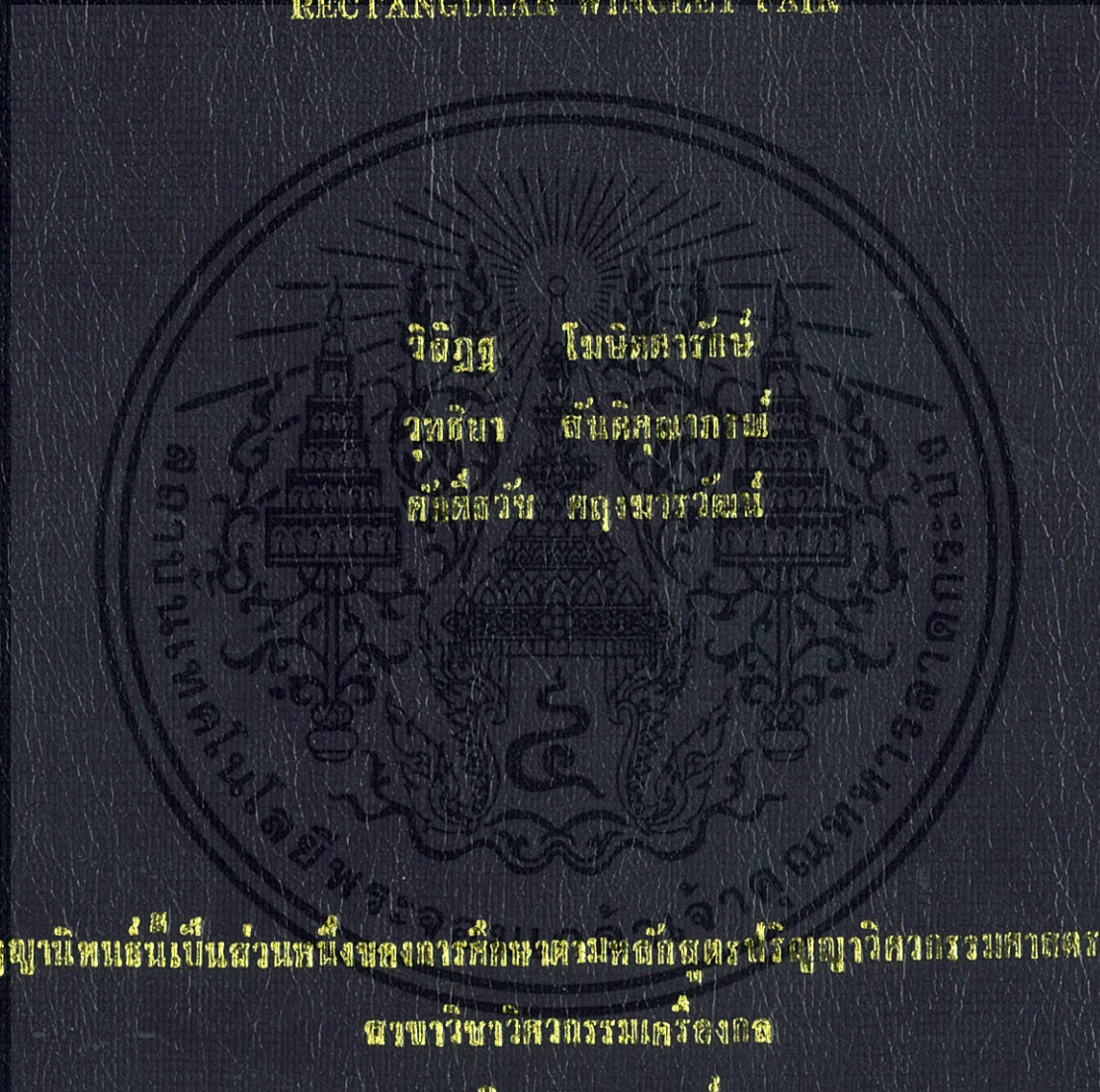


การเพิ่มการนำพาความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่
HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A SQUARE CHANNEL WITH
RECTANGULAR WINGLET PAIR



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2556

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A SQUARE CHANNEL WITH
RECTANGULAR WINGLET PAIR



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2556

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A SQUARE CHANNEL WITH
RECTANGULAR WINGLET PAIR



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2013

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้


ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2556
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่
Heat Transfer Enhancement in a Square Channel with Rectangular
Winglet Pair

ผู้จัดทำ

- | | | |
|-------------------|---------------|-----------------------|
| 1. นายวิสิษฐ | โมฆิตตารักษ์ | รหัสประจำตัว 53011501 |
| 2. นางสาววุทธิยา | สันติคุณาถรณ์ | รหัสประจำตัว 53011519 |
| 3. นายศกดิ์ธีรวัช | ศฤงฆารวัฒน์ | รหัสประจำตัว 53011555 |




อาจารย์ที่ปรึกษา
(รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู้

นายวิสิฐ	โฆษิตตารักษ์	53011501
นางสาววุทธิยา	สันติคุณาภรณ์	53011519
นายศักดิ์ธวัช	ศฤงฆารวัฒน์	53011555
รศ.ดร. พงษ์เจต	พรหมวงศ์	อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2556		

บทคัดย่อ

งานวิจัยฉบับนี้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่สอดปีกสี่เหลี่ยมคู้โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อมีการให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux) ในการทดลองจะทำการปรับอัตราการไหลของอากาศทดสอบให้อยู่ในช่วงของค่าเรย์โนลด์ส Reynolds number (Re) = 4,200-26,000 และทำการเปรียบเทียบผลของค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันระหว่างท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ในลักษณะทแยงมุมโดยที่ปลายของปีกสี่เหลี่ยมคู้ชี้ตามและชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศทดสอบที่มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° อัตราส่วนความสูงของปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสหรืออัตราส่วนการบล็อกการไหล (Blockage ratio ,BR= $B/H = 0.10, 0.15$ และ 0.20) อัตราส่วนระยะพิชชต์ต่อความสูงของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส (Pitch ratio ,PR = $P/H 1.0$ และ 1.5) เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number ,Nu) และการสูญเสียความดันโดยแสดงในรูปของตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor ,f) จากผลการทดลองพบว่าชุดทดลองที่ติดตั้งปีกสี่เหลี่ยมคู้ให้ปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหล (UPSTREAM) มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้น โดยที่ค่าอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ BR = 0.20 และอัตราส่วนระยะพิชชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเปล่าผนังเรียบ 2.53 และ 3.16 เท่าตามลำดับ แต่ตัวประกอบความเสียดทานก็เพิ่มขึ้นเช่นกันโดยที่มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 8.97 และ 16.83 เท่าตามลำดับ ทำให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน TEF มีดังนี้ ปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มีค่าอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ BR = 0.20 และอัตราส่วนระยะพิชชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน TEF = 1.21 และ 1.23 ตามลำดับ ส่วนชุดการทดลองที่ติดตั้งปีกสี่เหลี่ยมคู้ให้ปลายปีกชี้ตามกระแสการไหล (DOWNSTREAM) มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกันโดยที่ค่าอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ BR = 0.20 และอัตราส่วนระยะพิชชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเปล่าผนังเรียบ 2.37 และ 2.94 เท่าตามลำดับ แต่ตัวประกอบความเสียดทานก็เพิ่มขึ้นเช่นกันโดยที่มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเปล่าผนังเรียบ 9.63 และ

