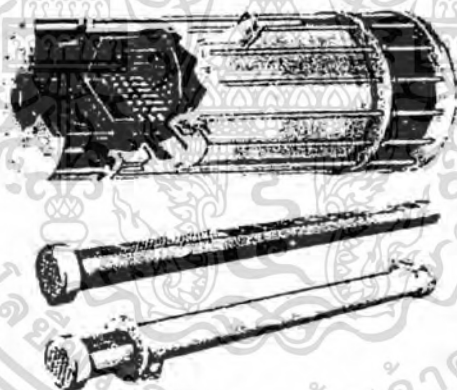
วัสดุพลาสติกโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon (Polytetrafluoroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่เยี่ยมในด้านความต้านทานการทำลายทางเคมีและการเสื่อมสภาพ เราสามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่มท่อ PTFE ที่ยาวบางและยืดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อนี้จะถูกม้วนหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เปิดบรรจุน้ำระบายความร้อน อีกเทคนิคหนึ่งเป็นการชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวอื่นๆ ที่สัมผัสกับของไหลที่กัดกร่อน

#### 5.1.2 แก้วไฟต์

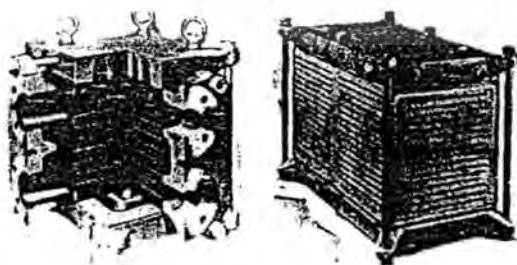
แก้วไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แก้วไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระโชกทางความร้อน) แก้วไฟต์สามารถรับการกดกลึงทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แก้วไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ชิดจำกัดทางด้าน

อุณหภูมิและความดันสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แก้วไฟต์โดยทั่วไปคือ  $175\text{ }^{\circ}\text{C}$  และ  $1.7\text{ MPa}$  ตามลำดับ การใช้แก้วไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติอันยาวนาน แต่ได้ขยายไม่กว้างขวางเท่าที่อื่น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขอบเขตการใช้งานในขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิคทำให้แกรไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อิมตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัวโดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกรไฟต์มีความแข็งแรงด้านทานแรงดึงต่ำ สามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกรไฟต์ทำงานอยู่ภายใต้ความเค้นกดแทนที่จะเป็นความเค้นดึง วิธีหนึ่งก็คือการหุ้มแกรไฟต์ด้วยเปลือกโลหะ ชิ้นส่วนแกรไฟต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันก่อนข้างแน่นจะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกรไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูงมักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกรไฟต์ชิ้น รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน ชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักก่อก่อนทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักก่อก่อนทางด้านเซลล์ รูปที่ 5.1 และรูปที่ 5.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าว แม้ว่าแกรไฟต์จะสามารถต้านทานการกักก่อก่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออโรโรน ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซุบโครเมียม กรดไนตริก และกรดโคมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกรไฟต์โดยตรง



รูปที่ 5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อ

และซีล



รูปที่ 5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบชุดท่อแก้ว

### 5.1.3 แก้ว

แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่ง ที่มีกรนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานพิเศษเฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กักความร้อนอื่นๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูง โดยนอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยาและอาหารซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ถือเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทฟลอนเท่านั้น โอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้วโดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูปที่ 5.3 และรูปที่ 5.4 รูปที่ 5.3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้วและใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทฟลอน ตัวเซลล์อาจจะทำด้วยแก้วถ้าของไหลทั้งทางด้านเซลล์และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กักความร้อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kPa และ 175 °C ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกว่านี้ จะต้องใช้เซลล์แก้วที่มีการคำนวณอย่างรอบคอบ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ทำด้วยเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทฟลอนหรือยาง รูปที่ 5.4 แสดงขดท่อคอนเดนเซอร์และขดท่อขอยเลอร์ที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็นจะไหลเวียนอยู่ภายในขดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อ ในการใช้งานอาจมีขดท่อหลายชุดวางซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อเทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในทุกๆ แง่แล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิดแต่แรกก็เป็นได้ ปัจจัยก็คือพื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกอย่างได้ผลในหลายๆกรณี ความต้านทานทางด้านเฟาถึงเป็นตัวต้านทานความร้อนที่มีอิทธิพลที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบกับแล้วความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วคงจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็นวัสดุทางการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกัดกร่อนที่ดีเยี่ยมไม่ทำให้เกิดการปนเปื้อนและป้องกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้หลายรูปแบบในราคาที่ต่ำ จึงทำให้ยังคงมีการใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่าง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

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

### 6.1 กลศาสตร์ของไหล

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัคตัม โดยตรง ยิ่งความดันตกมาก จำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัคตัม,  $\dot{W}_m$

$$\dot{W}_m = Q\Delta p$$

(6.1)

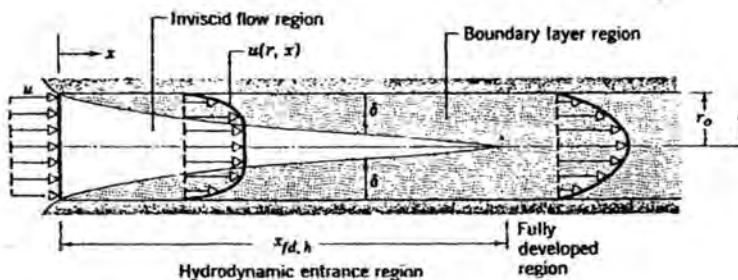
ความดันตกของของไหล,  $\Delta p$

$$\Delta p = f \frac{\rho L V^2}{2D}$$

(6.2)

#### 6.1.1 สภาวะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี  $r_0$  ตามรูปที่ 6.1



เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ โดยไม่หวังกำไร  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบราบเรียบหรือปั่นป่วน

เลขเรย์โนลด์,  $Re_D$

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

เมื่อ  $u_m$  คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ  
 $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วน เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} \approx 2,300$  และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่  $Re_D \geq 4,000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ( $Re_D \leq 2,300$ ) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ( $Re_D \geq 4,000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับการหา ระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ และมีค่าประมาณดังนี้

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

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

### 6.1.2 ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย  $u_m$  (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยคือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อ และความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า  $m$  และ  $u_m$  ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

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

เพราะว่าค่า  $\dot{m}$  อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล ( $\rho u$ ) ทุกทั้งพื้นที่หน้าตัด

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

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

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

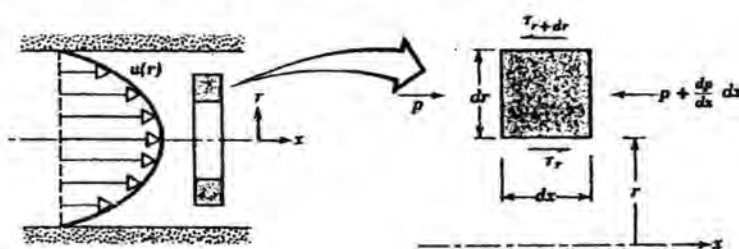
ซึ่งจะหาค่า  $u_m$  ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile,  $u(r)$  ที่ตำแหน่งนั้น

### 6.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปร่างของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปีนป่วน ส่วนใหญ่ ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

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

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการ โมเมนตัมตามแนว  $x$  หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 6.2



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
รูปที่ 6.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์  $dx$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อผู้อื่น และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนี้

สำหรับอิทธิพลที่ดัดเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 6.2 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้

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

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

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

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

เพราะว่า  $dp/dx$  นั้นไม่ขึ้นกับ  $r$  ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (6.12) ได้

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

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

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

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

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็นพาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน ( $dp/dx$ ) ต้องเป็นลบเสมอ

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนสมการ (6.16) ใน (6.15) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

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

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

#### 6.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันตกในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับภาระขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลม โดยตรง ในการหาความดันตกเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

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

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $C_f$  ซึ่งบางครั้งเรียกว่าตัวประกอบเสียดทานเฟอโนนึ่ง ซึ่งนิยามว่า

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

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

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

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (6.21)$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ต์ต่างๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของเนอานด์การ์ด (Figure 6.10) ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Moody ในรูปที่ 6.3 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว ( $e$ ) เพิ่มขึ้น โดยประมาณดังนี้

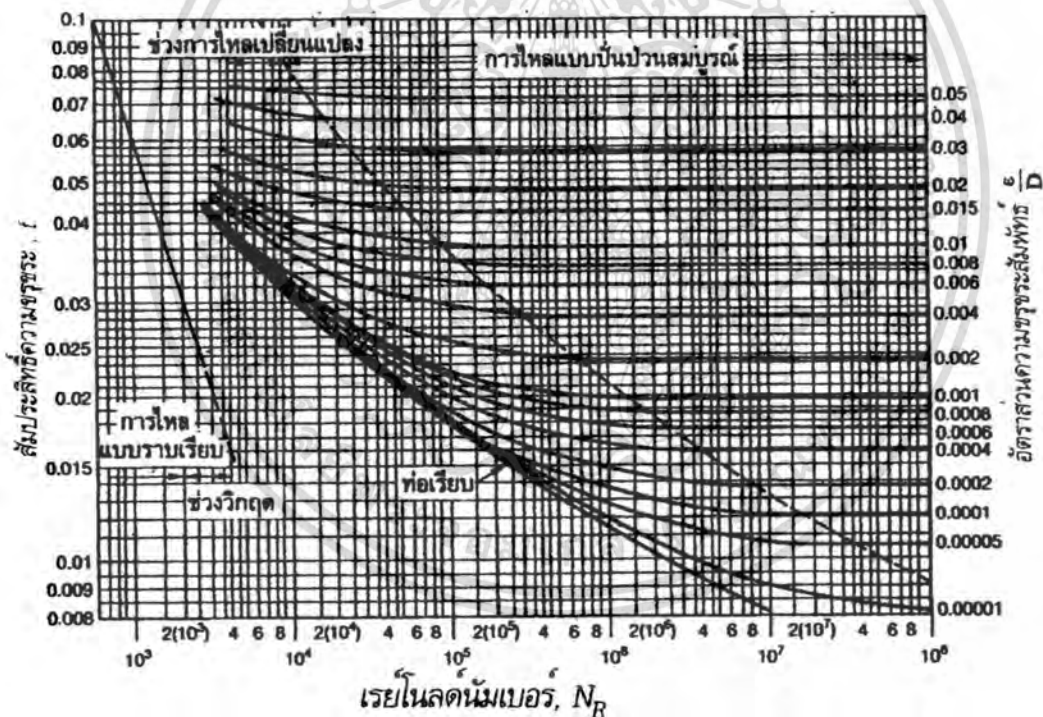
$$f = 0.316 \text{Re}_D^{-1/4} \quad \text{Re}_D < 2 \times 10^4 \quad (6.22)$$

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

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตก ( $\Delta p$ ) ระหว่างระยะ  $x_1$  ถึง  $x_2$  เป็น

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

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

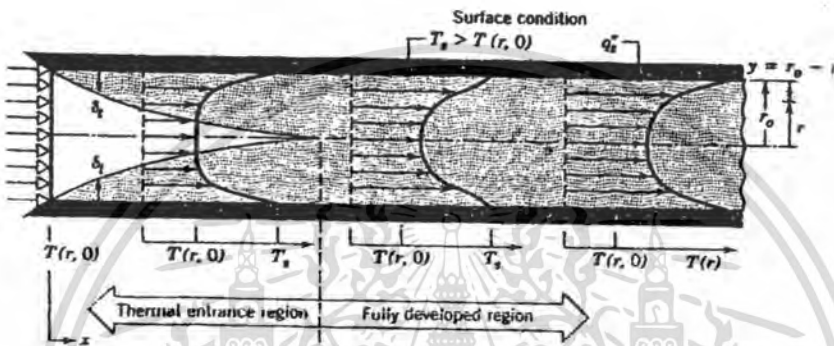


รูปที่ 6.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.2 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 6.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ  $T(r,0)$  ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวน์คาร์ลีเยอร์ของความร้อนจะเริ่มตั้งก่อดำเนิน อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ( $T_s =$  คงที่) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ( $q_s' =$  คงที่) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 6.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์ลีเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิจำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย ( $T_m$ ) โดยให้ความหมาย

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

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

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

ค่าของ  $T_m$  จะเปลี่ยนตามแนว  $x$  ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก  $u_m$  มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน ( $q_s^*$ ) ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

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

ซึ่ง  $h$  เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ  $T_m$  เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ  $dT_m/dx$  จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

### 6.2.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  สิ่งหนึ่งที่อยากรู้คือเกิดภาวะ 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 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิตั้งแต่จุดเริ่มต้นของปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิตั้งแต่จุดเริ่มต้น

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

เอ... นั้น ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

เมื่อ  $T_s$  คือ อุณหภูมิผิวท่อ

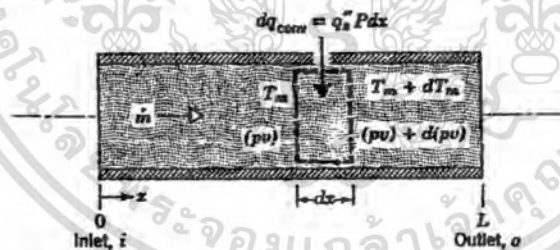
$T$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

$T_m$  คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (6.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี  $q_s^*$  คงที่ หรือ  $T_s$  คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ  $q_s^*$  คงที่ ส่วนกรณี  $T_s$  คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสภาวะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

### 6.3 การสมดุลของพลังงาน (Energy Balance)

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



รูปที่ 6.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 6.5 และจากนิยามของ  $T_m$  จะได้

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า หรือ  $dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv)$  (6.31) ไม่วารณใดทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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

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

รูปของสมการ (6.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

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

โดยที่  $q_{conv}$  เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด  
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน,  $h$

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

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล,  $T_b$

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

เลขนัสเซิลท์,  $Nu_D$

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

เงื่อนไขความร้อนที่ผิวคือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Surface Heat Flux) โดย  
คิดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวกริบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

### 6.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region)

ที่จุดใดๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

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

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (6.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทางขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

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

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

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

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

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต  $C_1$  และ  $C_2$  หาจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

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

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

จากสมการ

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

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

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

จากกฎการเขียนตัวของนิวตัน สมการ (6.28) และ (6.41) ได้ว่า

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

หรือ

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

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าเลขนิตเซสท์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ  $Re_D$ ,  $Pr$  และตำแหน่งตามแนวแกน  $x$

## 6.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา  $Nu_x$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

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

แทน  $f$  จากสมการ (6.23) สมการของ Colburn เป็น

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

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

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

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

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

สำหรับ

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

โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ยกเว้นค่า  $\mu_s$  หาที่  $T_m$  โดยที่  $\mu_s$  หาที่  $T_s$

## 6.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม

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

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

เมื่อ  $A_c$  คือ พื้นที่หน้าตัด

$P$  คือ เส้นรอบรูปของการไหล










เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น  $Re_D$  และ  $Nu_D$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ค่า  $Nu_D$  ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แถวหาได้จากตารางที่ 6.1

เมื่อการไหลปั่นป่วน อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

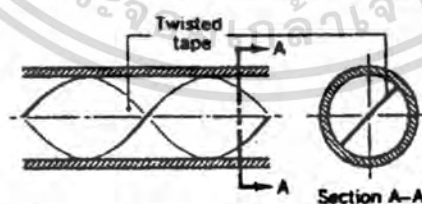
ตารางที่ 6.1 ค่า  $Nu_D$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$$

CROSS SECTION	$\frac{b}{a}$	$Nu_D$	
		(uniform $q_s''$ )	(uniform $T_s$ )
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	$\infty$	8.23	7.54
	—	3.11	2.47

### 6.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวบิดตามรูปที่ 6.6 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของมุม  $360^\circ$  เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตก (pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 6.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.8 ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ ( $P_o$ ) เท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ ( $P_r$ )

$$P_o = P_r$$

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

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

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

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

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

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

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

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

ค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนพิจารณาที่กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน

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

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

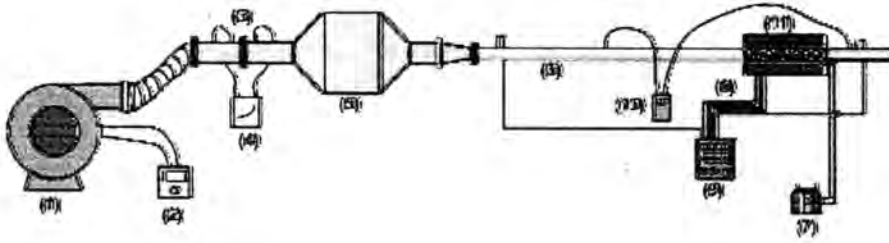
## บทที่ 7

### การออกแบบและการคำนวณ

#### 7.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เทคนิคอากาศไหลแบบหมุนวนช่วยในการถ่ายเทความร้อน การไหลแบบหมุนวนได้ถูกนำมาใช้ในงานทางด้านอุตสาหกรรมเป็นจำนวนมาก การหมุนวนได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันของอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบ การติดครีบได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบ และช่วยเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีบ ซึ่งการใส่แผ่นบางที่ติดครีบรูปตัวคับเบิลูภายในท่อเป็นผลให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น สามารถนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ลดพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป็นผลให้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ถูกออกแบบมาเพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด  $4.526 \times 4.526$  เซนติเมตร มีความยาว 101 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 2 ชั้น ฉนวนชั้นในเป็นฉนวนใยเซรามิก ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน (Flex) มีแผ่นบางติดครีบที่ทำจากอลูมิเนียมมีความสูง 10% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา สูง 15% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา และ สูง 20% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา ทุกครีบหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิตช์ 3,6 และ 9 เซนติเมตร แผ่นบางแต่ละอันจะถูกเสียบตามแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส และแผ่นบางแต่ละอันจะติดครีบให้มีความพอดีกับช่วง test section โดยหลักการทำงานของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ Blower เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ทำให้เกิดการไหลของอากาศผ่านถึงพักลม ท่อทางเข้าชุดทดลอง และชุดทดลอง ในการทดลองกำหนดให้มีอัตราการไหลของอากาศในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4,200 - 26,000$  ซึ่งอัตราการไหลของอากาศจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ และวัดค่าอัตราการไหลออกมาโดยชุดออร์ฟิสมิเตอร์



รูปที่ 7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ ประกอบด้วย

- (1) พัดลม, (2) อินเวอร์เตอร์, (3) ออร์ฟิสมิเตอร์, (4) มานอมิเตอร์, (5) ถังพักลม, (6) ท่อทางเข้าชุดทดลอง, (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, (8) เทอร์โมคัพเปิล, (9) ชุดวัดอุณหภูมิ, (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม และ (11) ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

## 7.2 การคำนวณ

### 7.2.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เรย์โนลด์นัมเบอร์  $Re = 40,000$  ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุดจากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (7.1)$$

$$= \frac{4(0.04526 \times 0.04526)}{2(0.04526 + 0.04526)}$$

$$= 0.04526 \text{ m}$$

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ  $301.15 \text{ K}$  จะได้  $\rho = 1.15757 \text{ kg/m}^3$  และ  $\mu = 185.1428 \times 10^{-7} \text{ N.s/m}^2$

จากสมการเลขเรย์โนลด์

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \quad (7.2)$$

หาความเร็วเฉลี่ย

$$\bar{V} = \frac{Re_D \mu}{\rho D_h}$$

$$= \frac{40000 \times 185.1428 \times 10^{-7}}{1.15757 \times 0.04526}$$

$$= 14.135 \text{ m/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
จากสมการ  $Q = \bar{V} A_c$  (7.3)  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 &= 14.135 \times 0.04526 \times 0.04526 \\
 &= 0.028955 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 1.7373 \text{ m}^3/\text{min}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้พัคลมมีอัตราการไหลมากกว่า  $1.7373 \text{ m}^3/\text{min}$

### 7.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ( $Re_D \leq 1,400$ ) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left( \frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (7.4)$$

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนซ์ เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} = 1,400$  และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนซ์เต็มที่ที่  $Re_D \geq 4,000$

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ( $Re_D \geq 4,000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกันกับเลขเรย์โนลด์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left( \frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (7.5)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า  $X_{fd} > 10D$  สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow)

$$\begin{aligned}
 \text{จากสมการ} \quad X_{fd} &> 10D_h \\
 &> 10 \times 0.04526 \\
 &> 0.4526 \text{ m}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้ท่อทางเข้าชุดทดลองมีความยาวมากกว่า 0.4526 เมตร