21.34 เท่าตามลำดับ ทำให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน TEF มีดังนี้ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีค่าอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ และอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน $TEF = 1.11$ และ 1.05 ตามลำดับ อย่างไรก็ตามค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดคือมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ โดยให้ค่า TEF เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเปล่าผนังเรียบ 1.47 เท่า



HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A SQUARE CHANNEL WITH RECTANGULAR WINGLET PAIR

Visith	Kosittarak	53011501
Vuttiya	Santikunaporn	53011519
Sakthawat	Sringkarawat	53011555
Assoc.Prof.Dr. Pongjet	Promvong	Adviser
Year 2556		

ABSTRACT

The research presents an experimental study on thermal performance enhancement in a constant heat-fluxed square duct heat exchanger inserted diagonally with rectangular winglet pair. The experiments were carried out by varying the airflow rate through the tested square duct with rectangular winglet insert for Reynolds number (Re) from 4,200 to 26,000. A comparison is made for the results obtained between the smooth square duct and that fitted with winglet pair placed diagonally within the square duct. The rectangular winglet pair were installed by tip pointing downstream and upstream with the winglet attack angle, ($\theta=20^\circ$ and 30°). The winglet height to the duct height ratio or blockage ratio, ($BR= B/H = 0.1, 0.15$ and 0.2) and the winglet pitch to the duct height ratio, ($PR = P/H = 1.0$ and 1.5) were introduced. The experiments were carried out in order that the heat transfer values in forms of Nusselt number (Nu) and pressure drop in forms of friction factor (f) are investigated. The experimental results shows that the winglet pair is installed upstream type with the attack angles of 20° and 30° provides considerable increase in Nusselt number. At $BR = 0.20$ and $PR = 1.0$, winglet pair at the attack angles of 20° and 30° yielded average Nusselt number values higher than the smooth square duct of 2.53 and 3.16 times respectively, but higher increase in friction factor. The winglet pair at the attack angles of 20° and 30° yielded average friction factor values higher than the smooth square duct of 8.97 and 16.83 times respectively. The average thermal enhancement factor (TEF) at $BR = 0.20$, $PR = 1.0$, attack angles of 20° and 30° are 1.21 and 1.23 respectively. The last one the winglet pair is installed downstream type with the attack angles of 20° and 30° provides considerable increase in Nusselt number. At $BR = 0.20$ and $PR = 1.0$, winglet pair at the attack angles of 20° and 30° yielded average Nusselt number values higher than the smooth square duct of 2.37 and 2.94 times respectively,

but higher increase in friction factor. The winglet pair at the attack angles of 20° and 30° yielded average friction factor values higher than the smooth square duct of 9.63 and 21.34 times respectively. The average thermal enhancement factor (TEF) at $BR = 0.20$, $PR = 1.0$, attack angles of 20° and 30° are 1.11 and 1.05 respectively. However, the maximum average thermal enhancement factor (TEF) are found to be 1.47 at attack angles of 30° , $PR = 1.0$, $BR = 0.10$.



กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์เรื่องการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่เล่มนี้ สำเร็จลงได้ด้วยดี ก็เพราะความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ที่ให้ความช่วยเหลือและการดูแลเอาใจใส่เป็นอย่างดี ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีในด้านต่าง ๆ แก่กลุ่มของข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์ และ ดร.เอกพจน์ ตันตราภิวัดน์ กรรมการสอบปริญญานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ จนในที่สุดทำให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ สำเร็จลงได้

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุก ๆ ท่าน ที่ได้ให้การสนับสนุน ตลอดจนข้อแนะนำต่าง ๆ ในการทำปริญญานิพนธ์นี้

ยิ่งไปกว่านั้น ขอขอบคุณเพื่อนๆ พี่ๆ ห้องปฏิบัติการ Thermo-Fluid & CFD ทุกคนโดยเฉพาะอย่างยิ่งทีมงานวิจัยสายการประยุกต์การถ่ายเทความร้อน คุณสุริยา โชคเพิ่มพูน , คุณสุภัทรชัย สุวรรณพันธ์ ที่ให้คำแนะนำและความช่วยเหลือด้านต่างๆ เป็นอย่างดีตลอดมา รวมถึงขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ ดร.วิฑาดา เจษฎารัตนชัย ที่คอยให้คำปรึกษาและแนะนำวิธีการแก้ปัญหาทำให้ปริญญานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จไปได้ด้วยดี

สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ บิดา มารดา และครอบครัวของข้าพเจ้าที่เป็นกำลังใจและให้การสนับสนุนในทุกๆ เรื่อง ทำให้ข้าพเจ้าสามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี

คุณค่าและประโยชน์อันพึงมาจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ทั้ง บิดา มารดา ครอบครัวอันเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

นายวิสิษฐ โฆษิตตารักษ์
นางสาววุทธิยา สันติคุณาภรณ์
นายศักดิ์ธวัช ศฤงฆารวัฒน์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	III
กิตติกรรมประกาศ	V
สารบัญ.....	VI
สารบัญตาราง.....	X
สารบัญรูป	XI
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XVII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมา และความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา	2
1.3 สมมติฐานของการศึกษา	2
1.4 ขอบเขตการวิจัย	2
1.5 ขั้นตอนของการศึกษา.....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์	4
2.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีการติดตั้งแผ่นกัน.....	4
2.1.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.2 แนวทางการศึกษาวิจัย.....	16
บทที่ 3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	17
3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	17
3.1.1 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง	17
3.1.2 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล	17
3.1.3 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล.....	18

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.1.4 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	18
3.2 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	21
3.2.1 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน.....	21
3.2.2 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้งาน.....	23
3.2.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์.....	24
3.2.4 การแบ่งประเภทตาม Flow Arrangement.....	33
3.2.5 การแบ่งประเภทตาม Transfer Process.....	35
3.2.6 การแบ่งประเภทตาม Compactness.....	36
บทที่ 4 ทฤษฎี.....	37
4.1 บทนำ.....	37
4.2 กลศาสตร์ของไหล.....	37
4.2.1 สภาวะการไหล.....	38
4.2.2 ความเร็วเฉลี่ย.....	39
4.2.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่.....	39
4.2.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่.....	42
4.3 การถ่ายเทความร้อน.....	43
4.3.1 อุณหภูมิเฉลี่ย.....	45
4.3.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่.....	45
4.4 การสมดุลของพลังงาน.....	46
4.5 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	48
4.6 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม.....	50
4.7 สหสัมพันธ์การพาความร้อน สำหรับท่อที่ไม่กลม.....	51
4.8 การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน.....	52

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง	54
5.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	54
5.2 การคำนวณ	54
5.2.1 พัดลม	54
5.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง	55
5.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง	56
5.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส	56
5.3.2 แหล่งจ่ายอากาศ	57
5.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ	58
5.3.4 ถังพักลม	59
5.3.5 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์	60
5.3.6 อุปกรณ์เครื่องวัดอุณหภูมิ	60
5.3.7 เครื่องวัดความดันตกคร่อม	61
5.3.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ	62
5.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง	62
5.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง	62
5.4.2 ลักษณะการติดตั้งแผ่นกัน	64
5.5 วิธีการทดลอง	66
บทที่ 6 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง	67
6.1 บทนำ	67
6.2 ผลการทดสอบท่อผนังเรียบ	67
6.2.1 เลขนัสเซิลท์	68
6.2.2 ตัวประกอบความเสียดทาน	68
6.3 แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่	70
6.3.1 อิทธิพลของมุมปะทะ	70

สารบัญ (ต่อ)

6.3.2 อิทธิพลของระยะพิตช์.....	82
6.3.3 อิทธิพลของความสูงปีกสี่เหลี่ยมคี่.....	94
บทที่ 7 สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ.....	104
7.1 สรุปผลการทดลอง.....	104
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	105
บรรณานุกรม.....	106
ภาคผนวก ก. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	110
ภาคผนวก ข. ออร์ฟิส.....	112



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ.....	31
3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับ กรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น	32
4.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มทีในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน	51
6.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_o , f/f_o และ TEF ของกรณีศึกษาทั้งหมด	103
ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	111



สารบัญญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	โครงสร้างครีบ ของ Olsson and Sunden 5
2.2	รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn 6
2.3	รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Karwa 7
2.4	แผ่นทดสอบของ สกุหลหลง 8
2.5	แผ่นทดสอบของ มะลิกุล 10
2.6	รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Hyun Lee and Rhee 11
2.7	แผ่นกั้นวางเฉียงและแผ่นกั้นรูปตัววีของ ทำนา 12
2.8	ครีบบางตัววีของ กนกนัยการ 13
2.9	ครีบริบรูปตัวยูของ สุขเต็ยม 14
2.10	แผ่นทดสอบของ ชมภูคำ 15
3.1	ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow 25
3.2	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น 25
3.3	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube 26
3.4	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน 27
3.5	ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์ 30
3.6	โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ 31
3.7	(a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน 34
3.8	การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass 34
3.9	แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection 35
3.10	แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection 35
4.1	การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม 38
4.2	สมดุลแรงบนอิเลเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่ในท่อกลม 40
4.3	ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม 43
4.4	การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม 44
4.5	ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ 46

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส	56
5.2 พัดลมแรงดันสูง(High-pressure blower)	57
5.3 มอเตอร์.....	57
5.4 Inverter	58
5.5 Orifice meter	58
5.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง(Inclined manometer).....	59
5.7 ถังพักลม (Settling tank).....	59
5.8 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ(AC power supply).....	60
5.9 เครื่องเก็บข้อมูล.....	60
5.10 เทอร์โมคัปเปิล.....	61
5.11 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer	61
5.12 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ(Vane-type Anemometer), TESTO 445.....	62
5.13 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	63
5.14 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล.....	64
5.15 ส่วนทดสอบของการศึกษา แผ่นกั้น upstream และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส	65
5.16 ส่วนทดสอบของการศึกษา แผ่นกั้น downstream และวิธีการติดตั้งในท่อจัตุรัส.....	65
6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวเรียบ	69
6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re กรณีท่อผิวเรียบ	69
6.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุม ปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	71
6.4 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความ สูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	71

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความ สูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	72
6.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่น บางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	73
6.7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้ง แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	74
6.8 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุม ปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยม คู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	75
6.9 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความ สูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	75
6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความ สูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	76
6.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่น บางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	77
6.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้ง แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	78

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.13 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	79
6.14 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	79
6.15 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	80
6.16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	81
6.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	82
6.18 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	83
6.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	83
6.20 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	84
6.21 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	85
6.22 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$	86

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.23 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัยเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	87
6.24 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัยเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	87
6.25 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	88
6.26 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	89
6.27 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$	90
6.28 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัยเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	91
6.29 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัยเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	91
6.30 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	92
6.31 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	93
6.32 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$	94
6.33 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัยเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$	95

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.34 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$	95
6.35 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$	96
6.36 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่น บางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$	97
6.37 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้ง แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$	98
6.38 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุม ปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$	99
6.39 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$	99
6.40 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีก สี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$	100
6.41 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่น บางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$	101
6.42 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้ง แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$	102
ข-1 Standard orifice plate	113
ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส	114
ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice).....	114
ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ	115