## บทที่ 8

### อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบสามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

#### 8.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการทดลองชุดอุปกรณ์ถึงผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลอง จึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

##### 8.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบโดยให้ลมไหลแบบตรง ท่อที่มีแผ่นบางคติดครีบบรูปตัวดับเบิ้ลยู โดยวางตามแนวเส้นทแยงมุมภายในท่อชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยให้ลมไหลแบบตรงดังแสดงในรูปที่ 8.1



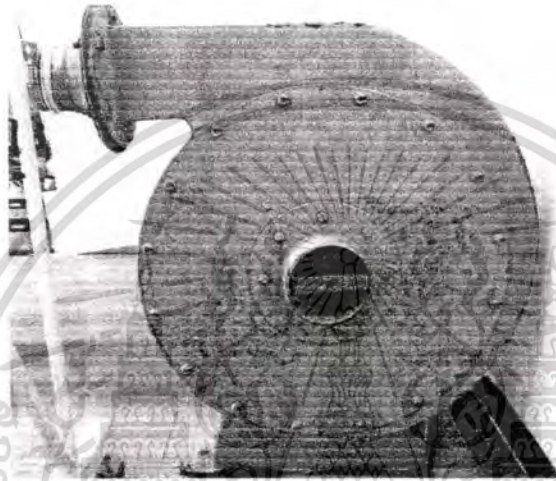
รูปที่ 8.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชุดทดลองมีขนาด 4.526x4.526 เซนติเมตร มีความยาว 101 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 2 ชั้น ฉนวนชั้นในเป็นฉนวนใยเซรามิก ชั้นนอกหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อน (Flex)

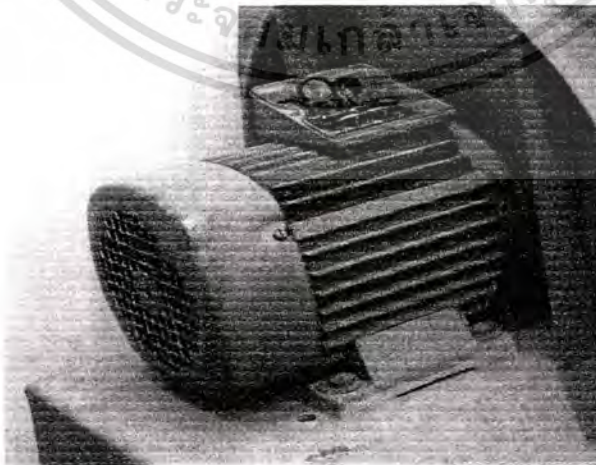
### 8.1.2 Supply Air

Blower MODEL TB-150 เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ซึ่งเป็น Blower แบบ 12 ใบพัด ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ หรือ 2 HP ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V PRESSURE 700 mm.Aq ดังแสดงในรูปที่ 7.2



รูปที่ 8.2 Blower

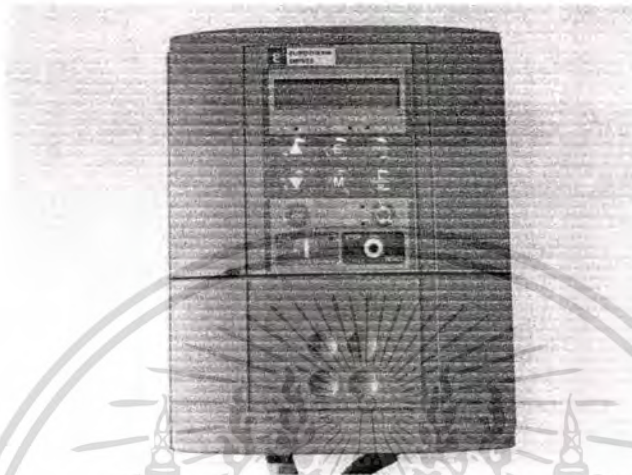
Motor เป็นต้นกำลังในกรรขั้ว Blower ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A ดังแสดงในรูปที่ 8.3



รูปที่ 8.3 Motor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

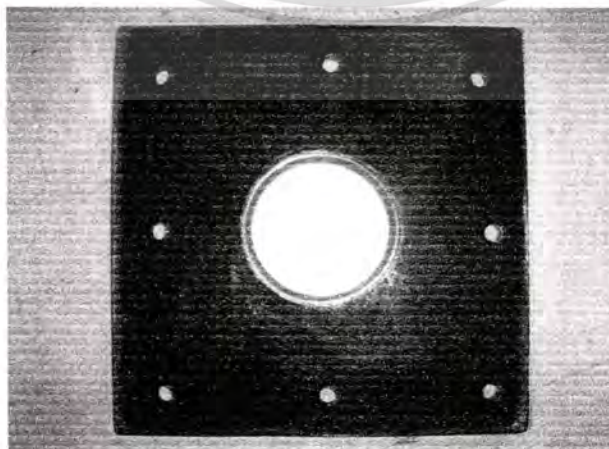


รูปที่ 8.4 Inverter

### 8.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ โดย Orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดสอบดังแสดงในรูปที่ 8.5 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD)

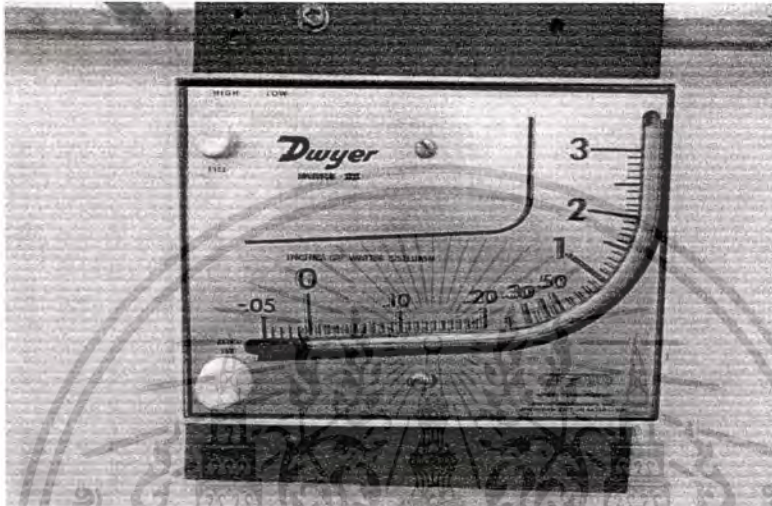
Measurement of Fluid flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762



รูปที่ 8.5 Orifice meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

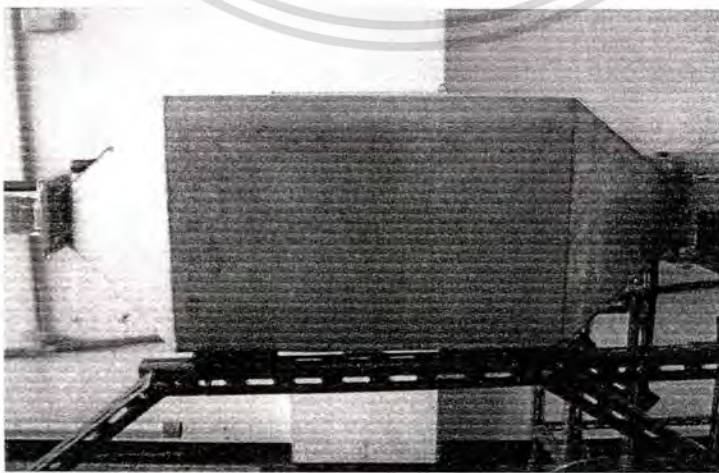
Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สามารถอ่านค่าของระดับ red gage Oil (specific gravity 0.826) ได้มีความถูกต้องมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 8.6



รูปที่ 8.6 Inclined manometer

#### 8.1.4 ถังพักลม

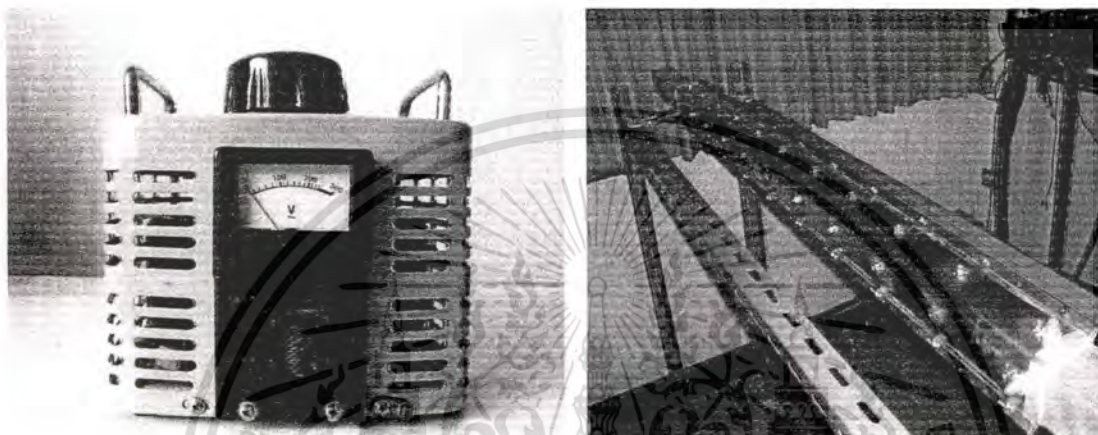
ถังพักลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับความเร็วลมให้คงที่ซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมมีความกว้าง 30 เซนติเมตร ยาว 40 เซนติเมตร และ สูง 30 เซนติเมตร ดังแสดงในรูปที่ 8.7



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เฉพาะเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
รูปที่ 8.7 ถังพักลม  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 8.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

เครื่องควบคุมความร้อนฮีตเตอร์ แบบสไลด์โวลท์เทจ TDBC 2-3 kVA CAPACITY: 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เทจที่ให้กับฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 8.8 โดยเครื่องควบคุมความร้อนสามารถปรับโวลท์เทจได้สูงสุดเท่ากับ 250 V



รูปที่ 8.8 เครื่องควบคุมความร้อนฮีตเตอร์ และฮีตเตอร์ 3000 W

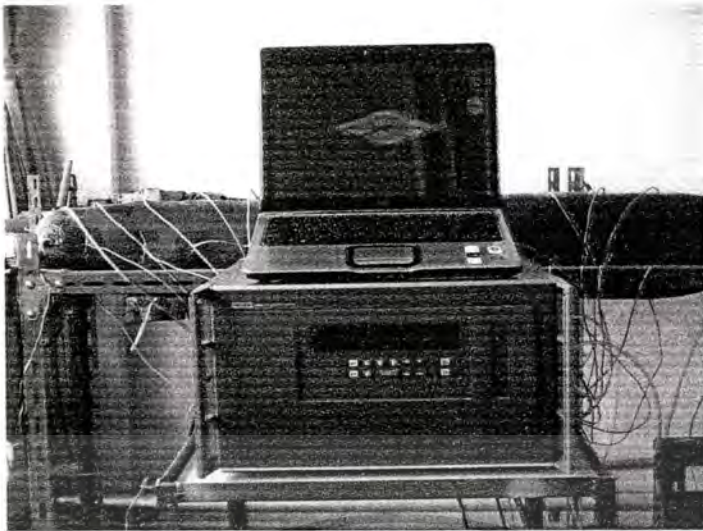
### 8.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data Logger Flux เป็นอุปกรณ์อ่านค่าอุณหภูมิผิวท่อที่ตำแหน่งต่าง ๆ คือ อุณหภูมิผิว 28 จุด ช่วง test section และอุณหภูมิผิวที่ทางเข้า-ออก 2 จุด ดังแสดงในรูปที่ 8.9 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้สูงสุด 40 ตำแหน่ง



รูปที่ 8.9 Data Logger Flux

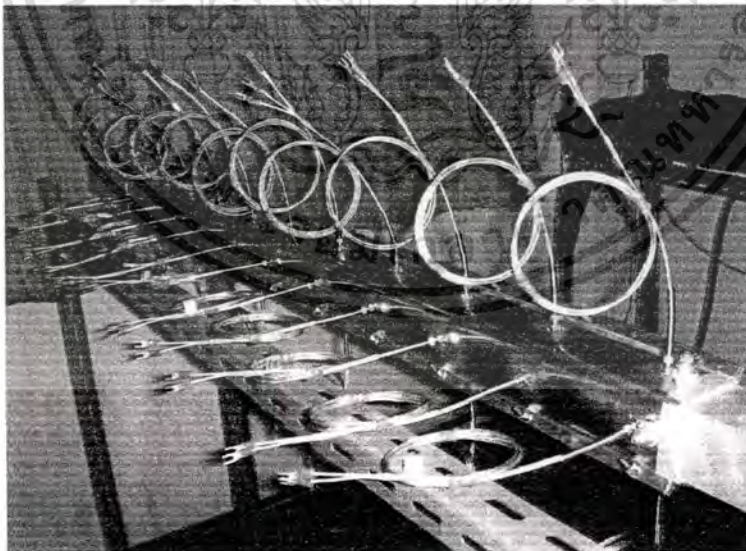
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.10 คอมพิวเตอร์

คอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิผิวท่อทั้งหมด 30 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิว 28 จุด ช่วง test section และอุณหภูมิผิวที่ทางเข้า-ออก 2 จุด ดังแสดงในรูปที่ 8.10

Thermocouple เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวท่อ คือ อุณหภูมิที่ทางเข้า-ออก ช่วง test section และอุณหภูมิผิวช่วง test section 28 ตำแหน่งดังแสดงในรูปที่ 8.11 ซึ่งเป็น Thermocouple type K และใช้ Thermocouple ในการทดสอบทั้งหมด 30 ตัว



รูปที่ 8.11 Thermocouple

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 8.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมของท่อผิวเรียบ ก่อนเข้า test section เป็นระยะ 105 เซนติเมตร และท่อคดเคี้ยวก่อนเข้า test section เป็นระยะ 4.526 เซนติเมตร และตำแหน่งทางออก test section เป็นระยะ 4.526 เซนติเมตร ข้างหลังครีบบน ขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.12



รูปที่ 8.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer

### 8.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

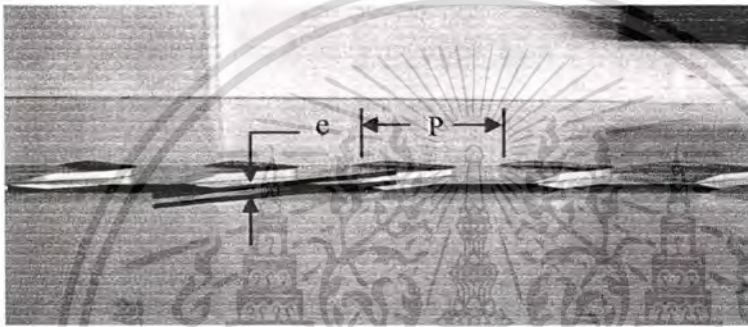
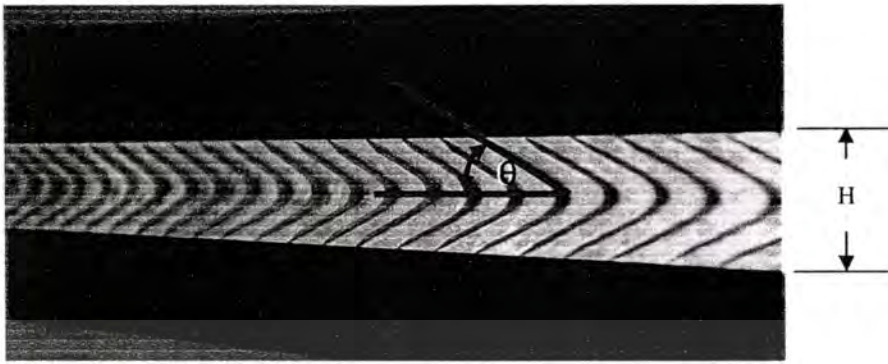
เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกชุดทดลอง ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.13



รูปที่ 8.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 8.1.9 แผ่นบางติดครีบริบตัวยู

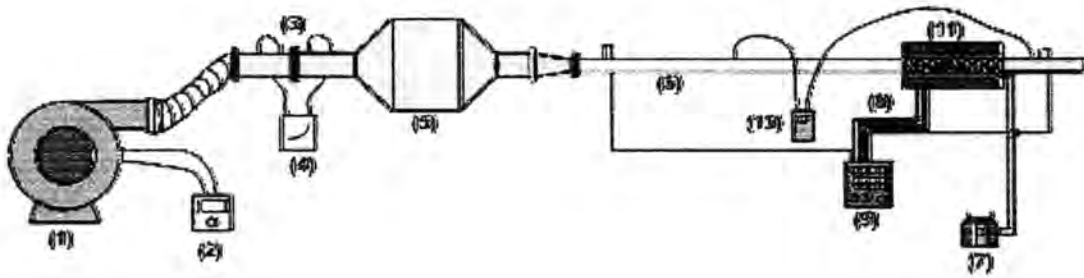


รูปที่ 8.14 แผ่นบางติดครีบริบตัวยู

### 8.2 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริบ และอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 8.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทางเข้าชุดทดลองเป็นท่ออลูมิเนียมขนาดหน้าตัด  $4.526 \times 4.526$  เซนติเมตร และมีความยาว 242 เซนติเมตร มีแผ่นบางติดครีบริบที่ทำจากอลูมิเนียมมีความสูง 10% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา สูง 15% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา และ สูง 20% ของ  $D_h$  มุม 30, 45, 55 องศา ทุกครีบริบหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิตช์ 3,6 และ 9 เซนติเมตร แผ่นบางแต่ละอันจะติดครีบริบให้มีความพอดีกับช่วง test section

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.15 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป ประกอบด้วย

- (1) พัดลม, (2) อินเวอร์เตอร์, (3) ออร์ฟิสมิเตอร์, (4) มานอมิเตอร์, (5) ถังพักลม,
- (6) ท่อทางเข้าชุดทดลอง, (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, (8) เทอร์โมคัพเปิล,
- (9) ชุดวัดอุณหภูมิ, (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม และ (11) ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

พัดลมขนาด 1.5 กิโลวัตต์ มีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบขับลมผ่านท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในชุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยฮีตเตอร์ขนาด 1500 วัตต์ จำนวน 2 แผ่น โดยคิดแผ่นฮีตเตอร์ประกบเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีความยาว 101 เซนติเมตร ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวนในช่วงระยะการทำความร้อนโดยแผ่นฮีตเตอร์ วัดอุณหภูมิเข้า-ออก และวัดอุณหภูมิผิวท่อช่วง test section แต่ละตำแหน่งถูกวัดด้วยเทอร์โมคัพเปิลชนิด K จำนวน 30 ตำแหน่ง โดยตำแหน่งที่ทำการวัดในช่วง test section ด้านบนและด้านข้างมีระยะห่างแต่ละตัวเท่ากับ 10 เซนติเมตร และด้านล่างมีระยะห่างแต่ละตัว 20 เซนติเมตร โดยอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 4.526 เซนติเมตร ก่อนเข้า test section และตำแหน่งทางออก test section 4.526 เซนติเมตร อ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อม

### 8.3 วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีแผ่นบางติดครีปรูปตัวยู โดยติดครีปทั้งสองด้านของแผ่นบาง และวางในแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยให้ลมไหลแบบตรง

1. ทำการติดครีปที่ผิวทั้งสองด้านของแผ่นบาง และวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส
2. วัดค่าความดันตกคร่อม และบันทึกผล
3. เปิดสวิตช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลองโดยอินเวอร์เตอร์
4. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
 5. ตั้งแกดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ที่ต้องการวัดอุณหภูมิคงที่  
 6. บันทึกอุณหภูมิผิวครีป อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป และอุณหภูมิที่ทางออกครีป

7. ปรับความเร็วลมเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ โดยให้เลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง  $Re = 4,200-26,000$
8. ทำการเปลี่ยนแผ่นบางติดกริบที่ความสูง นุ่มและระยะพิคซ์ของกริบ
9. ดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2-7