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

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

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

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

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันความต้องการทางด้านพลังงานของประเทศมีแนวโน้มสูงขึ้นเพราะการใช้พลังงานมีมากขึ้นตามการขยายตัวและความเจริญของประเทศเพื่อใช้ในการผลิตและสร้างอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในชีวิตประจำวัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนับเป็นอุปกรณ์ที่ถูกใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไป หากสามารถใช้อุปกรณ์ดังกล่าวได้อย่างเต็มความสามารถก็จะช่วยลดต้นทุนการผลิตทางด้านพลังงานลงได้ หลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ การถ่ายเทความร้อนโดยเกิดจากของไหลสองชนิดที่ไหลตามกันหรือสวนทางกัน ซึ่งของไหลสองชนิดนั้นจะไม่ผสมกัน กระบวนการดังกล่าวพบได้โดยทั่วไปในงานเชิงวิศวกรรมเช่น หม้อน้ำรถยนต์ คอนเดนเซอร์เครื่องปรับอากาศ เป็นต้น ทั้งหมดนี้เป็นตัวอย่างของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น หลักการออกแบบอุปกรณ์หรือระบบที่มีการถ่ายเทหรือแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี ต้องคำนึงถึงคุณสมบัติที่ต้องการ เช่น สามารถทำงานได้ตามความต้องการ ราคาถูก สมรรถนะในการถ่ายเทและแลกเปลี่ยนความร้อนสูง การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูง โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน ขนาดกะทัดรัด อายุการใช้งานที่ยืนยาว ต้องการบำรุงรักษาซ่อมแซมน้อย รวมทั้งมีความน่าเชื่อถือและปลอดภัยสูง เพื่อให้บรรลุคุณลักษณะที่ต้องการเหล่านี้ พื้นฐานสำคัญคือ การพัฒนาขีดความสามารถและศักยภาพของระบบถ่ายเทความร้อนให้มีประสิทธิภาพมากที่สุด เพื่อลดการใช้พลังงาน มีขนาดที่เหมาะสมกะทัดรัด ทำให้ลดการใช้วัสดุและพื้นที่ติดตั้งใช้งาน ซึ่งจะนำไปสู่การพัฒนาที่ยั่งยืน เพราะทำให้การจัดสรรและใช้ทรัพยากรเชื้อเพลิงและวัสดุอย่างคุ้มค่า รวมทั้งลดภาวะโลกร้อน

การเพิ่มสมรรถนะความร้อนได้แบ่งออกเป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มที่ 1 เป็นแบบ Active Techniques เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการสั่นของผิวทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น และกลุ่มที่ 2 เป็นแบบ Passive Techniques เป็นการออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนวิธีที่นิยมกันส่วนมาก เรียกว่า Passive Method โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบวิธีที่ได้ผลดีมากที่สุดอย่างหนึ่ง คือ การติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่เพื่อขวางการไหลบนผนังภายในท่อ ทำให้ส่งผลต่อ

การเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แม้การเพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ทำให้ความเสียหายภายในท่อมีเพิ่มขึ้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในท่อด้วยเช่นกัน

แนวคิดในการนำแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่และตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวมาติดตั้งในท่อ จึงต้องพิจารณารูปร่าง, ขนาด, มุมและระยะพิทช์ของปีกสี่เหลี่ยมคู่ ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษากการทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ เนื่องจากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการไหลของอากาศภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ในกรณีติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่แบบ Inline วางในแนวเส้นทแยงมุม

1.2.2 ศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.2.3 วิเคราะห์อิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ ได้แก่ ค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) มุมปะทะ (θ) ของครีบก่าอัตราส่วนการบล็อกการไหล (BR) ค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ครีบท่อความสูงท่อ (PR) ที่มีผลต่อสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

ถ้ามีการเพิ่มพื้นที่ผิวและเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนโดยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ภายในเส้นทแยงมุมภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส จะสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ จึงส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นได้

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1.4.1 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant heat flux) โดยให้ที่ผิวทั้งสองด้านของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.4.2 ทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลระหว่างท่อเปล่าผิวเรียบกับท่อที่ติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ ในลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.4.3 ปีกสี่เหลี่ยมคู่มีความสูง 0.45 , 0.675 และ 0.90 เซนติเมตร มีมุมปะทะ 20 และ 30 องศา ปีกสี่เหลี่ยมคู่ทุกปีกมีความหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิทช์ 4.5 และ 6.75 เซนติเมตร อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.10 , 0.15 และ 0.20 อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และ 1.5 โดยแบ่งการทดลองออกเป็น 2 ส่วน คือ ติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ให้ปลายปีกชี้ตามกระแสการไหล (DOWNSTREAM) และปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหล (UPSTREAM)

1.4.4 พิจารณาท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 4.5 เซนติเมตร

1.4.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ค่าตัวประกอบความเสียดทาน และค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4,200 - 26,000$

1.4.6 ของไหลในการทดลอง คือ อากาศ

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

1.5.1 รวบรวมข้อมูลและทำการศึกษาทฤษฎี รวมทั้งงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยม

1.5.2 กำหนดลักษณะของปัญหา และกำหนดลักษณะรูปร่างของแผ่นปีกสี่เหลี่ยมคู่

1.5.3 สร้างชุดทำการทดลอง และแบบจำลองแผ่นปีกสี่เหลี่ยมคู่จากนั้นทำการทดลอง เพื่อศึกษา ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของ เลขนัสเซิลท์ (Nusselt Number) และค่าการสูญเสียความดันโดยแสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor) พร้อมเก็บผลการทดลอง

1.5.4 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดลอง

1.5.5 สรุปผลการทดลองตามวัตถุประสงค์ และข้อเสนอแนะที่ควรทำการวิจัยต่อไป

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 ทำให้เกิดเป็นองค์ความรู้ใหม่ๆ เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่

1.6.2 ประหยัดพลังงานที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้องไ้ลงซึ่งนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต อีกทั้งทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงขึ้นอีกด้วย

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีความสำคัญต่ออุตสาหกรรมมาก ทั้งในกระบวนการผลิตสินค้าอุปโภคและบริโภค ดังนั้นจึงมีนักวิจัยจำนวนมากทั้งในประเทศไทยและต่างประเทศที่ให้ความสนใจเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามวิธีต่าง ๆ ด้วยเหตุผลเพื่อช่วยลดขนาดและต้นทุนการผลิตให้น้อยลงไปกว่าที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันนี้

ในบทนี้ได้นำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ทฤษฎีพื้นฐานและหลักการที่อ้างอิง ซึ่งประกอบด้วย กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่ การถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อ และการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล โดยมีรายละเอียดดังนี้

2.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีการติดตั้งแผ่นกัน

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อด้วยการสอดแผ่นกันซึ่งมีลักษณะเป็นครีบริบรูปลิ่มเหลี่ยมปีกคู่ เป็นอีกหนึ่งวิธีที่นำมาใช้ในกระบวนการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการไหลผ่านแผ่นกันจะรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนทำให้บริเวณระหว่างแผ่นกันทั้งสองที่อยู่ติดกันเกิดการหมุนวนของการไหลและช่วยในการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน โดยวิธีนี้จะทำให้อุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง ซึ่งเหมาะสำหรับอุปกรณ์ที่มีพื้นที่จำกัดในการใช้งานและต้องการความกะทัดรัด ดังนั้นในอดีตที่ผ่านมาจึงมีผู้ที่ศึกษาจากการศึกษาด้วยชุดทดลองจริง

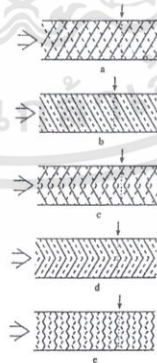
2.1.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Han et al. [1] ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงครีบริบรูปลิ่มมุม 45° และครีบริบรูปลิ่มมุม 60° แบบแรก แนวครีบริบรูปลิ่มมุม 45° และแนวครีบริบรูปลิ่มมุม 60° มีทิศทางเดียวกับการไหล และแบบที่สอง แนวครีบริบรูปลิ่มมุม 45° และแนวครีบริบรูปลิ่มมุม 60° มีทิศทางตรงข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 15,000-90,000$ พบว่า แนวครีบริบรูปลิ่มมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าแนวครีบริบรูปลิ่มมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบริบรูปลิ่มมุม 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าครีบริบรูปลิ่มมุม 45° ส่วนในด้านการเพิ่มสมรรถนะความร้อนครีบริบรูปลิ่มมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่ามากกว่าครีบริบรูปลิ่มมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีบริบรูปลิ่มมุม 45° มีค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบริบรูปลิ่มมุม 60°

Taslim et al. [2] รายงานค่าเลขนัสเซลท์ที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบ รูปทรงครีบริบตัววี และความไม่ต่อเนื่องครีบ (แนวครีบริบตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล และมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่น ๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อนพบว่าค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุดเมื่อแนวครีบริบตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหล

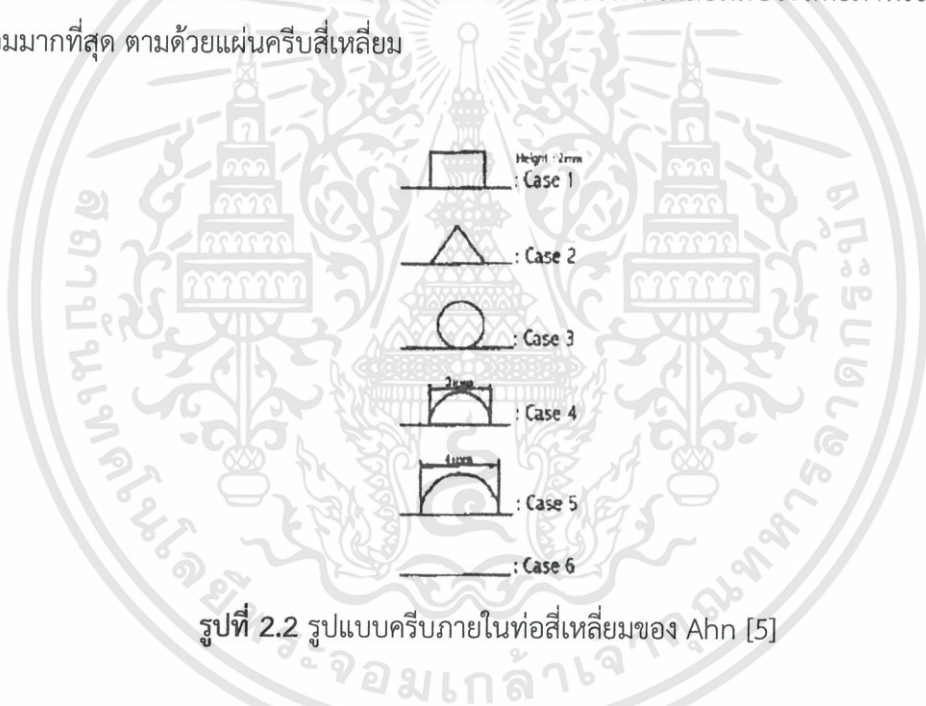
Gentry and Jacobi [3] การออกแบบปีกเพื่อให้เกิดการหมุนวนของของไหล ซึ่งเป็น การเพิ่มระดับการปั่นป่วน และการพาความร้อนดีขึ้นก่อให้เกิดการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่ดีขึ้น ได้นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการเพิ่มการหมุนวนที่หัวมุมของแผ่นเรียบ โดยค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น 50-60% โดยที่ผิวของแผ่นเรียบจะใช้ปีกแบบ เดลต้า ซึ่งถือว่าดีกว่าปีกแบบ สามเหลี่ยมหน้าจั่วเพราะเพิ่มอัตราส่วนการไหลและมุมปะทะ

Olsson and Sunden [4] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบ ช่วงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 500-15,000$ ค่า Aspect Ratio, AR ของท่อสี่เหลี่ยม คือ 1-8, และครีบถูกติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ทำการทดสอบ ครีบต่าง ๆ ดังนี้ ครีบถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบริบตัววีถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม, ครีบริบตัววีถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม และครีบริบตัววีแบบต่อสลับทิศทางกัน (แนวครีบริบตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงข้าม การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ (Colburn heat transfer factor) และตัวประกอบ (Fanning friction factor) พบว่า ครีบริบตัววีแบบต่อสลับทิศทางกันให้ค่าตัวประกอบ และค่าตัวประกอบ มากกว่าครีบริบอื่น ๆ ของการศึกษานี้ ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 1,000-2,000$



รูปที่ 2.1 โครงสร้างครีบ: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube ของ Olsson and Sunden [4]

Ahn [5] ทำการศึกษาผลกระทบของครีบบูแบบต่าง ๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษารูปทรงครีบ 5 ชนิด ได้แก่ ครีบบูสี่เหลี่ยม ครีบบูสามเหลี่ยม ครีบบูวงกลม ครีบบูครึ่งวงกลมทรงต่ำ และครีบบูครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบบูต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบบู (P/e) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33 และรูปแบบครีบบูดังแสดงในรูปที่ 2.2 จากการทดลองพบว่า แผ่นครีบบูสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดตามด้วยครีบบูสี่เหลี่ยม ส่วนครีบบูวงกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยที่ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 10,000$ แผ่นครีบบูสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 20,000$ จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นครีบบูสามเหลี่ยมมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นครีบบูสี่เหลี่ยม