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 9

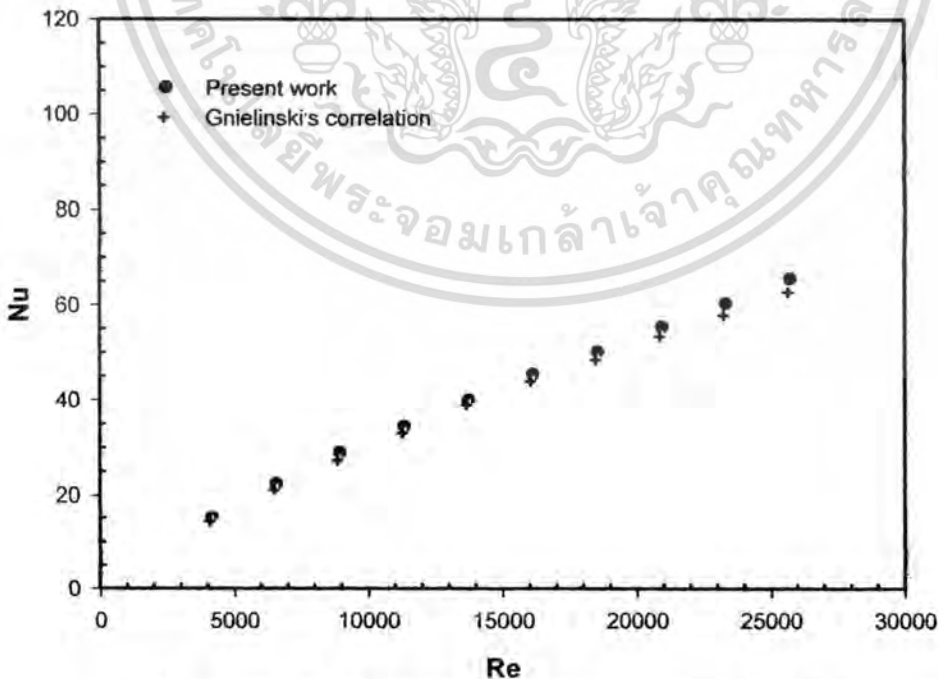
### ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

บทนี้จะกล่าวถึงผลการทดลองในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในเทอมของตัวแปรไร้มิติคือตัวเลขนัสเซิลท์ ( Nusselt number ,  $Nu$  ) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานแสดงในเทอมของตัวแปรไร้มิติ ( Friction factor ,  $f$  ) และประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแสดงในเทอมของตัวแปรไร้มิติ (  $\eta$  ) ตามลำดับ ดังต่อไปนี้

#### 9.1 ผลการทดลองท่อมีผนังเรียบ

##### 9.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ ( Nusselt number )

ในรูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองและค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ Gnielinski พบว่าตลอดช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขนัสเซิลท์ของการทดลองมีค่ามากกว่าค่าเลขนัสเซิลท์ของ Gnielinski โดยค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.302% เมื่อเทียบกับ Gnielinski

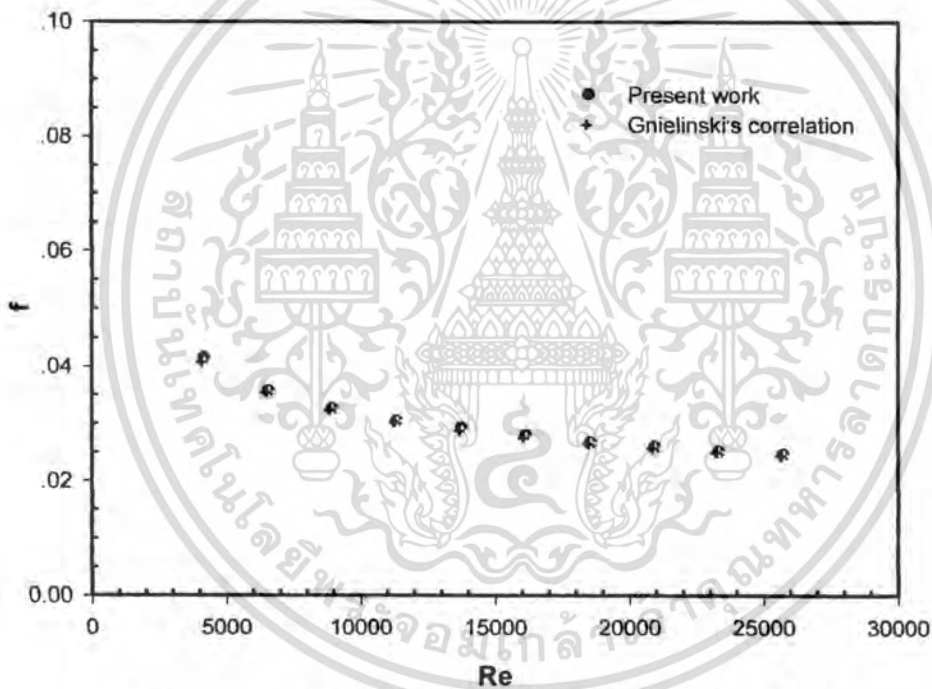


รูปที่ 9.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$  กับ  $Re$  สำหรับท่อเปล่าผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 9.1.2 ค่าตัวประกอบความเสียดทาน ( Friction factor )

ในรูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อเปล่าผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบความเสียดทานจากผลของ Gnielinski พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานจากผลของ Gnielinski โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 0.668 % เมื่อเทียบกับ Gnielinski correlation โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานจากผลของ Gnielinski correlation ใช้หาค่าตัวประกอบความเสียดทาน ( friction factor ) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อผนังเรียบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ ,  $2,300 < Re < 5 \times 10^6$



รูปที่ 9.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  กับ  $Re$  สำหรับท่อเปล่าผนังเรียบ

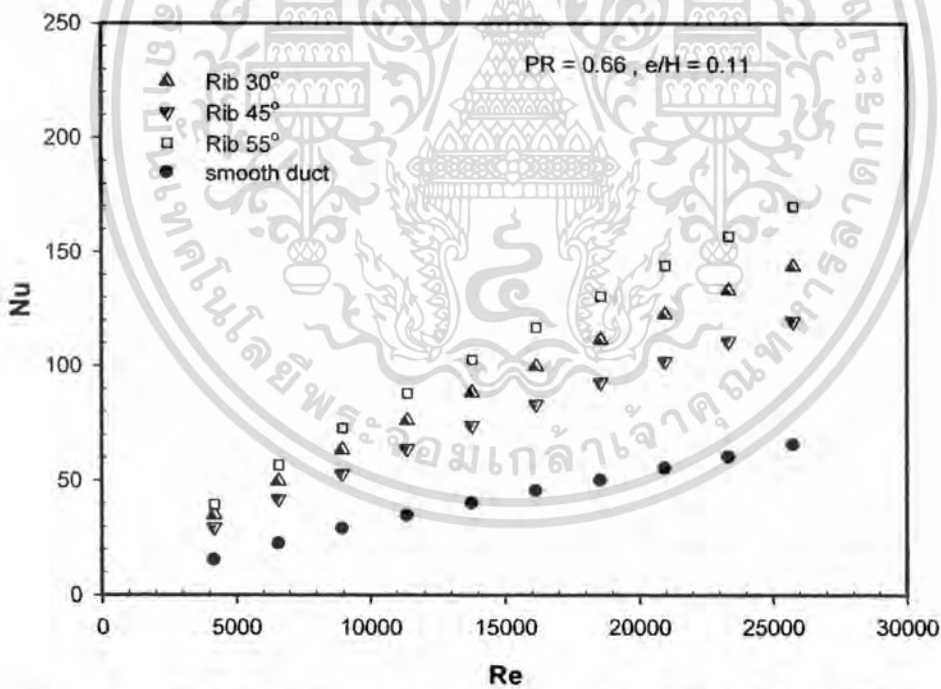
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 9.2 ครีบแผ่นบางรูปตัวยู

เป็นการออกแบบและศึกษาลักษณะการจัดวางครีบแบบต่างๆ โดยใช้ครีบที่เป็นแผ่นบางรูปตัวยูซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา และ 55 องศา ในการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อที่  $PR = 0.66$ ,  $PR = 1.32$ ,  $PR = 1.98$  และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$ ,  $e/H = 0.15$ ,  $e/H = 0.19$  ตามลำดับเพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

### 9.2.1 อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 0.66$ , $e/H = 0.11$

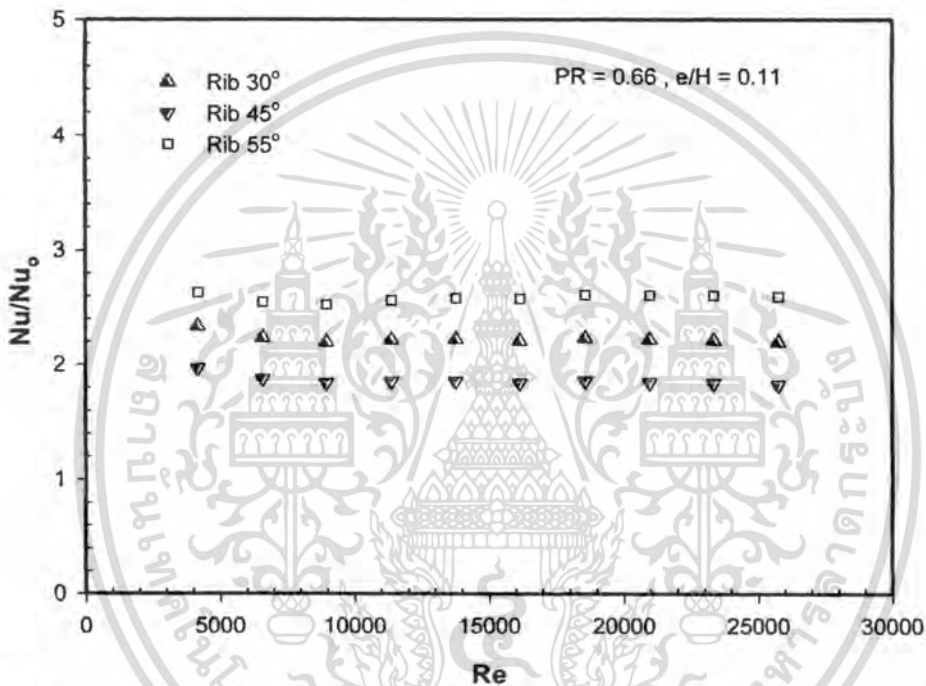
ในรูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการสอดครีบแผ่นบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ของครีบมุมต่างๆ เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบมุม 30 องศา 45 องศา และท่อที่มีผนังเรียบซึ่งมีค่าเลขนัสเซลท์ต่ำสุดตามลำดับ



รูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบแผ่นบางที่มุม ต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$

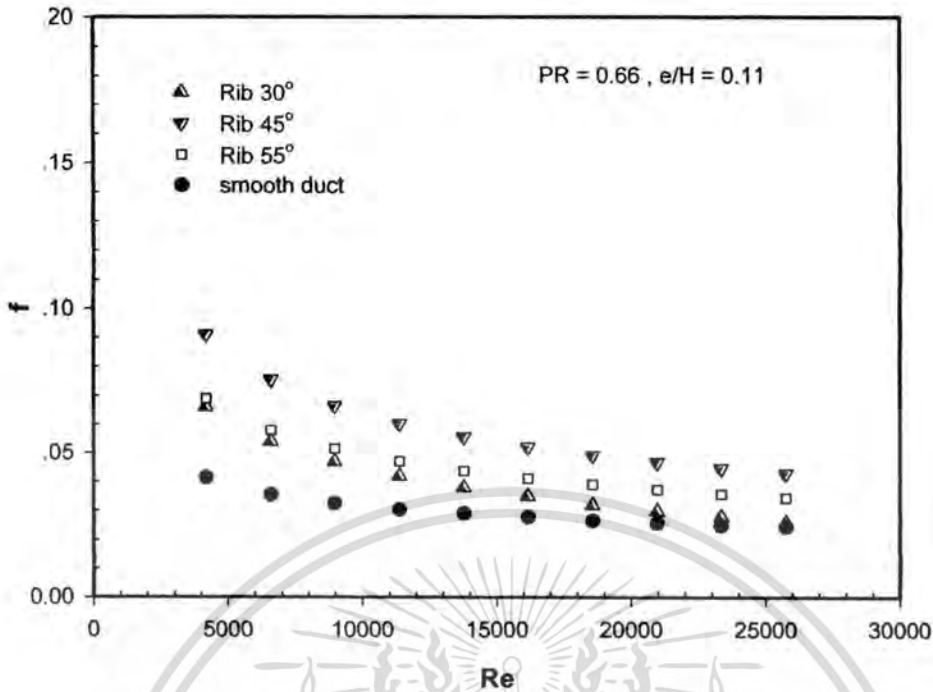
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต์ต่อเลขนัสเซลล์ท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณียุทที่สอดครีบบนบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีมุม 30 และ 45 องศา โดยครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.58 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.23 เท่า ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.86 เท่า

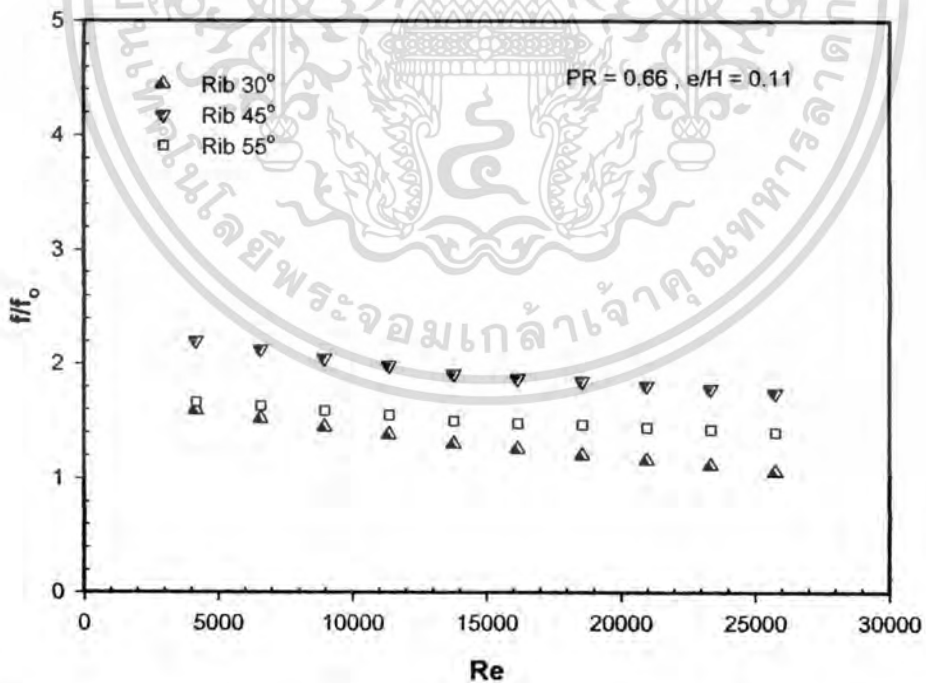


รูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต์ต่อเลขนัสเซลล์ท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณียุทที่สอดครีบบนบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$

ในรูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณียุทที่มีครีบบนบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนครีบบที่มีการจัดวางที่มุมต่างๆ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ครีบบที่ทำมุม 45 องศา จะให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบมุม 55 องศา และ 30 องศา และท่อเปล่าผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงตามลำดับ



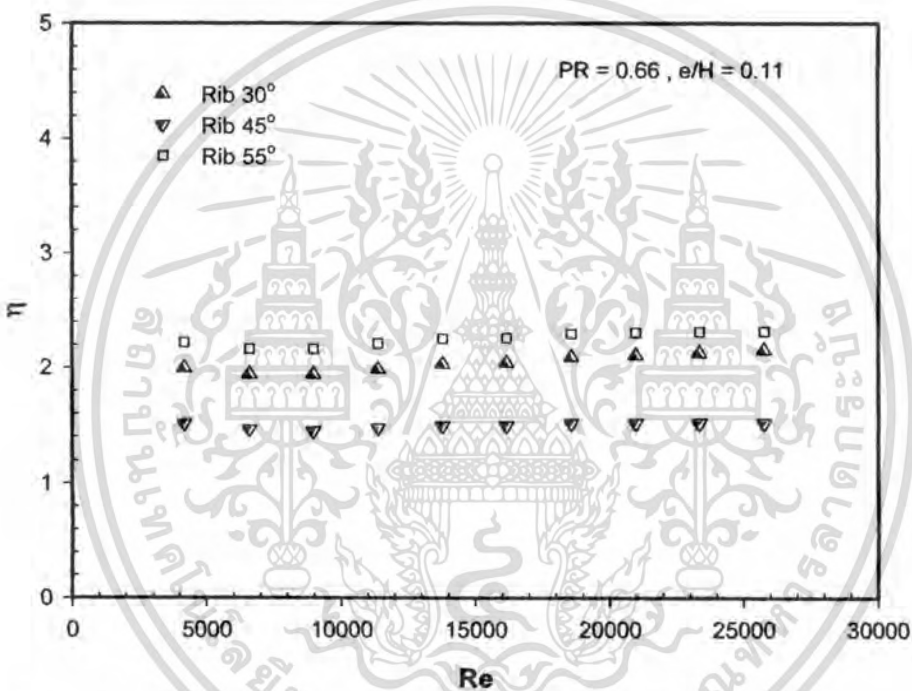
รูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนานบางรูปตัวที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$



รูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนานบางรูปตัวที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

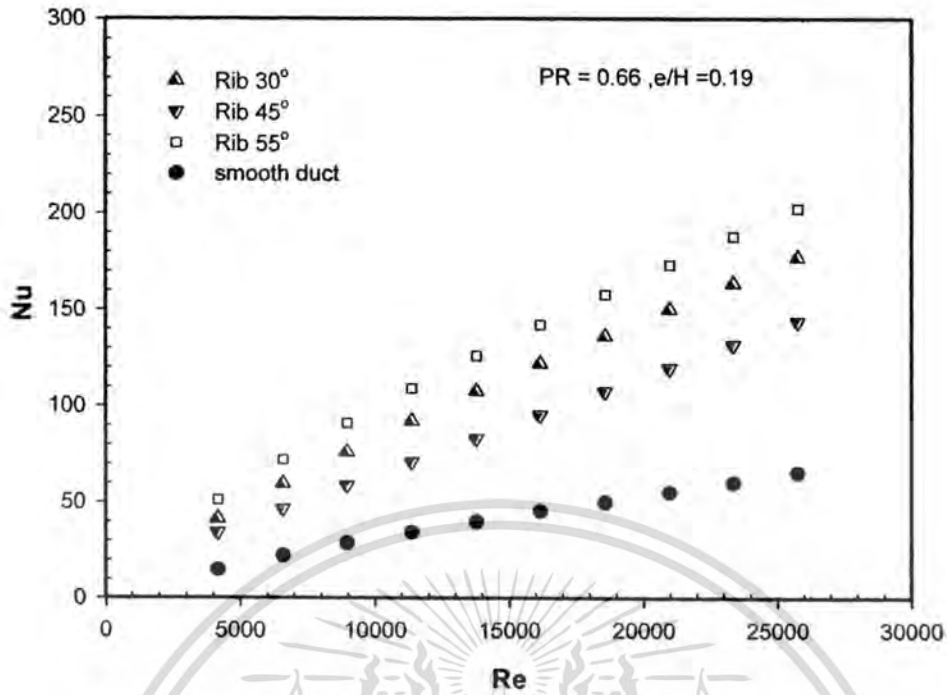
ในรูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานต่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีมุม 55 และ 30 องศา ตามลำดับ โดยครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.93 เท่า ครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.51 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.30 เท่า



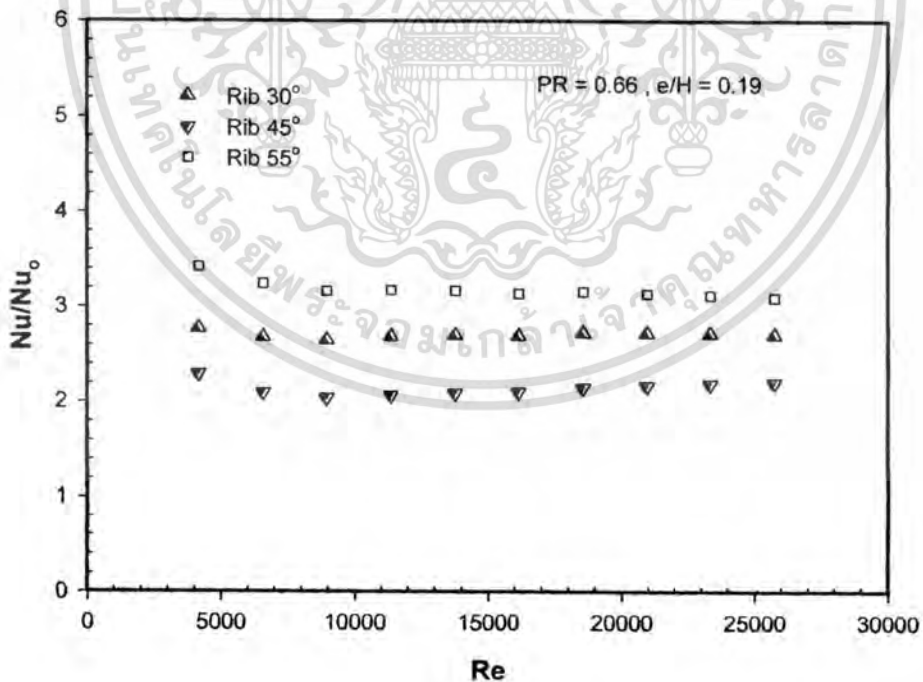
รูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$

ในรูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่า  $f$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.25 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่า  $f$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.04 เท่า และ ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่า  $f$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.49 เท่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบนั่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$



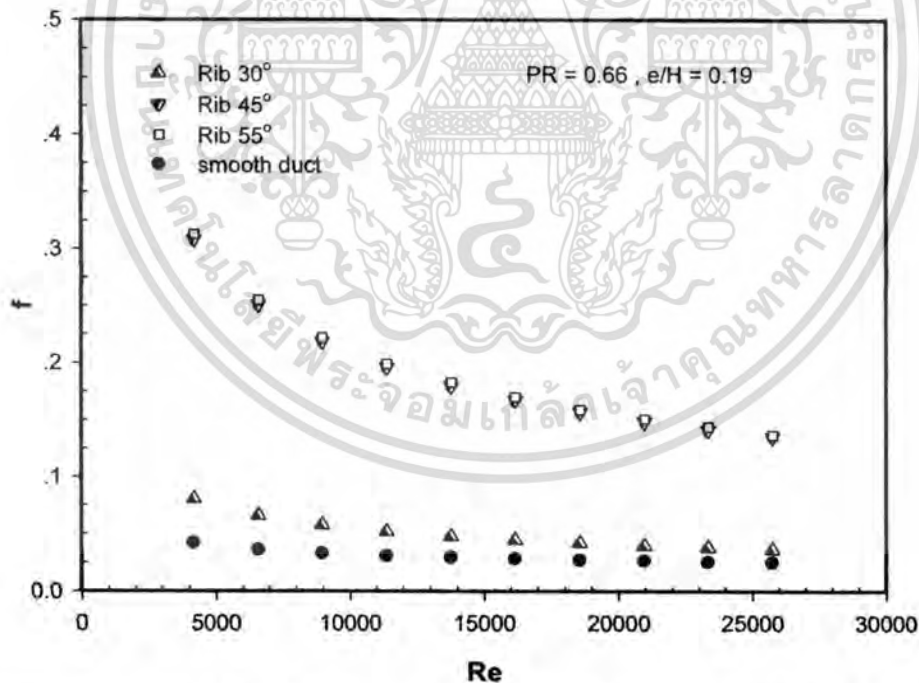
รูปที่ 9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลที่ต่อเลขนัสเซลที่ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบนั่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 9.2.2 อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 0.66$ , $e/H = 0.19$

ในรูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบนผนังที่มุม ต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  เป็นการแสดงผลการทดลองเปรียบเทียบกับกรณี  $e/H = 0.11$  ซึ่งจากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ของครีบบวมต่างๆ เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบบวม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์ที่มากที่สุด ตามด้วยครีบบวม 30 องศา 45 องศา และท่อเปล่าที่มีผนังเรียบซึ่งมีค่าเลขนัสเซลล์ที่ต่ำสุดตามลำดับ

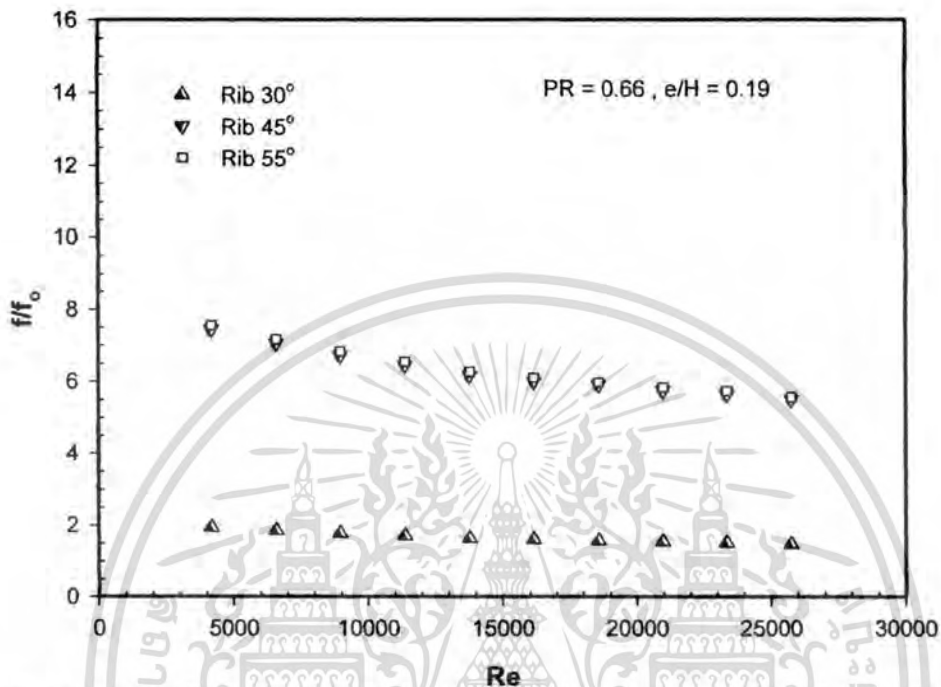
ในรูปที่ 9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบนผนังที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์ที่มากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีมุม 30 และ 45 องศา โดยครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.18 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.71 เท่า ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.14 เท่า



รูปที่ 9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบนผนังรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

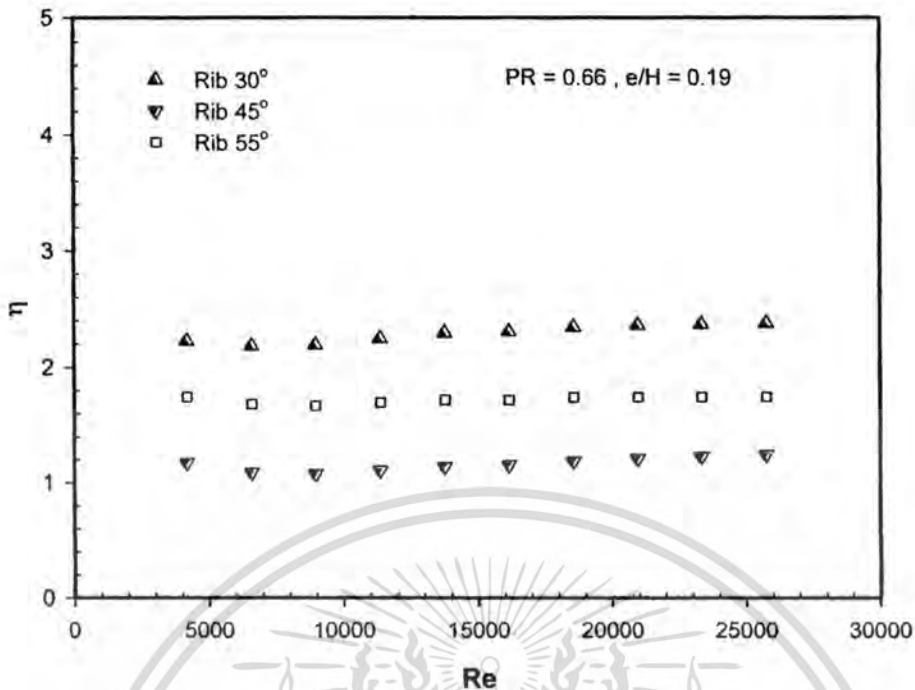
ในรูปที่ 9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบนผนังรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน กรณีท่อที่มีครีบบนผนังรูปตัวยูที่มุมต่างๆ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่ากรณีท่อเปล่าที่มีผนังเรียบ 2.71 ถึง 3.18 เท่า และค่าตัวประกอบความเสียดทานจะลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น

ป็นป่วนครีบบที่มีการจัดวางที่มุมต่างๆ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ครีบบที่ท่ามุม 55 องศา จะให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบมุม 45 องศา และ 30 องศา และท่อเปล่าผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงตามลำดับ



รูปที่ 9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

ในรูปที่ 9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีมุม 45 และ 30 องศา ตามลำดับ โดยครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 6.36 เท่า ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 6.26 เท่า ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.66 เท่า



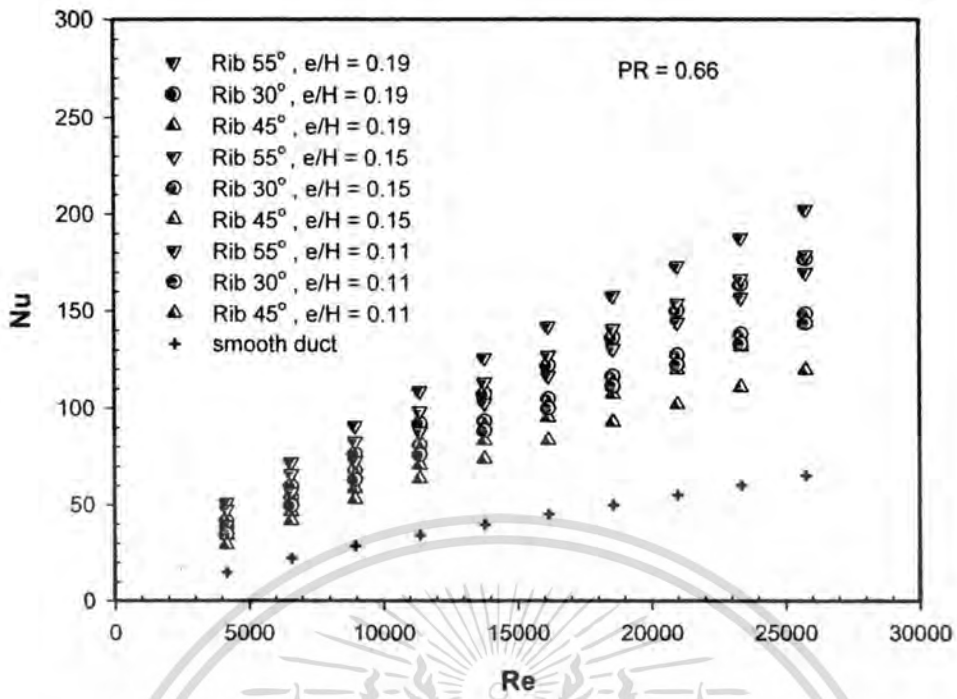
**รูปที่ 9.12** แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปด้วยที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

ในรูปที่ 9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปด้วยที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีมุม 30 องศา มีค่า  $h$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.28 เท่า ครีบบที่มีมุม 55 องศา มีค่า  $h$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.72 เท่า และ ครีบบที่มีมุม 45 องศา มีค่า  $h$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.16 เท่า

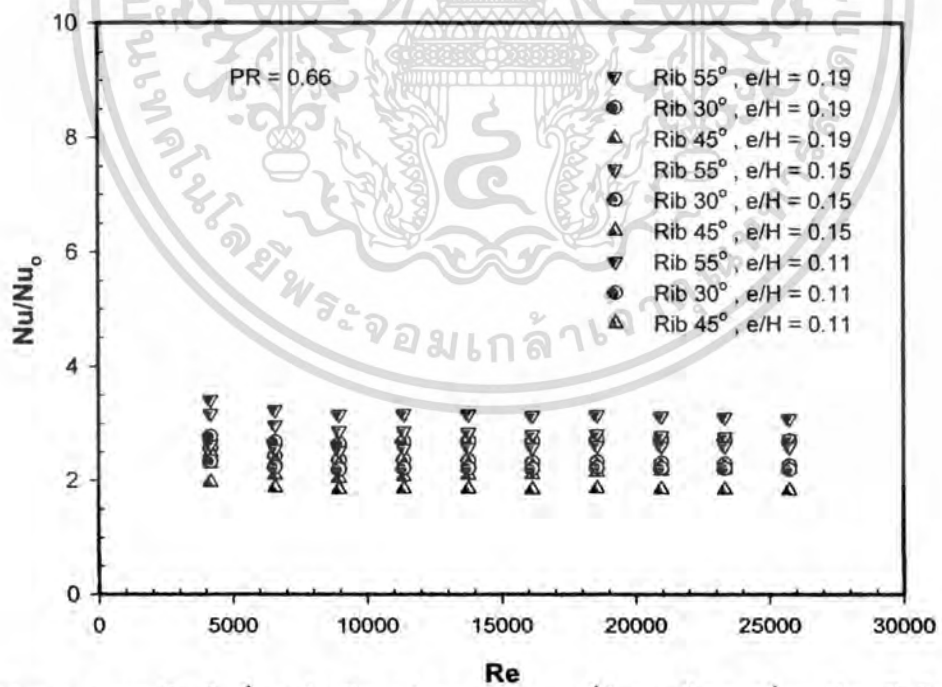
### 9.2.3 อิทธิพลความสูงครีบบที่ $PR = 0.66$

ในรูปที่ 9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปด้วยที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อต่างๆ โดยพิจารณาที่ระยะพิชต์ต่อความสูงท่อที่  $PR = 0.66$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ของครีบบมุมต่างๆ เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบบมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบมุม 30 องศา ครีบบมุม 45 องศา และท่อเปล่าผนังเรียบตามลำดับ การติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จะให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  และ  $e/H = 0.11$  ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



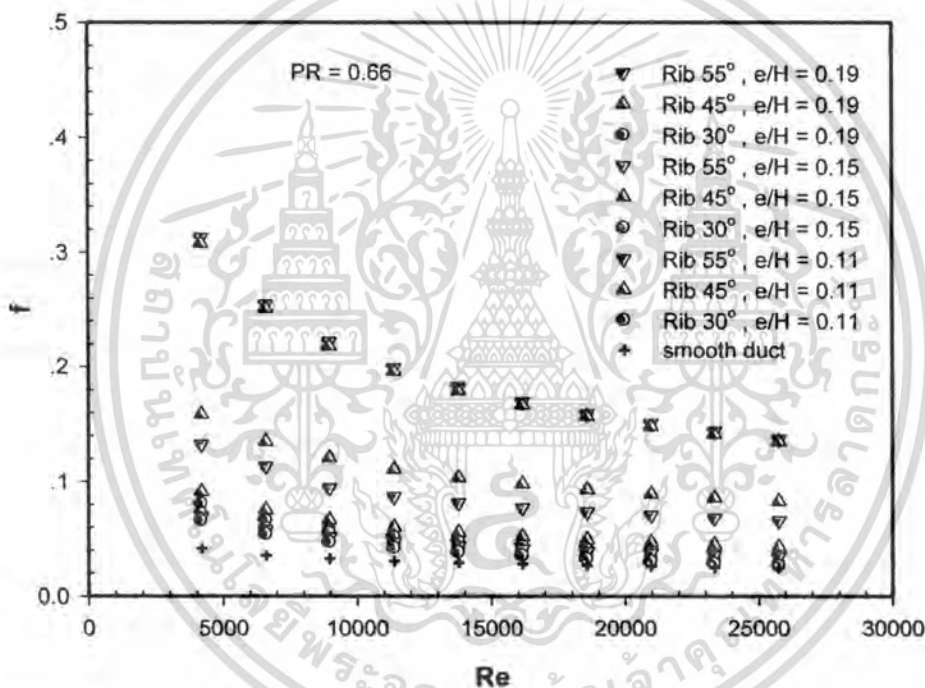
รูปที่ 9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเรย์โนลด์ กรณีสอดครีบบางรูปตัวยูที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อต่างๆ โดยพิจารณาที่ระยะพิชต์ต่อความสูงท่อที่ PR = 0.66



รูปที่ 9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสอดครีบบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 0.66

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

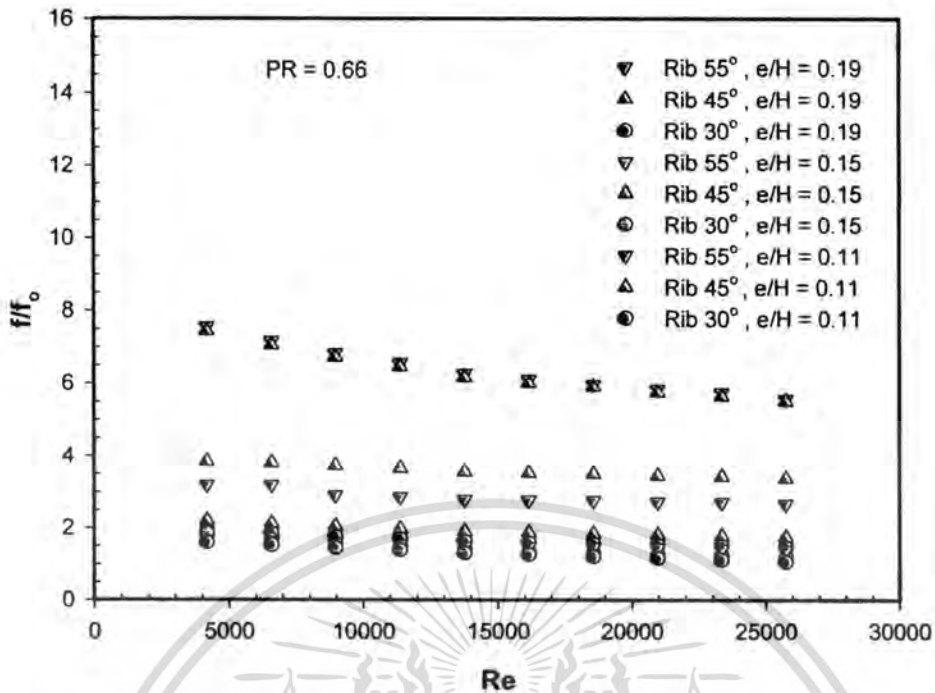
ในรูปที่ 9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนีสเซลล์ต่อเลขนีสเซลล์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบบนผนังบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบวม 55 องศา มีค่านีสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 3.18 , 2.86 และ 2.58 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ สำหรับครีบบวม 30 องศา มีค่านีสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.71 , 2.36 และ 2.23 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ สำหรับครีบบวม 45 องศา มีค่านีสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.14 , 2.28 และ 1.86 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ



รูปที่ 9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบนผนังบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$

ในรูปที่ 9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบนผนังบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบวมต่างๆ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ท่อเปล่าผนังเรียบมีค่าตัวประกอบความเสียดทานน้อยที่สุดตามด้วยครีบบวม 55 องศา ครีบบวม 45 องศา และ 30 องศาสำหรับ  $e/H = 0.19$  , ครีบบวม 45 องศา ครีบบวม 55 องศา และ 30 องศาสำหรับ  $e/H = 0.15$  และ  $e/H = 0.11$  ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

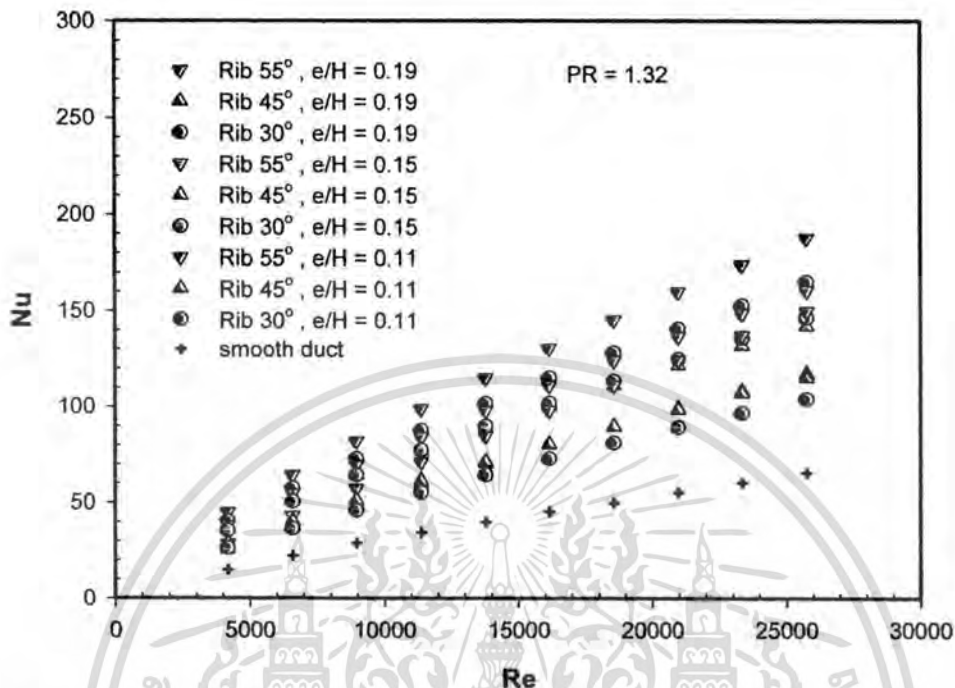


รูปที่ 9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชชี่ต่อความสูงท่อ PR = 0.66