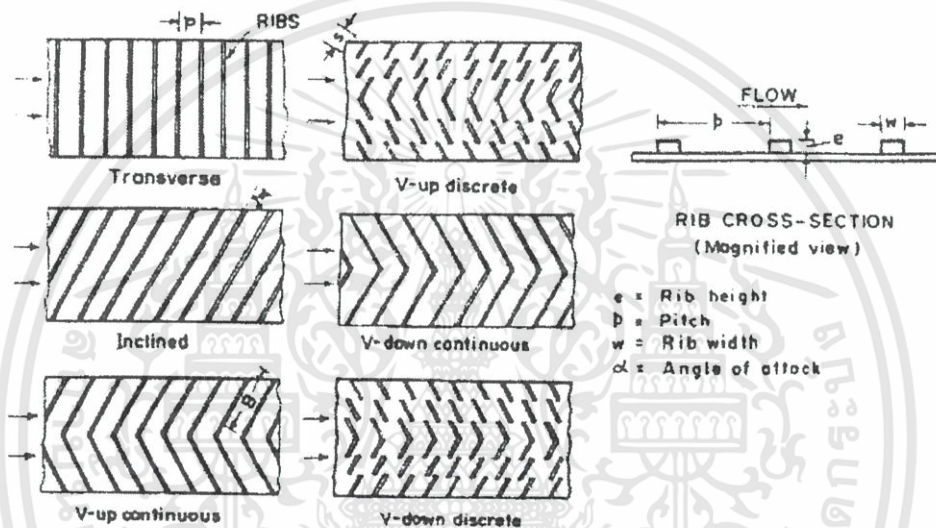


รูปที่ 2.2 รูปแบบครีบบูภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn [5]

Choi et al. [7] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสและความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟังก์ชันความร้อนคงที่ โดยติดครีบบูตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบบูตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลที่ผิว ทำมุม 45° จากผลการทดลองพบว่า ครีบบูตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบบูตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล

Karwa [8] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อสี่เหลี่ยมที่มีติดตั้งครีบบูด้านเดียว โดยครีบบูที่ทดสอบมีลักษณะเป็นครีบบูตรง ครีบบูเอียง ครีบบูตัววี ทั้งใน

ลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยอุปกรณ์ที่ทดสอบมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 อัตราส่วนความสูงครีบอกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงครีบอก (P/e) เท่ากับ 10 โดยครีบอกรูปตัววีที่ทดสอบเป็นครีบอกรูปตัววีทำมุม 60° และครีบอกทแยงมุม โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 2,800-15,000$ และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ รูปแบบครีบอกภายในท่อสี่เหลี่ยม แสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 รูปแบบครีบอกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Karwa [8]

จากผลการทดลองพบว่า แผ่นครีบอกรูปตัววียาวต่อเนื่อง ทำให้เกิดค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบอกรูปตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบอกลักษณะต่าง ๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนตัน (Stanton number, St) สำหรับแผ่นครีบอกรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบอกตรง

Gao and Sunden [6,9] ได้ทำการวัดลักษณะการไหลในช่องขนานที่ติดครีบอกรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบอกรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล โดยใช้เครื่องมือ laser doppler velocimetry และ smoke visualization เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม จากผลการทดลองพบว่า ครีบอกรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัว

ประกอบเสียดทาน และการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบบรูปตัววี เมื่อติดตั้งทิศทางเดียวกับการไหล

สกุลหลง [10] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยช่องขนานที่มีครีบบสามเหลี่ยมและครีบบางที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 5,000-25,000$ และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบ ช่องขนานที่มีครีบบสามเหลี่ยมแบบต่าง ๆ ช่องขนานที่มีครีบบาง ทำมุม $60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ และครีบบตรง (90°) อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 อัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.1, 0.2$ และ 0.3 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.4

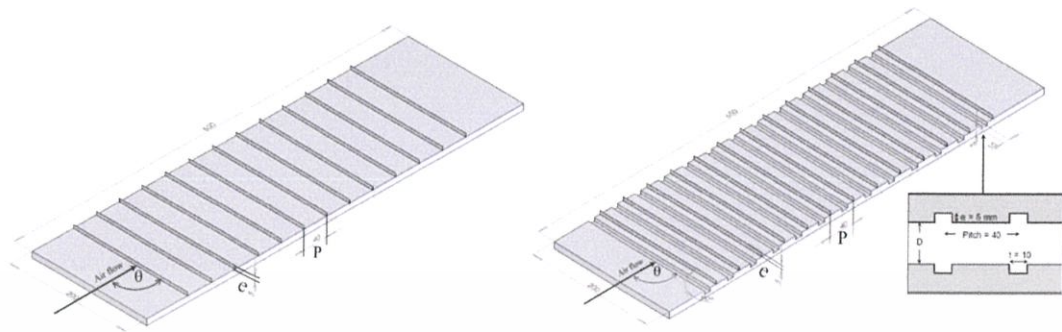


รูปที่ 2.4 แผ่นทดสอบของ สกุลหลง [10]

จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบบางทำมุม 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับช่องขนานที่มีมุม $45^\circ, 30^\circ$ และครีบบตรง (90°) โดยที่ค่า $PR = 1$ และ $y/H = 0.3$ ให้ผลการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด โดยที่ครีบบมุม 60° มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.45 เท่า ตามด้วยครีบบมุม 45° มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.09 เท่า ครีบบมุม 30° มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 4.66 เท่า และครีบบตรง (90°) มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.04 เท่า แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็มีมากด้วยเช่นกันโดยที่ครีบบมุม 60° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 24.53 เท่า ครีบบมุม 45° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 21.35 เท่า ครีบบมุม 30° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 13.21 เท่าและครีบบตรง (90°) มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 10.94 เท่า ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าดังนี้ โดยครีบบมุม 30° มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.97 ครีบบมุม 60° มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะ

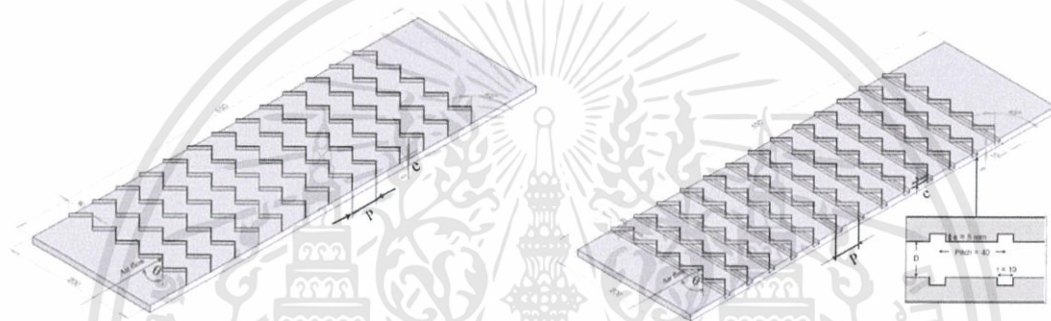
ความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.90 มุม 45° มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.87 และครีบริ่ง (90°) มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.02 อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงที่สุด คือ มุม 30° ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และอัตราส่วนความสูงครีบริ่งต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.2$ โดยมีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.05

มะลิกุล [11] ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อช่องขนานสี่เหลี่ยมที่มีครีบริ่ง อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงของค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 3,000-20,000$ โดยทำการทดลองเป็นสองกรณี คือ กรณีที่มีการติดตั้งครีบริ่ง (ไม่มีร่อง) และกรณีที่มีการติดตั้งครีบริ่งผสมร่องตรง ภายในชุดทดลองของท่อช่องขนานจะมีสองกรณีที่พิจารณา คือ กรณีการติดตั้งครีบริ่งที่ผิวบนด้านเดียวเท่านั้น และกรณีติดตั้งทั้งผิวบนและผิวล่าง ซึ่งกรณีนี้มีแบ่งการจัดวางครีบริ่งได้เป็น 2 แบบ คือ แบบตรงกันและเยื้องกัน แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.5 ผลการทดลองพบว่า ชุดทดลองที่มีครีบริ่งผสมร่องตรง กรณีติดตั้งที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่า $PR = 0.5$ ให้ค่าเลขนัสเซลท์มากกว่าท่อผนังเรียบสูงที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.51 เท่า และชุดทดลองที่มีครีบริ่ง (ไม่มีร่อง) กรณีติดตั้งที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่า $PR = 0.5$ โดยมีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.33 เท่า และกรณีที่ติดตั้งที่ผิวบนเพียงด้านเดียวที่มีค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ $PR = 1.0$ ให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยสูงที่สุด โดยมีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.66 และชุดทดลองที่มีครีบริ่ง (ไม่มีร่อง) กรณีติดตั้งที่ผิวบนด้านเดียวที่มีค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ $PR = 1.0$ ซึ่งมีตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 1.84 และ 1.71 ซึ่งพบที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำ ๆ สำหรับกรณีท่อที่มีครีบริ่งและท่อที่มีครีบริ่งผสมร่องตามลำดับ และสำหรับท่อที่มีครีบริ่งผสมร่องตรง กรณีติดตั้งทั้งผิวบนและผิวล่างที่มีการวางครีบริ่งแบบตรงกันที่มีค่า $PR = 0.5$ ให้ค่าเลขนัสเซลท์สูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับแบบอื่น ๆ ที่มีการติดตั้งที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางตรงกัน โดยมีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 7.37 เท่า และให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากที่สุดโดยค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.69 ต่อมาเป็นชุดทดลองที่มีครีบริ่ง (ไม่มีร่อง) กรณีติดตั้งทั้งผิวบนและผิวล่างที่มีการวางครีบริ่งแบบตรงกันที่มีค่า $PR = 0.5$ ให้ค่าเลขนัสเซลท์สูงสุด โดยมีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 7.20 เท่า และให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุด โดยค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 1.57



(ก) ครีบบนผิวเรียบ

(ข) ร่องแนวตรงติดตั้งครีบบนผิวเรียบ



(ค) ครีบก้นมุม 45°

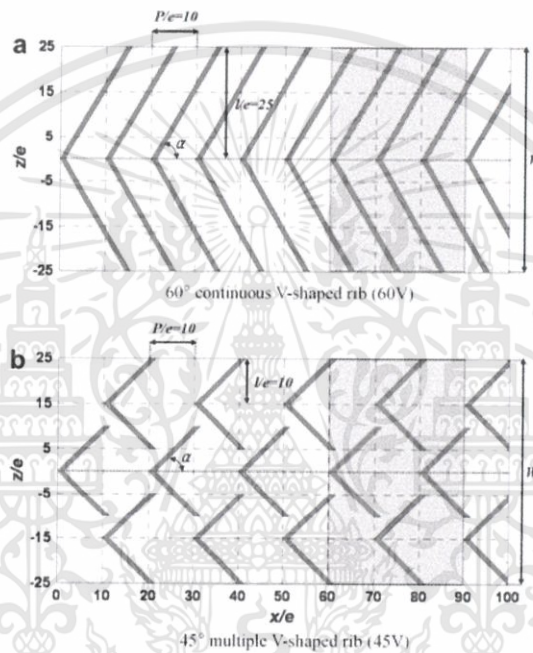
(ง) ครีบก้นมุม 45° กับร่องตรงแนวตรง

รูปที่ 2.5 แผ่นทดสอบของ มะลิกุล [11]

อำไพจิตร [12] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบก้นรูปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล 45° อัตราส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2$ และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิชชต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยติดตั้งครีบบที่ผิวบนเพียงด้านเดียว และติดตั้งครีบบที่ผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบบแบบเอียงกันและตรงกัน โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวเป็นแบบพลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ที่ท่อแผ่นขนานด้านบนและใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000

Hyun Lee and Rhee [13] ทำการศึกษารูปแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน และกำลังงานที่ใช้การขับปั๊มในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบรูปตัววีติดตั้งที่ผิว ทำมุม 60° แบบครีบบเดี่ยวต่อเนื่อง และครีบบรูปตัววีมุม 45° หลายครีบบวางสลับแถว ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 10,000 - 30,000$ โดยเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) เท่ากับ 75, 50, 38.4 ค่า Aspect Ratio เท่ากับ 3, 5, 6.8 อัตราส่วนความสูง

ครีบท่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.078 และอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 10 รูปแบบครีบ แสดงในรูปที่ 2.6 ผลการทดลองพบว่า ครีบบรูปตัววีมุม 60 แบบครีบเดียวต่อเนื่องให้การถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีบบรูปตัววีมุม 45° หลายครีบวางสลับแถว และการใช้กำลังงานที่ใช้การขับปั๊มครีบบรูปตัววีมุม 45° หลายครีบวางสลับแถวจะใช้น้อยกว่าครีบบรูปตัววีมุม 60° แบบครีบเดียวต่อเนื่อง



รูปที่ 2.6 รูปแบบครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Hyun Lee and Rhee [13]