ในรูปที่ 9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชชี่ต่อความสูงท่อ PR = 0.66 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบุม 55 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.36, 2.86 และ 1.51 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีอัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ e/H = 0.19, 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบบุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.26, 3.58 และ 1.93 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีอัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ e/H = 0.19, 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบบุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.66, 1.43 และ 1.30 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีอัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ e/H = 0.19, 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ



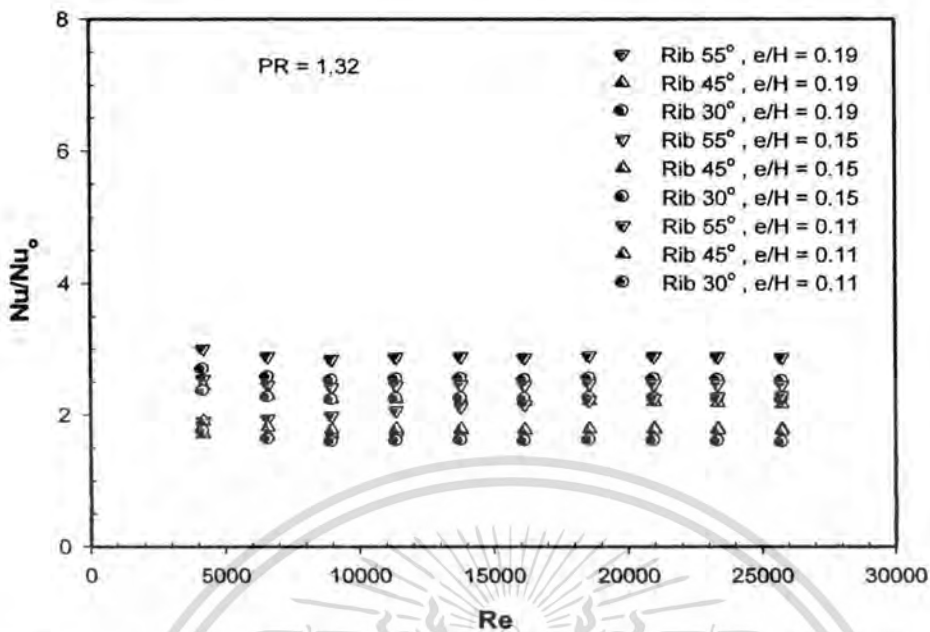
ที่มีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จะให้ค่านัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  และ  $e/H = 0.11$  ตามลำดับ



**รูปที่ 9.18** แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบแผ่นบางรูปตัวยูที่มุมและสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อต่างๆ โดยพิจารณาที่ระยะพิชต์ต่อความสูงท่อที่  $PR = 1.32$

ในรูปที่ 9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อผนังเรียบกับเลข เรย์โนลด์ กรณีท่อที่สอดครีบแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบมุม 55 องศา มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.89 , 2.46 และ 2.12 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ สำหรับครีบมุม 30 องศา มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.56 , 2.26 และ 1.62 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ สำหรับครีบมุม 45 องศา มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.24 , 1.80 และ 1.75 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  , 0.11 และ 0.19 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

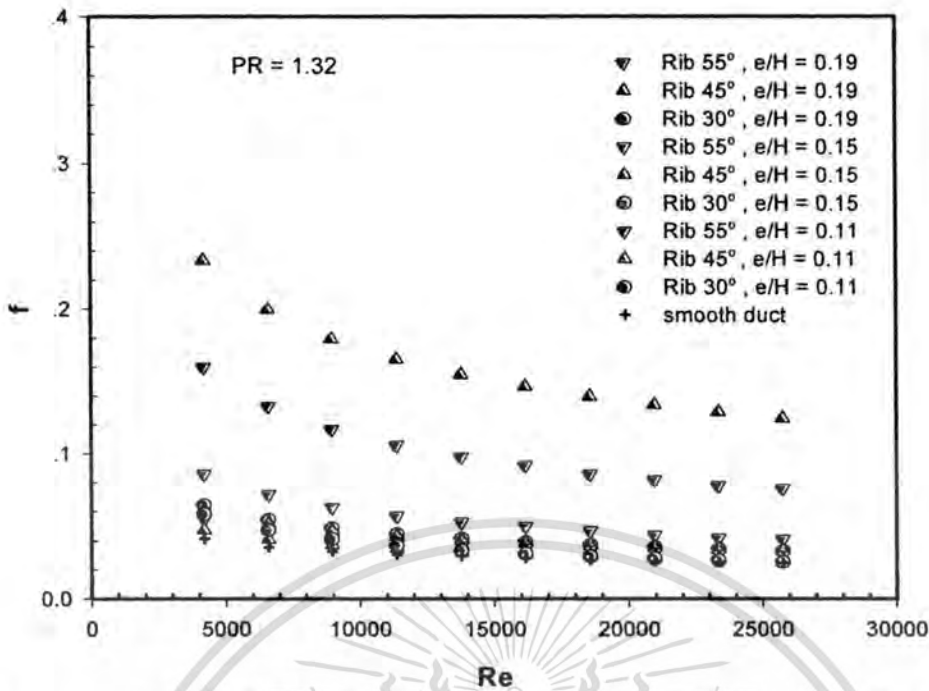


รูปที่ 9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลที่ต่อเลขนัสเซลของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีสอครีบแผ่นบางที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.32

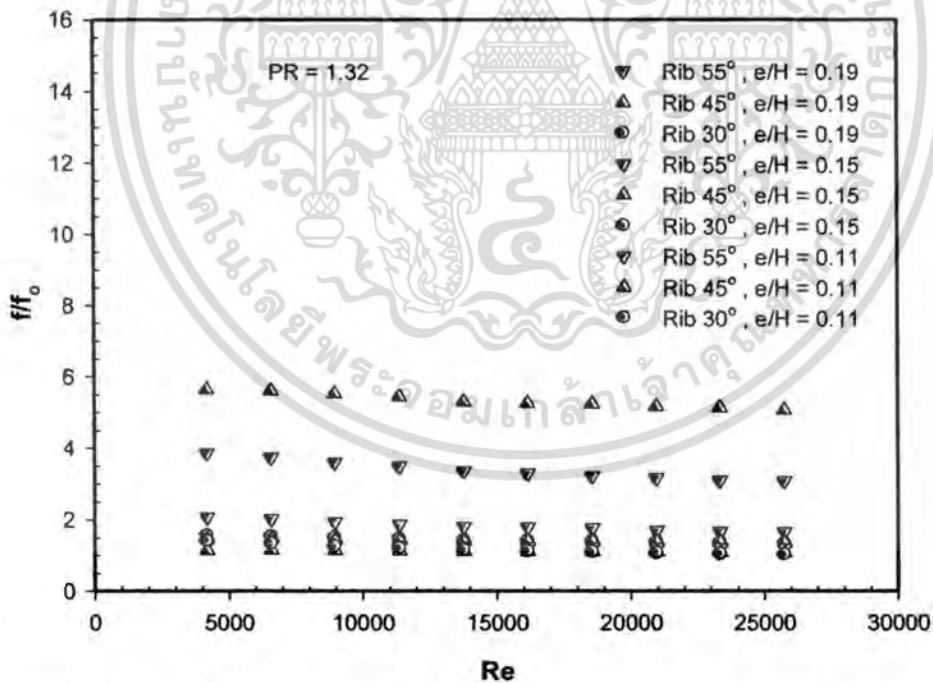
ในรูปที่ 9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบแผ่นบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.32 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบมุมต่างๆ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ท่อเปล่าผนังเรียบมีค่าตัวประกอบความเสียดทานน้อยที่สุดตามด้วยครีบมุม 45 องศา ครีบมุม 55 องศา และ 30 องศาสำหรับ  $e/H = 0.19$  , ครีบมุม 55 องศา ครีบมุม 45 องศา และ 30 องศาสำหรับ  $e/H = 0.15$  และครีบมุม 55 องศา ครีบมุม 30 องศา ครีบมุม 45 องศาสำหรับ  $e/H = 0.11$  ตามลำดับ

ในรูปที่ 9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบแผ่นบางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.32 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบมุม 55 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.39 , 1.83 และ 1.27 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบมุม 45 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.33 , 1.41 และ 1.12 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบมุม 30 องศา มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.40 , 1.17 และ 1.16 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีอัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  , 0.15 และ 0.19 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

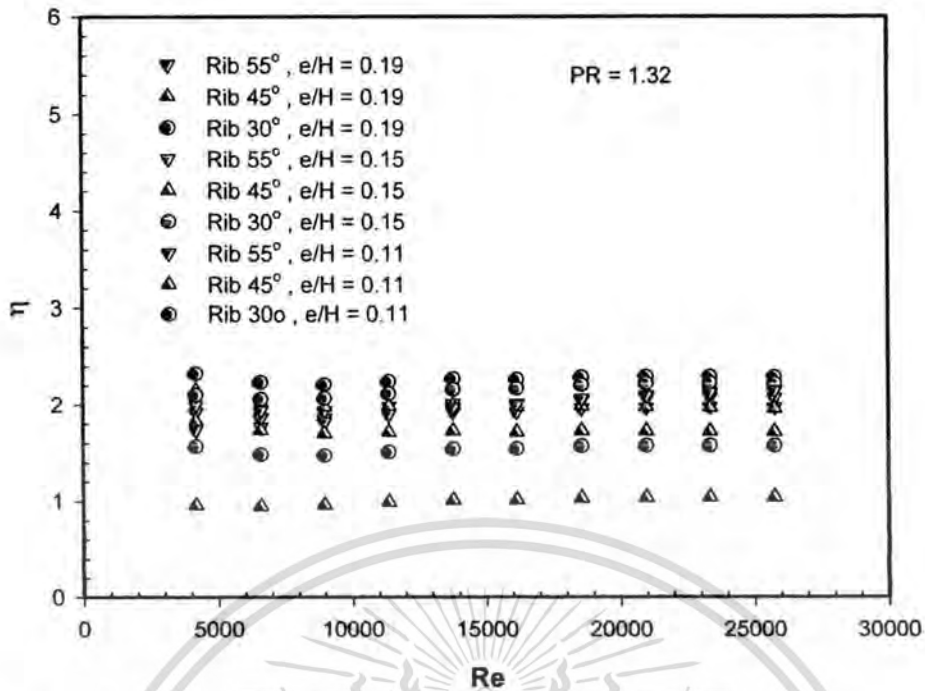


รูปที่ 9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบนผนังรูปตัวยูที่มีมุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.32



รูปที่ 9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบบนผนังรูปตัวยูที่มีมุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.32

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



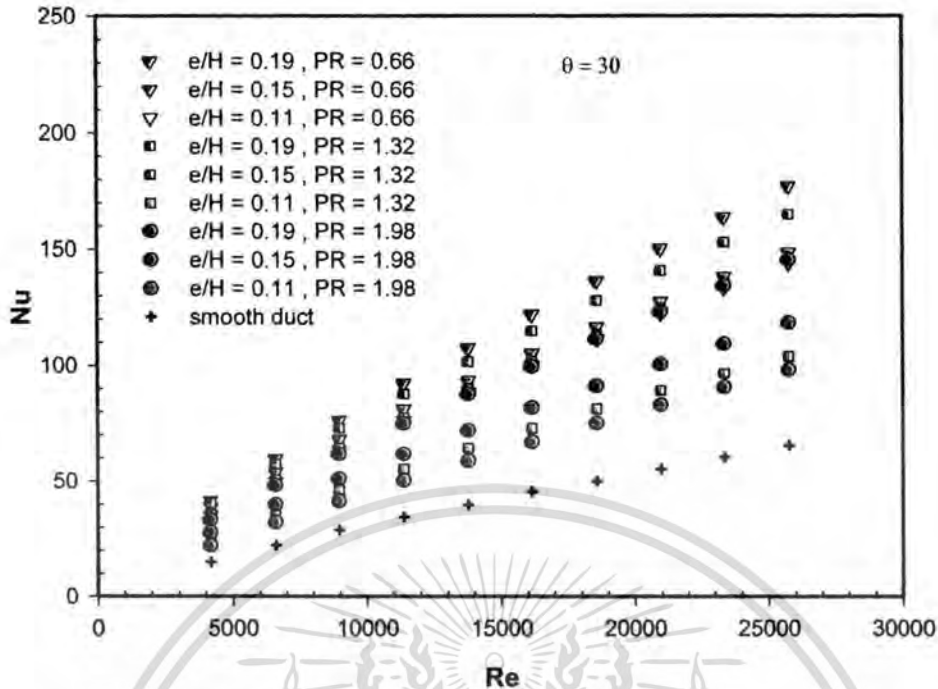
**รูปที่ 9.22** แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$

ในรูปที่ 9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนางรูปตัวยูที่มุมต่างๆ โดยสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความ สูงท่อ  $PR = 1.32$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบนวม 30 องศา มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.27 , 2.15 และ 1.54 เท่า สำหรับการติดตั้งครีที่มีสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบนวม 55 องศา มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.01 , 1.96 และ 1.92 เท่า สำหรับการติดตั้งครีที่มีสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  , 0.11 และ 0.19 ตามลำดับ ครีบนวม 45 องศา มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.00 , 1.73 และ 1.00 เท่า สำหรับการติดตั้งครีที่มีสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  , 0.11 และ 0.19 ตามลำดับ

### 9.2.5 อิทธิพลความสูงครีและระยะพิตซ์ที่มุม 30 องศา

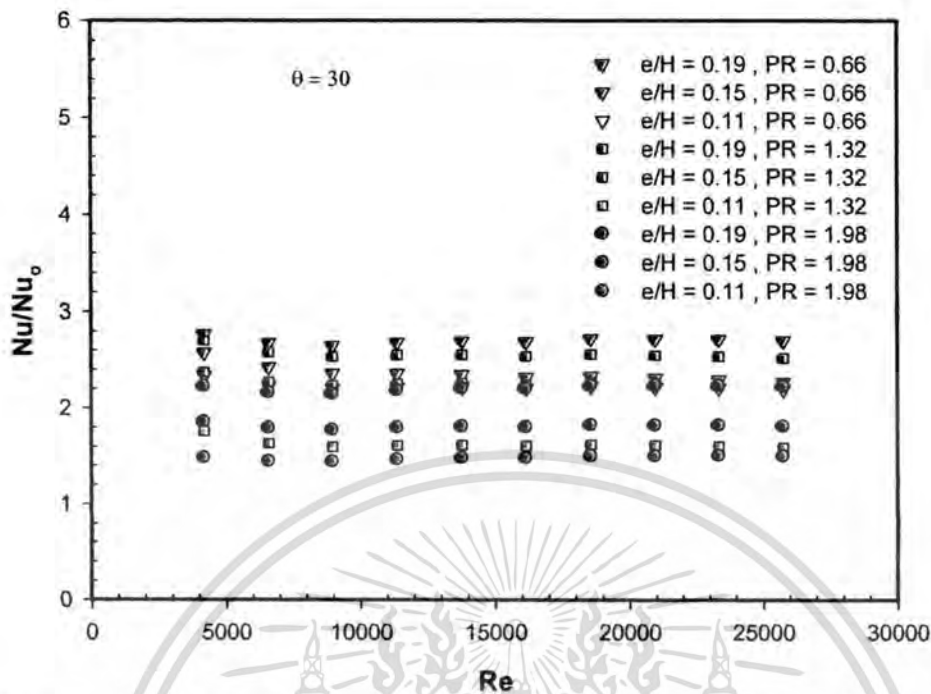
ในรูปที่ 9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อที่มีครีบนางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นกัน ครีที่มีสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีที่มีสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  และครีที่มีสัดส่วนความสูงครีต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



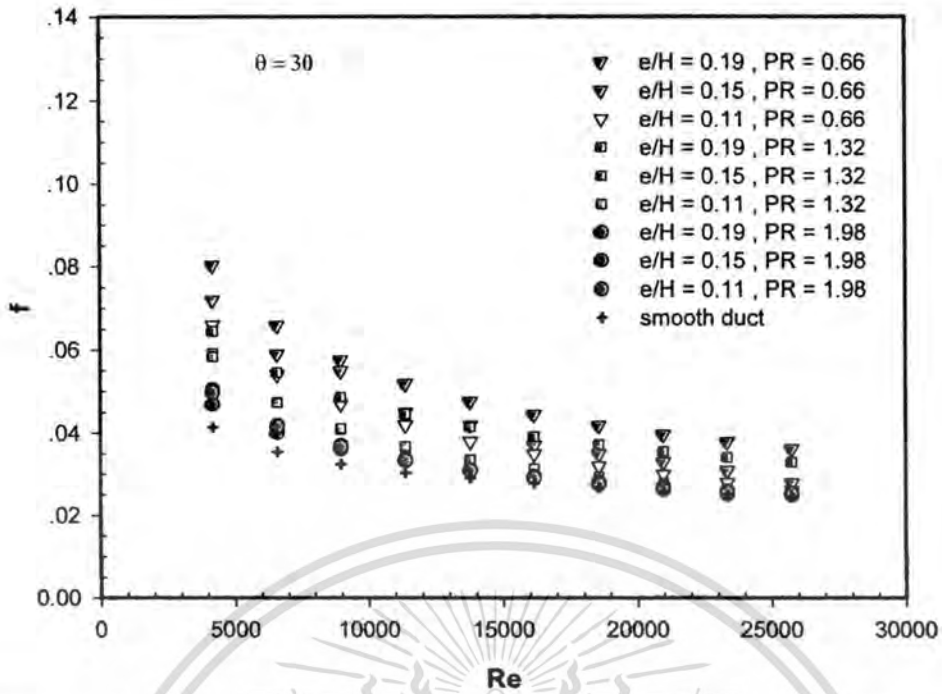
รูปที่ 9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ครณีท่อมี่ครึ่งแผ่นบางรูปตัวยู ที่สัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ครณีท่อมี่ครึ่งแผ่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ ที่มุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าที่ช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.71, 2.36 และ 2.22 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$ , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.56, 2.26 และ 1.62 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$ , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.98$  มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.20, 1.81 และ 1.47 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$ , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ

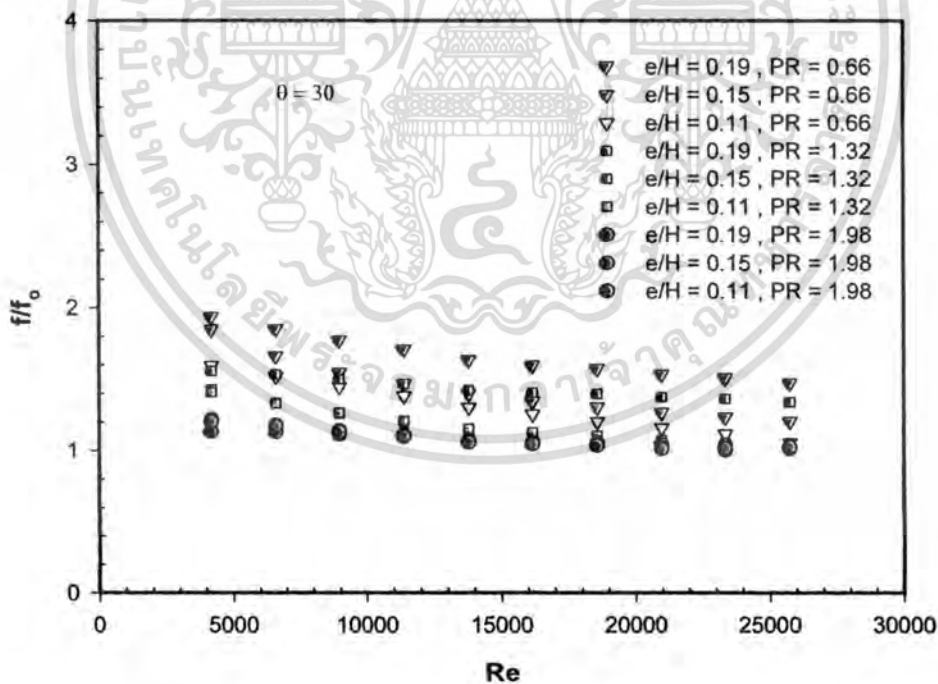


รูปที่ 9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์ต่อเลขนัสเซิลต์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีการจัดวางในลักษณะต่างๆ ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบมีค่าตัวประกอบความเสียดทานน้อยที่สุด โดยที่ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.98$  ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  และการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.11$ ,  $0.15$  และ  $0.19$  จะให้ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ



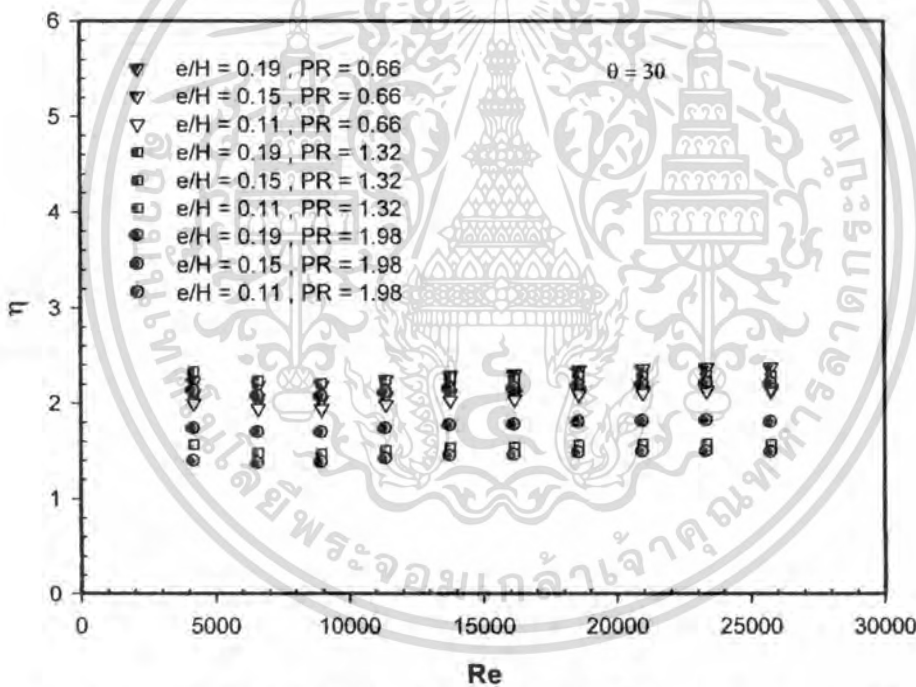
รูปที่ 9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิชช์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา



รูปที่ 9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานที่ผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิชช์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานต่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.66 , 1.43 และ 1.30 เท่า สำหรับการคิดครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.43 , 1.16 และ 1.17 เท่า สำหรับการคิดครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.98$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.07 , 1.08 และ 1.08 เท่า สำหรับการคิดครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ



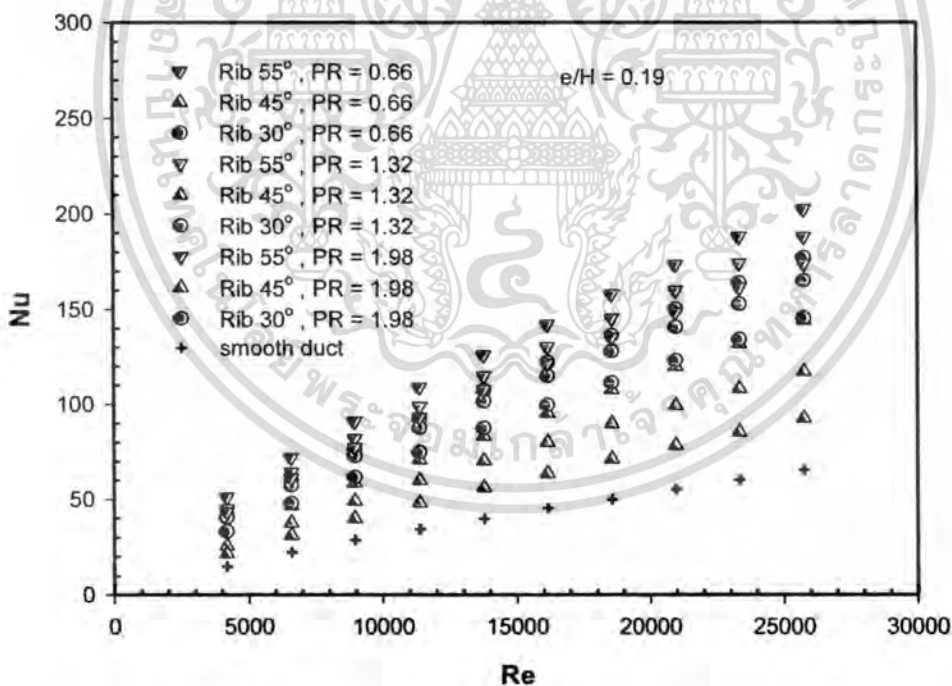
รูปที่ 9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา

ในรูปที่ 9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนั่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อและสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงท่อต่างๆ โดยที่มุม 30 องศา จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงครีบอก  $PR = 0.66$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.28 , 2.10 และ 2.03 เท่า สำหรับการคิดครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงครีบอก  $PR = 1.32$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.43 , 1.16 และ 1.17 เท่า สำหรับการคิดครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิคซ์ต่อความสูงครีบอก  $PR = 1.98$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.07 , 1.08 และ 1.08 เท่า สำหรับการคิดครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ

$\eta$  เล็กลงมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.27 , 2.15 และ 1.54 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ และครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบบ  $PR = 1.98$  มีค่า  $\eta$  เล็กลงมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.15 , 1.76 และ 1.44 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  , 0.15 และ 0.11 ตามลำดับ

### 9.2.6 อิทธิพลของระยะพิตซ์ที่ $e/H = 0.19$

ในรูปที่ 9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ครีบบที่มีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกันโดยท่อที่ติดตั้งครีบบมุม 55 องศา ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มมากกว่าท่อที่ติดตั้งครีบบมุม 30 องศาและ 45 องศาและท่อเปล่าผนังเรียบตามลำดับ โดยการติดตั้งครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  จะมีค่าเลขนัสเซิลท์สูงสุดตามด้วยครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  และ 1.98



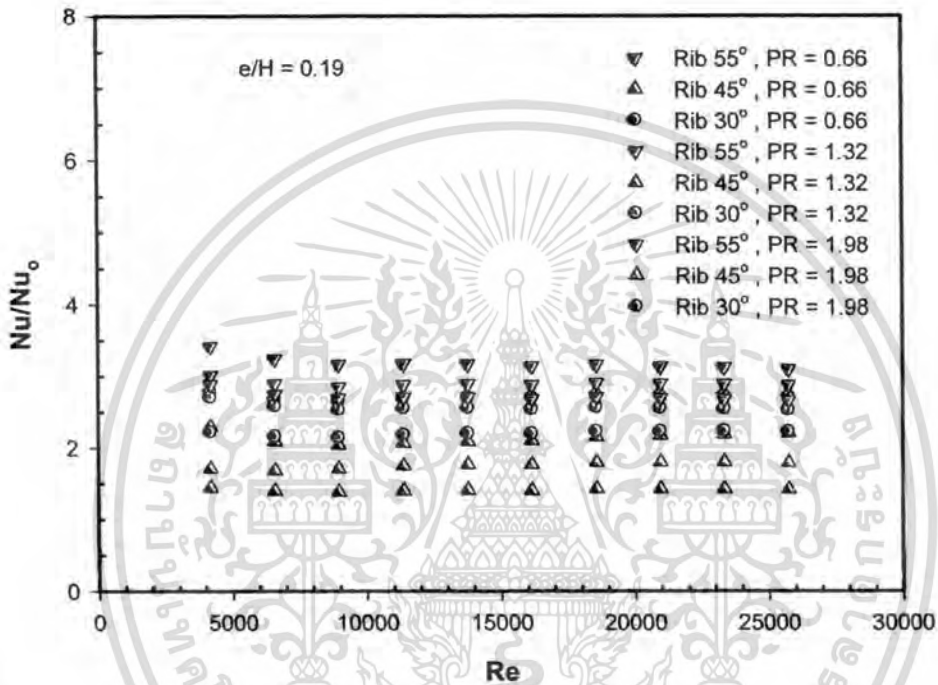
รูปที่ 9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ครีบบที่มีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

ในรูปที่ 9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ท่อเปล่ากับเลขเรย์โนลด์ครีบบที่มีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่มีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ

โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนอัตราส่วนนี้ขึ้นอยู่กับมุมของครีบบและมุมของครีบบที่ติดตั้งในท่อเปล่า ซึ่งในรูปที่ 9.29 นี้เป็นการคำนวณอัตราส่วนนี้ในกรณีที่มุมของครีบบที่ติดตั้งในท่อเปล่าเป็น 0 องศา และมุมของครีบบที่ติดตั้งในท่อเปล่าเป็น 90 องศา

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

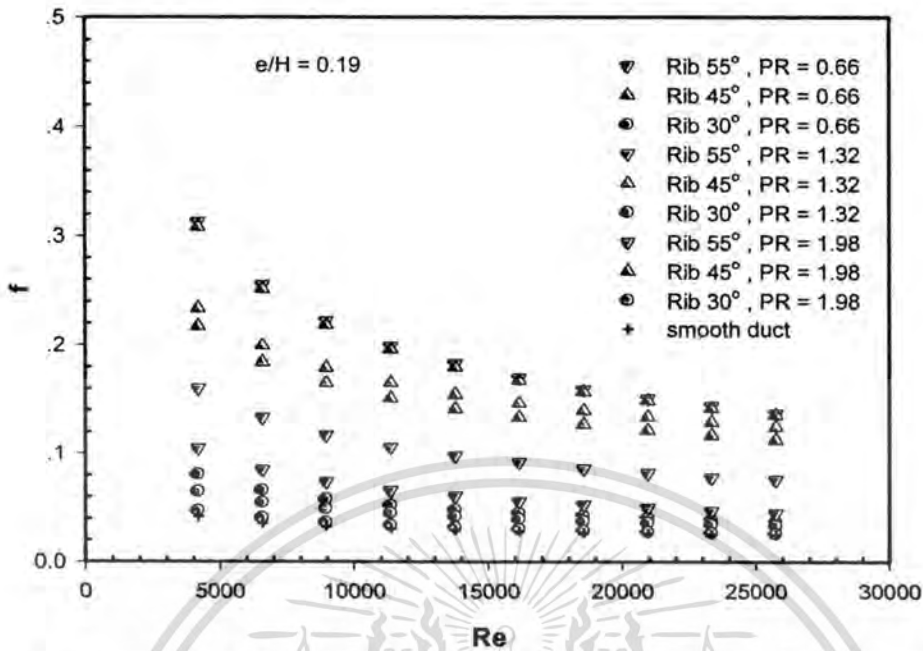
ปั่นป่วน ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.18 , 2.14 และ 2.70 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.89 , 1.75 และ 2.56 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.98$  มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.17 , 1.41 และ 2.20 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ



**รูปที่ 9.29** แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซิลท์ต่อนัสเซิลท์ท่อเปล่ากับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อมีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

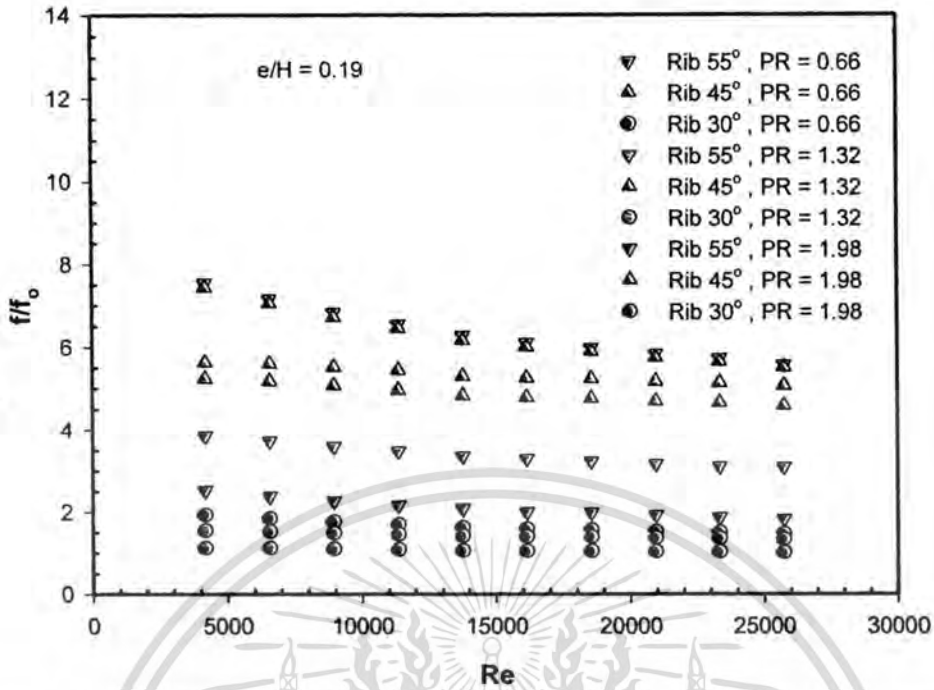
ในรูปที่ 9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อมีครีบบแผ่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบที่มีการจัดวางในลักษณะต่างๆ ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบมีค่าตัวประกอบความเสียดทานน้อยที่สุด โดยที่ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.98$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยเท่ากับ 0.032 , 0.147 และ 0.064 สำหรับครีบบที่มีมุม 30 องศา 45 องศาและ 55 องศาตามลำดับ ครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยเท่ากับ 0.040 , 0.160 และ 0.103 สำหรับครีบบที่มีมุม 30 องศา 45 องศาและ 55 องศาตามลำดับและครีบบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยเท่ากับ 0.050 , 0.190 และ 0.193 สำหรับครีบบที่มีมุม 30 องศา 45 องศาและ 55 องศาตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์  
ไม่ว่าในรูปแบบใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

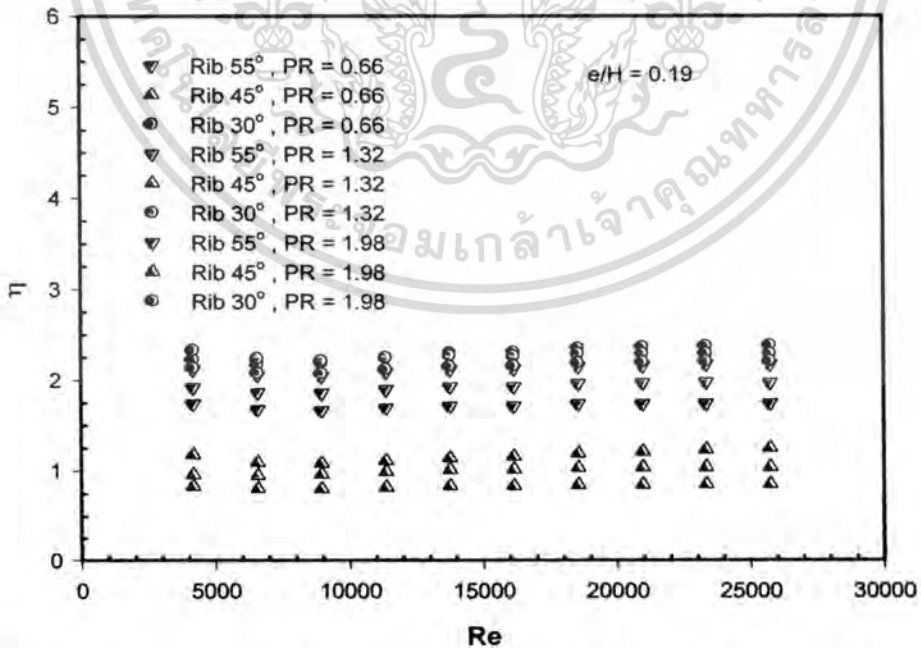


รูปที่ 9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อที่มีครีบนานบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$

ในรูปที่ 9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีครีบนานบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 6.36 , 6.26 และ 1.66 เท่า สำหรับการติดครีบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.32$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 3.39 , 5.33 และ 1.43 เท่า สำหรับการติดครีบที่มี 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับและครีบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 1.98$  มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.11 , 4.88 และ 1.07 เท่า สำหรับการติดครีบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ ตามลำดับ



รูปที่ 9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานที่ผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$



รูปที่ 9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุม

เอกสารนี้เป็นค่าต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ครณีท่อที่มีครีบแผ่นบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อและมุมต่างๆ โดยมีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบ  $PR = 0.66$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.71 , 1.16 และ 2.28 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ ครีบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบ  $PR = 1.32$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.92 , 1.00 และ 2.27 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ และครีบที่มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบ  $PR = 1.98$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.11 , 0.83 และ 2.15 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีมุม 55 องศา 45 องศาและ 30 องศาตามลำดับ

### 9.3 การสร้างสมการ Nu และ f จากการทดลอง

#### 9.3.1 ความสัมพันธ์ค่าเลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ ( $Nu$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) เลขพริ้นด์เทิล ( $Pr$ ) มุม ( $\theta$ ) สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ ( $PR$ ) และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ ( $e/H$ ) สามารถหาความสัมพันธ์จากข้อมูลการทดลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน  $Re = 4,200 - 26,000$  สำหรับท่อจัตุรัสที่มีการสอดแผ่นครีบบางรูปตัวยู เมื่อนำข้อมูลจากการทดลองข้างต้นมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Pr^{0.4}$  กับ  $Re$  จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{Nu}{Pr^{0.4}} = A_o Re^{0.7868}$$

โดยที่  $A_o$  คือค่าคงที่ของความสัมพันธ์ จากนั้นพิจารณาค่า  $(1 + \tan \theta)$  ที่มีผลต่อค่า  $Nu$  โดยสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/(Re^{0.7868} Pr^{0.4})$  กับ  $(1 + \tan \theta)$  จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{Nu}{Re^{0.7868} Pr^{0.4}} = C_1 (1 + \tan \theta)^{0.3737}$$

โดยที่  $C_1$  คือค่าคงที่ของความสัมพันธ์ จากนั้นพิจารณาค่า  $(e/H)$  ที่มีผลต่อค่า  $Nu$  โดยสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/(Re^{0.7868} Pr^{0.4} (1 + \tan \theta)^{0.3737})$  กับ  $(e/H)$  จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{Nu}{Re^{0.7868} Pr^{0.4} (1 + \tan \theta)^{0.3737}} = C_2 (e/H)^{0.409}$$

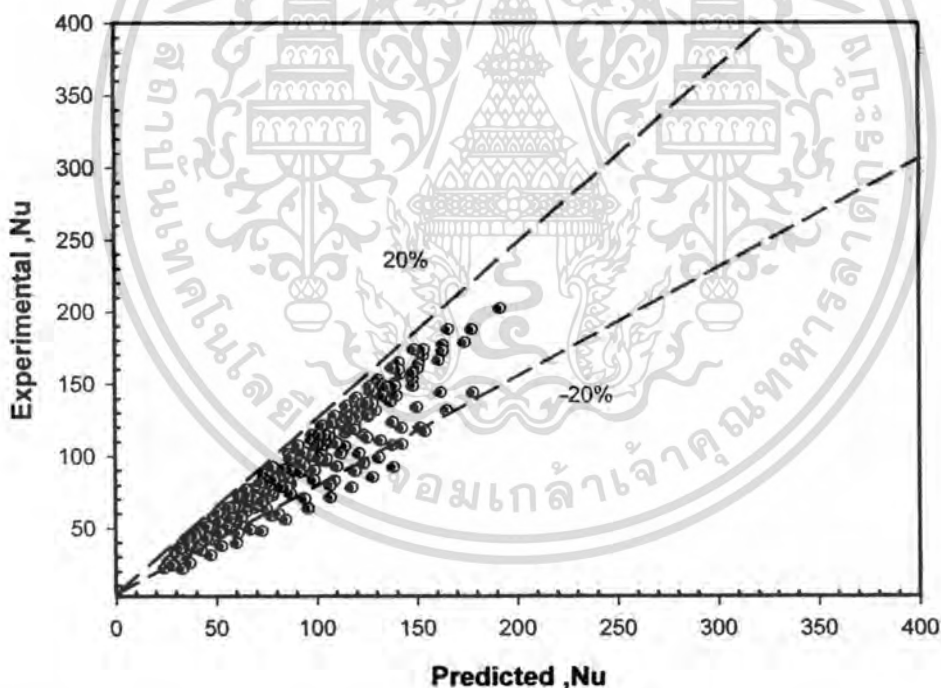
โดยที่  $C_2$  คือค่าคงที่ของความสัมพันธ์ จากนั้นพิจารณาว่า  $((P/H)+1)$  ที่มีผลต่อค่า  $Nu$  โดยสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu / (Re^{0.7868} Pr^{0.4} (1 + \tan \theta)^{0.3737} (e/H)^{0.409})$  กับ  $((P/H)+1)$  จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{Nu}{Re^{0.7868} Pr^{0.4} (1 + \tan \theta)^{0.3737} (e/H)^{0.409}} = 0.1318((P/H)+1)^{-0.4332}$$

ดังนั้นได้ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  ว่า

$$Nu = 0.1318 Re^{0.7868} Pr^{0.4} (1 + \tan \theta)^{0.3737} (e/H)^{0.409} ((P/H)+1)^{-0.4332}$$

โดยในรูปที่ 9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลต์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลต์จากการทดลอง กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยู ทำมุม 55 องศา 45 องศา และ 30 องศา สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66, 1.32, 1.98$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$  โดยมีขอบเขตในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์  $Re = 4,200 - 26,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 20\%$



รูปที่ 9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลต์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลต์

จากการทดลอง กรณีท่อที่มีครีบบางรูปตัวยู ทำมุม 55 องศา 45 องศา 30 องศา และ สัดส่วนระยะพิศตัดต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66, 1.32, 1.98$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 9.3.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรโนลด์ ( $Re$ ) มุม ( $\theta$ ) สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อ ( $PR$ ) และสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ ( $e/H$ ) สามารถหาความสัมพันธ์จากข้อมูลการทดลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน  $Re = 4,200 - 26,000$  สำหรับท่อ จักรูสที่มีการสอดแผ่นครีบอกบางรูปตัวยู เมื่อนำข้อมูลต่างๆข้างต้นมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  กับ  $Re$  จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$f = A_0 Re^{-0.3858}$$

โดยที่  $A_0$  คือค่าคงที่ของความสัมพันธ์ จากนั้นพิจารณาค่า ( $e/H$ ) ที่มีผลต่อค่า  $f$  โดยสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/(Re^{-0.3858}(1+\tan\theta))$  กับ ( $e/H$ ) จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{f}{Re^{-0.3858}(1+\tan\theta)} = C_1 (e/H)^{1.5365}$$

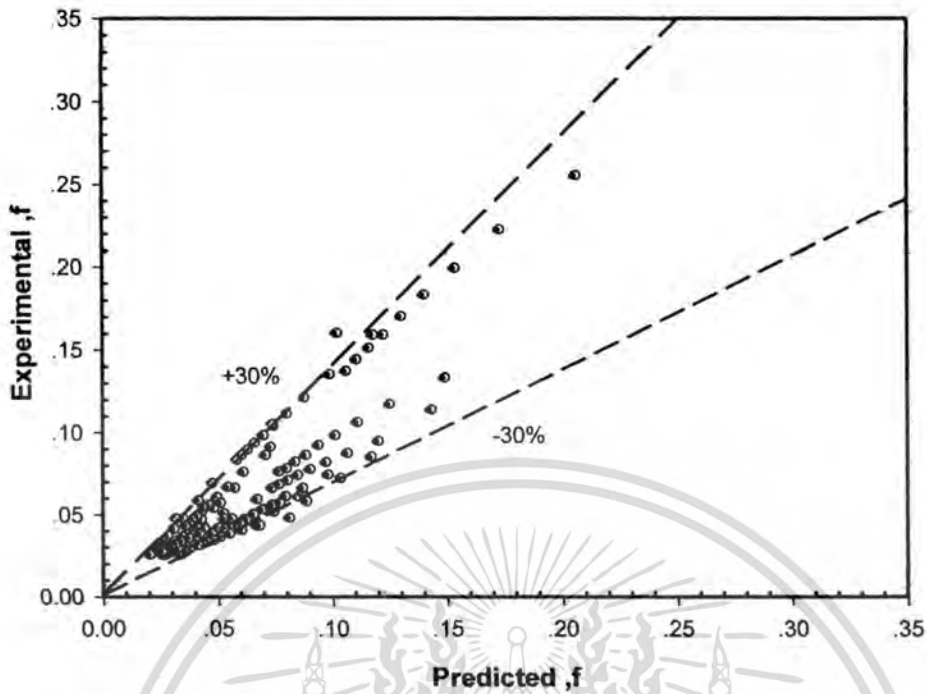
โดยที่  $C_1$  คือค่าคงที่ของความสัมพันธ์ จากนั้นพิจารณาค่า  $((P/H)+1)$  ที่มีผลต่อค่า  $f$  โดยสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/(Re^{-0.3858}(1+\tan\theta)(e/H)^{1.5365})$  กับ  $((P/H)+1)$  จะสามารถหาสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{f}{Re^{-0.3858}(1+\tan\theta)(e/H)^{1.5365}} = 44.346((P/H)+1)^{-0.9646}$$

ดังนั้นได้ความสัมพันธ์ของ  $f$  ว่า

$$f = 44.346 Re^{-0.3858} (1+\tan\theta)(e/H)^{1.5365} ((P/H)+1)^{-0.9646}$$

โดยในรูปที่ 9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรโนลด์ กรณีกรณีสอดครีบอกบางรูปตัวยู ทำมุม 55 องศา 45 องศา 30 องศา และ สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66, 1.32, 1.98$  และสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$  โดยมีขอบเขตในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์  $Re = 4,200 - 26,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 30\%$



รูปที่ 9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับตัวประกอบเสียดทานจากการทดลอง กรณีกรณีท่อที่มีครีบนานบางรูปด้วย ทำมุม 55 องศา 45 องศา 30 องศา และ สัดส่วน ระยะพิคต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66, 1.32, 1.98$  และ สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11, 0.15, 0.19$

## บทที่ 10

# สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

### 10.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบางรูปตัวยูสามารถสรุปได้ดังนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบาง จากการทดลองพบว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อ โดยการติดครีบบางที่แผ่นบางด้วยการวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในท่อ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การติดครีบบางจะส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อน 2 ประการคือ ประการแรก จะช่วยทำให้อากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองปั่นป่วนอันเนื่องมาจากแผ่นบางติดครีบบางที่เสียบเข้าไปทำให้อากาศหมุนวนและช่วยพาความร้อนออกจากท่อ ประการที่สอง เป็นการเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนภายในท่อให้นานมากขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

2. การศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ จากการทดลองจะได้ว่าท่อที่มีครีบบาง ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า และทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่าท่อเปล่า

3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา และ 55 องศา สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อที่  $PR = 0.66$ ,  $PR = 1.32$ ,  $PR = 1.98$  และสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงท่อที่  $e/H = 0.11$ ,  $e/H = 0.15$ ,  $e/H = 0.19$  จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเรย์โนลด์ซ์ของครีบบางทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดตั้งครีบบางลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น ครีบบางรูปตัวยูทำมุม 55 องศา มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบาง 30 องศา และ 45 องศาตามลำดับ

4. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อที่  $PR = 0.66$ ,  $PR = 1.32$ ,  $PR = 1.98$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ซ์ของครีบบางทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดตั้งครีบบางลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น ครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อที่  $PR = 0.66$  มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อที่  $PR = 1.32$  และครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนระยะพิศต่อความสูงท่อที่  $PR = 1.98$

5. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อที่  $e/H = 0.11$  ,  $e/H = 0.15$  ,  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ของครีบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น ครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.15$  และครีบบางรูปตัวยูที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$

6. การศึกษาผลของประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของครีบบางซึ่งทำมุม 30 องศา 45 องศา และ 55 องศา สัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.66$  ,  $PR = 1.32$  ,  $PR = 1.98$  และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  ,  $e/H = 0.15$  ,  $e/H = 0.19$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางรูปตัวยูทำมุม 30 องศา สัดส่วนระยะพิคต์ต่อความสูงท่อที่  $PR = 0.66$  และสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.19$  มีประสิทธิภาพการเพิ่มของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด อันเนื่องจากอัตราส่วนตัวเลขนัสเซิลท์ต่อตัวเลขนัสเซิลท์ของท่อเปล่าผิวเรียบมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.70 เท่า และอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานของท่อเปล่าผิวเรียบมีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.66 เท่า ดังนั้นค่าประสิทธิภาพการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.28 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ

## 10.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อจตุรัสสอดครีบบางรูปตัวยูแนวทแยงมุมเป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบและตำแหน่งครีบ ควรที่จะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่นๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น การศึกษาถึงระยะพิคต์อื่นๆ ของครีบ ศึกษาผลกระทบที่มุมอื่นๆ ศึกษาถึงค่า aspect ratio อื่นๆ ของชุดทดลอง ศึกษาถึงการใช้ครีบรูปอื่นๆ เช่น รูปพาราโบลาและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน เป็นต้น อย่างไรก็ตามการศึกษานี้คำนึงถึงผลของประสิทธิภาพเป็นสำคัญ ซึ่งในแง่อุตสาหกรรมหรือการใช้งานจริงจะต้องพิจารณาถึงเงื่อนไขการทำงานของระบบ ความเหมาะสม และการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เข้ามาเกี่ยวข้อง

## บรรณานุกรม

- [1] รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงค์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] สมพล สกุดหลง. 2551. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบรูปตัววี. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์.สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] ยุทธนา ศรีผา. 2551. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันโดยใช้ท่อที่มีรอยบุ๋ม. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์.สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [4] รศ.นอ.ดร.มนต์ชัย กาทอง. ร.น. 2542. การถ่ายเทความร้อน. สาขาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต.
- [5] รศ.มนตรี พิรุณเกษตร. การถ่ายเทความร้อนฉบับเสริมประสบการณ์. กรุงเทพฯ: วิทยพัฒน์.2542.
- [6] อรรถวุฒิ เลาะเหม็ง และคณะ 2552. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริบ. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [7] นิติเวช ทองนุช, บุญชัย ศิลปะกิจวงษ์กุล, มณฑา เทียมเมือง และพงษ์เจต พรหมวงค์. การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดสอดในท่อ. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม 2546. จังหวัดปราจีนบุรี
- [8] คุสิต บูรณ โชคไพศาล, พงษ์เจต พรหมวงค์ และทวี เทศเจริญ. การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันผ่านช่องขนานที่มีการเจาะร่อง. ประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, 18-20 ตุลาคม 2549. จังหวัดนครราชสีมา
- [9] ณรงค์ ทรัพย์พิสิริวงษ์, ธนาธิป ชัยคิลกพัฒน์กุล, พงษ์เจต พรหมวงค์ และชินรักษ์ เขียรพงษ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมด้วยครีบริบและตัวสร้างกระแสนวน. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, 18-20 ตุลาคม 2549. จังหวัดนครราชสีมา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [10] สมิทซ์ เอี่ยมสะอาด, วิชาญ คงเกียรติไพบุลย์, ปรัชญา สำรวยสินธุ์, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และพงษ์เจต พรหมวงศ์. **คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อที่มีการติดตั้งชุดสร้างการไหลวนแบบแผ่นบิดเกลียว**. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, 18-20 ตุลาคม 2549. จังหวัดนครราชสีมา
- [11] สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และพงษ์เจต พรหมวงศ์. **อิทธิพลของใบเกล็ดต่อการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วม**. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, 18-20 ตุลาคม 2549. จังหวัดนครราชสีมา
- [12] Pipat Juangjandee, Thawan Sucharitakul. **Heat Transfer and Friction Characteristics of Heat Exchanger Under Lignite Fly – Ash**. The 20<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand 18-20 October 2006, Nakhon Ratchasima, Thailand
- [13] S. Eiamsa-ard, P.Promvong. **Enhancement of Turbulent Flow Heat Transfer in a Tube by Using Nozzle Turbulators**. The 19<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand 19-21 October 2005, Phuket, Thailand
- [14] Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee. 1993. **Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters**. J. Enhanced Heat Transfer Vol. 1, pp. 37-52.
- [15] 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.
- [16] 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
- [17] Ahn, S.W. 2001. **The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct**. Int. Comm. Heat Mass Transfer Vol. 28, pp. 933-942.
- [18] Benlu and Pei-Xue Jiang. 2005. **Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs**. Int. J. Experimental Thermal and Fluid Science.
- [19] 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.

- [20] 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.
- [21] Jaurker, A.R., J.S. Saimi, and B.K. Gandhi. 2005. **Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness.** Solar Energy.
- [22] Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu. 1990. **Effects of Rib Angle and Orientation on Local Heat Transfer in Square Channels with Angled Roughness Ribs.** in: R.K. Shah, A.D. Kraus, D.E. Metzger, Compact Heat Exchangers, Hemisphere, Washington.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han. 1994. **Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls.** ASME J. Heat Transfer Vol. 116, pp.58-65.
- [26] Nag, P.K., **Heat Transfer**, Tata McGraw-Hill, New Delhi, 2002
- [26] วิชาดา เจษฎารัตนชัย, คำรึห์ จันทรืแสงสุขและพงษ์เจต พหรมวงศ์. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อจัตุรัสโดยสอดใส่แผ่นติดครีบทัวดับเบิลวีร่วม. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 23, 4-7 พฤศจิกายน 2552. จังหวัดเชียงใหม่



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

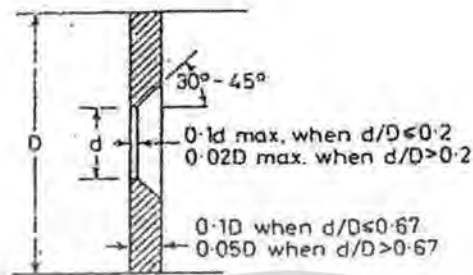
T (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/Kg K)	$\mu \times 10^7$ (N s/m <sup>3</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \times 10^3$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
อากาศ							
100	3.25562	1.032	71.1	2.0	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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



รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

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

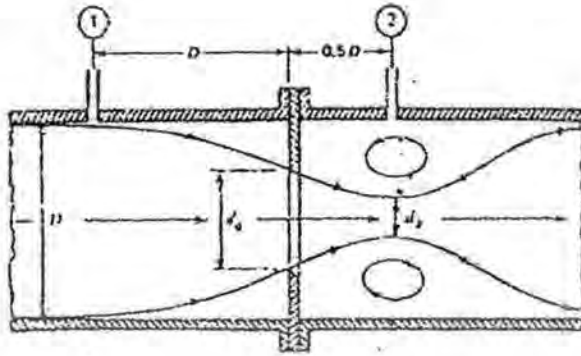


รูปที่ ข-2 แสดง โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิซ

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิซเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิซมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิซไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมออริฟิซ ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิซก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกคร่อมออริฟิซก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิซจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ

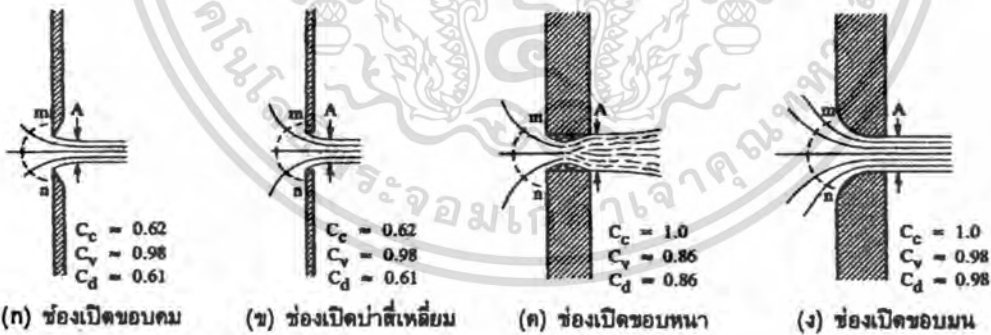
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่างกว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคมดังรูปที่ ข-4 ก. หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 ข. นั้นจะสัมผัสลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมผัสแบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 ค. และ ข-4 ง. นั้นไม่ใช่เป็นออริฟิสมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่นวัตถุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ

ข้อดีของออริฟิสคือมีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่นๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ  $V_1$  ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางกลางของลำของไหลลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ  $D/2$  เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตต่ำสุด (จากสมการของ Bernoulli)

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

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

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

- เมื่อ
- $C_d$  คือ discharge coefficient
  - $A_o$  คือ พื้นที่หน้าตัดรูออริฟิส ( $m^2$ )
  - $P$  คือ ความดันสถิตของของไหล ( $N/m^2$ )
  - $\gamma$  คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight,  $N/m^3$ )
  - $d_o$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออริฟิส
  - $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

Subscript 1t คือ ค่าที่จุดที่ 1 ในทางทฤษฎี

Subscript 2t คือ ค่าที่จุดที่ 2 ในทางทฤษฎี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Proceedings of the 48th Kasetart University Annual Conference

# เล่มที่ 7 สาขาสถาปัตยกรรมศาสตร์และวิศวกรรมศาสตร์

(Subject: Architecture and Engineering)



## พันธเศรษฐกิจชาติ เกษตรศาสตร์กู้วิกฤต พิชิตโลกร้อน

The Roles of Agriculture Science in Fueling Economic Revival, Resolving the Crisis and Battling Global Warming



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบริบตัววย Heat Transfer Enhancement in a Square Duct with U-shaped Ribs

ไพฑูรย์ สุขเดียม และ พงษ์เจต พรหมวงศ์

Phaitoon Sooktiam and Pongjet Promvonge

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริบ โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวดังที่ ในการทดลองโดยปรับใช้ความเร็วลมหลายๆ ค่าในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 4000 - 40,000$  โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีผนังเรียบกับท่อที่มีการสอดใส่แผ่นติดครีบริบตัววยวางในแนวทแยงมุมภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทำการจัดวางแผ่นติดครีบริบโดยให้ปลายตัววยชี้ตามลมที่มุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  สัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.44, 0.88$  และ 1.33 เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันโดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor) จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีแผ่นติดครีบริบตัววยให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีผนังเรียบ จะได้ว่าท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัววยที่  $PR = 0.44$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

### Abstract

This work presents a study of heat transfer in a heat exchanger duct inserted diagonally with U-ribbed strip pointing downstream. The rectangular duct has a square section with uniform wall heat flux conditions. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds numbers ranging from 4000 to 40,000 and the results for different pitch to channel height ratios ( $PR = 0.44, 0.88$  and 1.33) at similar rib attack angle of  $45^\circ$  and rib to channel height ratio ( $e/H = 0.11$ ). The results on heat transfer in terms of Nusselt number and friction loss in the form of friction factor show that the duct fitted with U-ribbed strip provides substantially higher heat transfer and friction factor than the smooth duct with no insert. In comparison, the  $PR = 0.44$  U-ribbed strip gives the highest heat transfer.

Key Words: Square channel, U-ribbed, Nusselt number, Friction factor

P. Promvonge: kppongje@kmitl.ac.th

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทนำ

ปัจจุบันเป็นที่ทราบกันดีว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมมากเช่น เครื่องทำความเย็นและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ในกระบวนการผลิต เป็นต้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ เหล่านี้เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานค่อนข้างสูง ดังนั้นการหาแนวทางในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิผลในกระบวนการผลิตและยังเป็นการลดการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตได้อีกทางหนึ่ง

Tanda [1] ศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ชนิดผิวรูปร่าง V-shape แบบแยกส่วน โดยศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ 8900 – 28,500 ความขรุขระสัมพัทธ์ ( $e/D_h$ ) 0.009, 0.15 ระยะพิทต์สัมพัทธ์ ( $p/e$ ) เท่ากับ 4, 8, 13.5 อัตราส่วนความสูงพิทต์ต่อความสูงแผ่นช่องขนาน ( $e/H$ ) 0.15, 0.25 จากการทดลอง ค่าการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นเมื่อความสูงแผ่นครีบบีค่าสูงขึ้น และแผ่นครีบบีลักษณะเป็นแบบแยกส่วน ระยะพิทต์ที่ 0.05 m มีค่ามากกว่าระยะพิทต์ที่ 0.03 m และที่การทดลองในช่วงดังกล่าวจะมีค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นเรียบอยู่ประมาณ 300% ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงของแผ่นครีบบีค่าลดลง

Varun et al. [2] ได้สรุปและเรียบเรียงเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของของไหลภายในท่อด้วยการจำลองความขรุขระบนผิวท่อ ประกอบด้วยรูปทรงต่างๆ ของส่วนที่ขรุขระ พร้อมทั้งเสนอการวิจัยเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานภายในท่ออุณหภูมิต่ำพลังงานแสงอาทิตย์

Promvong et al. [3] ศึกษา การวิเคราะห์เชิงตัวเลข สำหรับการไหลแบบราบเรียบตามมิติในช่องขนานผ่านแผ่นกั้นวางเอียง  $45^\circ$  โดยติดที่ผนังด้านล่างของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส พบว่าแผ่นกั้นวางเอียง  $45^\circ$  ที่  $BR = 0.4$  ให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่า 2-3 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นกั้น  $90^\circ$  ขณะที่ตัวประกอบเสียดทานมีค่าต่ำกว่าแผ่นกั้น  $90^\circ$ , 10-25%

ดังนั้นการศึกษานี้จะพิจารณาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมผ่านท่อจัตุรัสที่มีการใส่แผ่นติดครีบบีรูปตัวยู โดยทำการทดลองที่ช่วงค่า  $Re$  4000-40,000 เพื่อเป็นการเพิ่มข้อมูลทางด้านนี้ให้มากยิ่งขึ้น

## สมมติฐานและทฤษฎี

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทดลองนี้ได้แก่

การจำแนกลักษณะการไหลของของไหลภายในท่อโดยจะพิจารณาจากเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (1)$$

โดยที่

$Re$  คือ ค่าเลขเรย์โนลด์

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของไหล,  $kg/m^3$

$V$  คือ ความเร็วเฉลี่ยของไหล,  $m/s$

$D_h$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก,  $m$

$\mu$  คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของไหล,  $kg/m.s$

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter) มีนิยามดังนี้

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2)$$

โดยที่

$A_c$  คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ,  $m^2$

$P$  คือ ความยาวของเส้นรอบรูปหน้าตัดท่อ,  $m$

สำหรับความดันตกคร่อมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะพิจารณาจากค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor,  $f$ ) ซึ่งนิยามดังนี้

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right) \left(\rho \frac{V^2}{2}\right)} \quad (3)$$

โดยที่

$\Delta P$  คือ ความดันตกคร่อมชุดท่อ,  $N/m^2$

$f$  คือ ตัวประกอบเสียดทาน

$f_o$  คือ ตัวประกอบเสียดทานของท่อผนังเรียบ

$L$  คือ ความยาวของท่อ,  $m$

$V$  คือ ความเร็วของไหลเฉลี่ย,  $m/s$

ในการศึกษาจะพิจารณาเป็นกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat Flux) ซึ่งสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้จากสมการดังนี้

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_w (T_w - T_b)} \quad (4)$$

$$T_b = \frac{(T_{m,o} - T_{m,i})}{2} \quad (5)$$

$$\tilde{T}_w = \sum T_{w,i} / 28 \quad (6)$$

โดยที่

$h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน,  $W/m^2.K$

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของไหล,  $kg/s$

$C_p$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของไหล,  $kJ/kg.K$

$A_w$  คือ พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน,  $m^2$

$T_{m,o}$  คือ อุณหภูมิของไหลที่ทางออก,  $^{\circ}C$

$T_{m,i}$  คือ อุณหภูมิของไหลที่ทางเข้า,  $^{\circ}C$

$T_w$  คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ยของพื้นที่ถ่ายเทความร้อน,  $^{\circ}C$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะพิจารณาในรูปของค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number,  $Nu$ ) ดังสมการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} \quad (7)$$

โดยที่  $Nu_D$  คือ ค่าตัวเลขนัสเซลท์

$Nu_o$  คือ ค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบ

$k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ,  $W/m \cdot ^\circ K$

ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ( $\eta$ )

กรณีพิจารณาถึงการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเดียวกัน (Constant pumping power) ระหว่างท่อผนังเรียบกับการสอดแผ่นติดครีบริบตัวยูวาทแยงมุม สามารถจัดสมการให้อยู่ในรูปของสมการพลังงานการไหลได้ดังนี้

$$(\dot{V}\Delta P)_o = (\dot{V}\Delta P) \quad (8)$$

เมื่อ  $\dot{V}$  คืออัตราการไหลเชิงปริมาตร ( $m^3/s$ )

ตัวแปรทางด้านซ้ายมือสมการที่ (7) เป็นพลังงานการไหลของของไหลในท่อผนังเรียบและตัวแปรทางด้านขวามือของสมการเป็นพลังงานของของไหลภายในท่อที่มีแผ่นครีบริบ ด้วยการพิจารณานบนพื้นฐานของการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลที่เท่ากัน ซึ่งการพิจารณาสมรรถนะความร้อนได้นิยามขึ้นด้วยสัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดลองที่มีครีบริบ ( $h$ ) กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อผนังเรียบ ( $h_o$ ) หรือนิยามด้วยสัดส่วนของค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อทดลอง ( $Nu$ ) กับค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบ ( $Nu_o$ ) จากข้อเสนอแนะของ Webb

[4]

$$\eta = \left[ \frac{h}{h_o} \right]_{pp} = \left[ \frac{Nu}{Nu_o} \right]_{pp} \quad (9)$$

$$\eta = \left( \frac{Nu}{Nu_o} \right) \left( \frac{f}{f_o} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

โดยที่

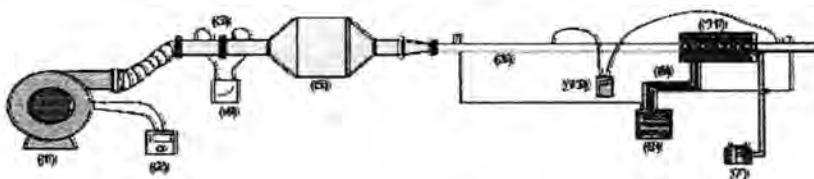
$\eta$  คือ ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

$h_o$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อผนังเรียบ,  $W/m^2 \cdot K$

$Nu_o$  คือ ตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบ

$f_o$  คือ ตัวประกอบเสียดทานของท่อผนังเรียบ

#### อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

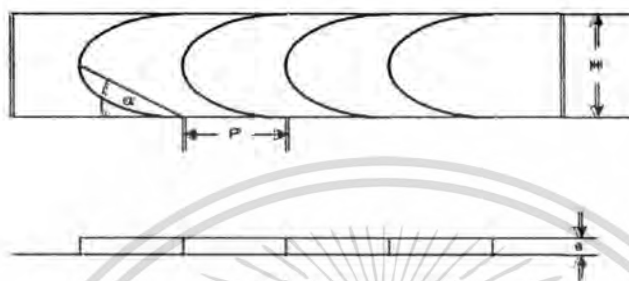


รูปที่ 1 ชุดทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประกอบไปด้วย

- |                   |                                |                                  |
|-------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. พัดลม          | 5. ถังพักลม                    | 9. ชุดวัดอุณหภูมิ                |
| 2. อินเวอร์เตอร์  | 6. ท่อทางเข้าชุดทดลอง          | 10. ชุดวัดความดันตกคร่อม         |
| 3. ออร์ฟิสมิเตอร์ | 7. ชุดปรับอุณหภูมิแผ่นฮีตเตอร์ | 11. ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส |
| 4. มานอมิเตอร์    | 8. เทอร์โมคัพเปิล ( Type K )   |                                  |



รูปที่ 2 ตรีบริรูปตัวยู

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ตามรูปที่ 1 โดยพัดลม Blower ขนาดพิกัด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดลม ซึ่งควบคุมปริมาณลมไหลเข้าสู่ชุดทดลองโดยการปรับหรือวาล์ว โดยปริมาณลมแต่ละครั้งของการทดลองจะถูกกำหนดโดยค่าความดันตกคร่อมแผ่น Orifice เพื่อใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลอง และวัดความแตกต่างของความดันด้วย Manometer เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศโดยอาศัยความแตกต่างของความดัน โดยการอ่านค่าจากความแตกต่างของระดับน้ำจาก Inclined manometer จากนั้นอากาศจะเข้าไปยัง Settling tank ซึ่งทำหน้าที่จัดเรียงการไหลของอากาศให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด และไหลผ่านท่อปรับสภาพการไหล เพื่อให้อากาศที่ไหลก่อนเข้าสู่ชุดทดลองมีลักษณะเป็น fully develop และไหลเข้าสู่ชุดทดลอง

ชุดทดลองมีขนาด 4.5 x 4.5 cm ความยาว 101 cm ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 2 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยเซรามิก ฉนวนชั้นที่สอง เป็นแผ่น FLEX กันความร้อน มีการสอดใส่แผ่นติดครีบริบตัวยูวางแนวทแยงมุมภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ดังรูปที่ 2 ทำการจัดวางแผ่นติดครีบริบโดยให้ปลายตัวยูชี้ตามลมที่มุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  สัดส่วนระยะพิงคติดต่อความสูงท่อ  $PR = 0.44, 0.88$  และ  $1.33$  ชุดทดลองถูกทำให้ร้อนด้วย Heater ไฟฟ้าขนาด 1,000 W โดยทำการวัดอุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้า ออก และอุณหภูมิผิวถูกวัดด้วยเทอร์โมคัพเปิล Type K จำนวนรวมทั้งสิ้น 28 จุด โดยบันทึกค่าที่วัดได้ลงอุปกรณ์ FLUKE 2680A ส่วนค่าความดันตกคร่อมแผ่นช่องขนานตรวจบันทึกค่าที่ได้ลงอุปกรณ์ TESTO 1445 ชิ้นงานที่ใช้ทดลองจะต้องมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนจากแผ่น Heater ไหลออกสู่บรรยากาศภายนอก

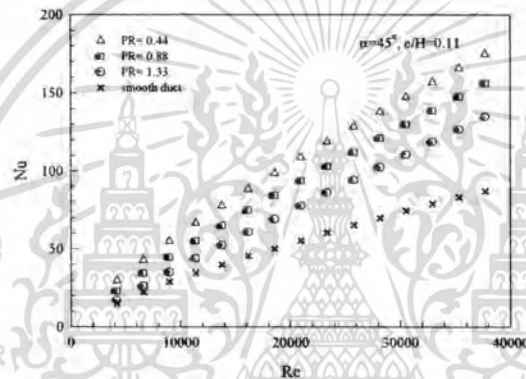
การทดลองทำการเปิดพัดลม จากนั้นปรับปริมาณการไหลของลมให้ได้ตามที่ต้องการ โดยควบคุมความเร็วลมให้อยู่ในช่วง 1.5 – 13.3 m/s ซึ่งที่ความเร็วดังกล่าวครอบคลุมค่าเลขเรย์โนลด์ให้มีความอยู่ในช่วง 4000 – 40,000 ในแต่ละช่วงความเร็วลมที่ทดลอง จะต้องรอให้อุณหภูมิผิวภายในแผ่นช่องขนานและอุณหภูมิอากาศเข้า ออก มีค่าคงที่ก่อนจะทำการบันทึกค่า ในขณะที่เดียวกันก็ทำการบันทึกค่าความดันตกคร่อมชุดทดลองดังกล่าวด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

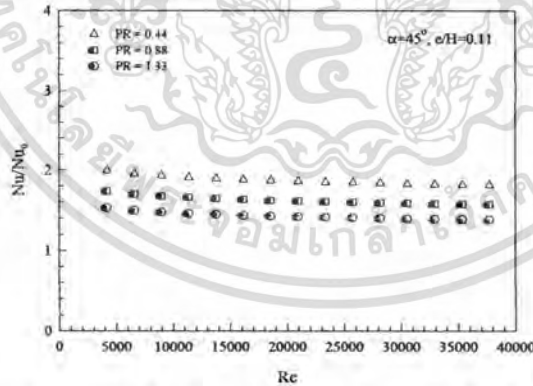
### ผลการทดลอง

ผลการทดลองแสดงในรูปความสัมพันธ์ต่างๆ ในรูปแบบกราฟได้ดังนี้

รูปที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีการสอดใส่แผ่นติดครีบริบตัวยว้างในแนวทแยงมุมภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทำการจัดวางแผ่นติดครีบริบโดยให้ปลายตัวยว้างตามลมที่มีมุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  สัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.44, 0.88$  และ  $1.33$  จากการทดลองพบว่า เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน และเมื่อประยุกต์ใช้ครีบริบตัวยว้างให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับผนังเรียบ ท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัวยว้างที่  $PR = 0.44$  ให้ค่าเลขนัสเซลท์สูงที่สุด ตามด้วยท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัวยว้างที่  $PR = 0.88$  ท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัวยว้างที่  $PR = 1.33$  และท่อที่มีผนังเรียบตามลำดับ เนื่องจากตัวสร้างความเป็นปั่นแบบครีบริบตัวยว้างส่งผลต่อการลดความหนาของชั้นขีดยว้างและทำให้เกิดการสร้างความเป็นปั่นซ้ำใหม่ (Flow Redevelopment)



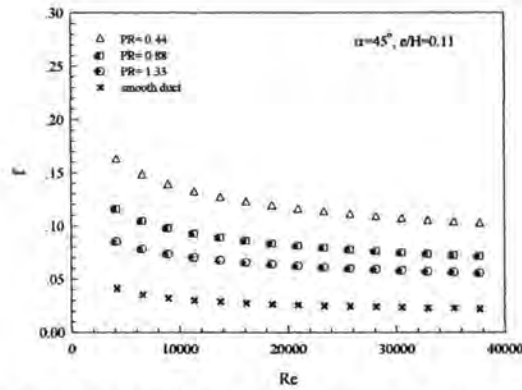
รูปที่ 3 การแปรเปลี่ยนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ของท่อติดครีบริบต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์

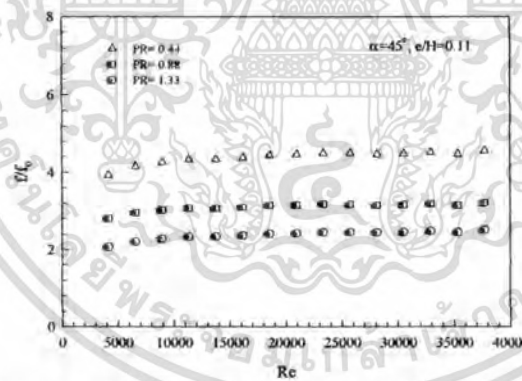
รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ของท่อติดครีบริบตัวยว้างต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ พบว่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์มีแนวโน้มเกือบจะคงที่เมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นและระยะพิตต์ที่สั้นกว่าให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ที่สูงกว่า โดยค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสำหรับสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงท่อ,  $PR = 0.44, 0.88$  และ  $1.33$  มากกว่าท่อผนังเรียบ  $1.87, 1.63,$  และ  $1.43$  เท่า ตามลำดับ เนื่องจากการกั้นขวางการไหลที่สูง ( $e/H = 0.11$ ) และระยะพิตต์ที่สั้นกว่า ( $PR = 0.44$ ) ช่วยเพิ่มระดับความแรงของการไหลกลับและการเกิดการหมุนวนใหม่ (Recirculation Flow)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

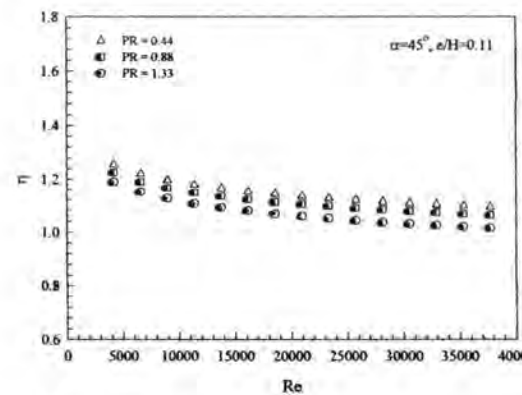


รูปที่ 5 แสดงการแปรเปลี่ยนของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์

รูปที่ 5 แสดงการแปรเปลี่ยนตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการสอดใส่แผ่นติดครีบริบตัวยูวาทในแนวทแยงมุมภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทำการจัดวางแผ่นติดครีบริบโดยให้ปลายตัวยูวาทตามลมที่มุม 45 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงท่อ  $e/H = 0.11$  สัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.44, 0.88$  และ  $1.33$  จากการทดลองพบว่า เมื่อตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นและระยะพิตต์ที่สูงกว่าให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่น้อยกว่า แต่อย่างไรก็ตามก็ให้ค่าเลขนัสเซิลที่สูงกว่าแม้จะเรียงมาก เนื่องจากการขวางกั้นการไหล (Flow Blockage) และพื้นผิวสัมผัสที่สูงขึ้น เป็นผลให้เกิดการไหลกลับ (Reverse Flow) โดยท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัวยูวาทที่  $PR = 0.44$  ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด ตามด้วยท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัวยูวาทที่  $PR = 0.88$  ท่อที่มีแผ่นติดครีบริบตัวยูวาทที่  $PR = 1.33$  และท่อที่มีผนังเรียบตามลำดับ



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ของอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของท่อติดครีบริบต่อท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของท่อติดครีบริบรูปตัวยูต่อท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ พบว่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นและระยะพิตต์ที่สั้นกว่าจะให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่น้อยกว่า โดยท่อติดครีบริบรูปตัวยู สำหรับสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงท่อ  $PR = 0.44, 0.88$  และ  $1.33$  ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ  $4.37, 3.09$ , และ  $2.37$  เท่า ตามลำดับ

รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ซึ่งเป็นข้อมูลที่ได้จากค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์และค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานซึ่งคิดที่กำลังขับเดียวกัน พบว่าสมรรถนะความร้อนมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบแต่ละกรณีการจัดวางครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 0.44$  ให้สมรรถนะความร้อนสูงกว่ากรณีอื่น มีค่าเท่ากับ  $1.28$  ที่เลขเรย์โนลด์ค่าต่ำสุด ซึ่งเป็นตัวชี้วัดได้ว่าการใช้ครีบริบรูปตัวยูให้สมรรถนะความร้อนที่ดีขึ้น

### ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์และความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) ตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) และสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงท่อ ( $PR$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$Nu = 0.09227Re^{0.743933} Pr^{0.4} ((P/H)+1)^{-0.50721} \quad (11)$$

สมการ (11) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์จากสหพันธ์กับเลขนัสเซลท์จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 5\%$

$$f = 0.43435Re^{-0.19563} ((P/H)+1)^{0.235617} \quad (12)$$

สมการ (12) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากสหพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

### สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าตัวประกอบเสียดทานรวมทั้งสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีผนังเรียบ จะได้ว่าท่อที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 0.44$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ตามด้วยท่อที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 0.88$  ท่อที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 1.33$  และท่อที่มีผนังเรียบตามลำดับ อย่างไรก็ตามค่าตัวประกอบเสียดทานก็เพิ่มมากขึ้นเช่นกัน โดยท่อที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 0.44$  ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงสุด ตามด้วยท่อที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 0.88$  ท่อที่มีแผ่นติดครีบริบรูปตัวยูที่  $PR = 1.33$  และท่อที่มีผนังเรียบตามลำดับ จะเห็นได้ว่าการประยุกต์ใช้ครีบริบตัวยู ให้ค่าสมรรถนะความร้อนสูงขึ้นประมาณ 5-28% โดยพบค่าสูงสุดที่เลขเรย์โนลด์ค่าต่ำๆ

### เอกสารอ้างอิง

- [1] Giovanni Tanda, 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 47 pp.229-243.
- [2] Varun, R.P. Saini and Singal, S.K. 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy* 81, pp. 1340–1350.
- [3] Promvongse, P., Sripattanapipat, S., Tamna, S., Kwankaomeng, S., Thianpong, C. 2010. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, *Int. Commun. Heat Mass Transf* 37:170–177.
- [4] Webb R L., 1992. *Principles of Enhanced Heat Transfer* John-Wiley & Sons, New York, USA, pp. 166-194.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ นายไพฑูรย์ สุขเดียม เกิดเมื่อวันที่ 24 พฤษภาคม 2517. ต. ควนศรี อ. บ้านนาสาร  
จ.สุราษฎร์ธานี

### ประวัติการศึกษา

- พ.ศ. 2540 จบการศึกษาระดับปริญญาตรี อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต (อส.บ.)  
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต
- พ.ศ. 2545-2547 นักศึกษาทดลองวิจัยปริญญาโท (วศ.ม.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- พ.ศ. 2548-2552 ศึกษาาระดับปริญญาโท หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม.)  
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร  
ลาดกระบัง

### ประวัติการทำงาน

- พ.ศ. 2540 ฝ่ายซ่อมบำรุงเครื่องจักร บริษัท บีเอ็นเอส อุตสาหกรรมไม้สุราษฎร์ธานี
- พ.ศ. 2541-ปัจจุบัน ครูผู้สอนแผนกช่างยนต์ โรงเรียนสุราษฎร์เทคโนโลยี  
ช่างอุตสาหกรรม จ.สุราษฎร์ธานี