ทำนา [14] นำเสนอการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีอุณหภูมิผนังคงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นวางขวาง แผ่นกั้นวางเอียง และแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ ซึ่งมีการวางแผ่นกั้นแบบตรงกัน โดยแผ่นกั้นวางเอียงที่ติดตั้งนั้นมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 20^\circ, 30^\circ$ และ 45° ตามลำดับ และมีค่าอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล (Blockage ratio, BR) เท่ากับ 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 และ 0.30 ตามลำดับ ส่วนแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 30^\circ$ และมีค่าอัตราส่วนการปิดกั้นเดียวกันกับแผ่นกั้นวางเอียง การไหลผ่านแผ่นกั้นรูปตัววีพิจารณา 2 กรณี คือกรณีปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และกรณีปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหล ในการคำนวณใช้วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมและเลือกลำดับวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE ซึ่งการจำลองนี้ได้นำเสนอคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและ

การไหลของของไหลสำหรับเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ช่วงจาก $Re = 100$ ถึง $1,000$ และได้ศึกษาผลของแผ่นกั้นต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ พบว่า ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น จากลักษณะการจัดวางแผ่นกั้นพบว่า แผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นวางขวาง โดยแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ $\alpha = 30^\circ$ แบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และผลลัพธ์จากการคำนวณยังพบว่า แผ่นกั้นรูปตัววีแบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลที่ $BR = 0.125$ มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 3.33

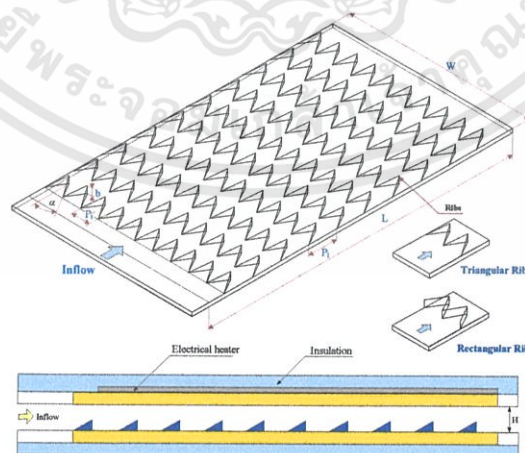


รูปที่ 2.7 แผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นรูปตัววีของ ทำนา [14]

กนกนัยการ [15] ได้ศึกษาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในช่องแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า แสดงในรูปที่ 2.8 ที่สภาวะฟลักซ์ความร้อนแบบคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 5,000-25,000$ และทำการเปรียบเทียบผลของช่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

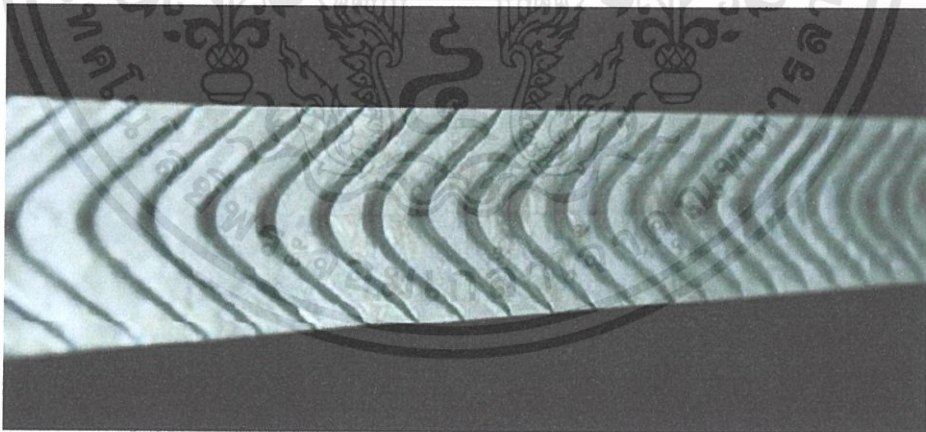
ขนานที่มีผนังเรียบกับช่องขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุม 30° ซี่ตามทิศทาง การไหล ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ 4 อัตราส่วนความสูงครีบบาง ต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.2, 0.3$ และ 0.4 จากผลการทดลองพบว่า กรณีครีบบางตัววีรูป สี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงสุด ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.15 เท่า ตามด้วยครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.13 เท่า และลดลงตามลำดับ ในทำนอง เดียวกันค่าตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นกับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ มี ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 67.68 เท่าและลดลงตามลำดับในขณะที่ครีบบาง ตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ ในช่วง 21.89 เท่าและลดลงตามลำดับ เมื่อพิจารณาถึงค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน พบว่า ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.2, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่ม สมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.61 เท่า ซึ่งเป็นค่าสูงสุดของชุดครีบบางที่มีรูปแบบเดียวกัน รองลงมาคือ ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.3, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่ม สมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.55 เท่า ในขณะที่ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.839 เท่าซึ่งเป็นค่าสูงสุด รองลงมาคือ ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.3, PR = 1$ ให้ค่าตัว ประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.772 เท่าเมื่อพิจารณาตัวประกอบการ เพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยพบว่า ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม เหมาะสมที่จะนำไปพิจารณาประยุกต์ใช้ กับงานมากที่สุด



รูปที่ 2.8 ครีบบางตัววีของ กนกนัยการ [15]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สุขเต็ยม [16] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบริปตัวยูที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4,200-26,000$ และทำการเปรียบเทียบผลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบกับท่อที่สอดครีบริปตัวยูในลักษณะทแยงมุมโดยที่ปลายตัวยูรับกระแสลมที่มุม $30^\circ, 45^\circ$ และ 55° อัตราส่วนความสูงครีบริปต่อความสูงท่อ $b/h = 0.11, 0.15$ และ 0.19 อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 0.66, 1.32$ และ 1.98 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.9 จากผลการทดสอบพบว่าชุดทดลองทำสอดครีบริปตัวยูที่มุม $30^\circ, 45^\circ$ และ 55° ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นโดยที่ค่า $b/h = 0.19$ และ $PR = 0.66$ ครีบริปมุม $30^\circ, 45^\circ$ และ 55° ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.71, 2.14 และ 3.18 เท่า ตามลำดับ แต่ค่าตัวประกอบเสียดทานก็เพิ่มขึ้นเช่นกันโดยที่ครีบริปมุม $30^\circ, 45^\circ$ และ 55° ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.66, 6.26 และ 6.36 เท่า ตามลำดับ ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีดังนี้ครีบริปมุม 30° อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 0.66$ และอัตราส่วนความสูงครีบริปต่อความสูงท่อ $b/h = 0.19$ มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 2.28 เท่า และครีบริปมุม $45^\circ, 55^\circ$ อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงของช่องขนาน $PR = 0.66$ และ อัตราส่วนความสูงครีบริปต่อความสูงท่อ $b/h = 0.19$ มีค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผนังเรียบ 1.71 และ 1.16 เท่า ตามลำดับ

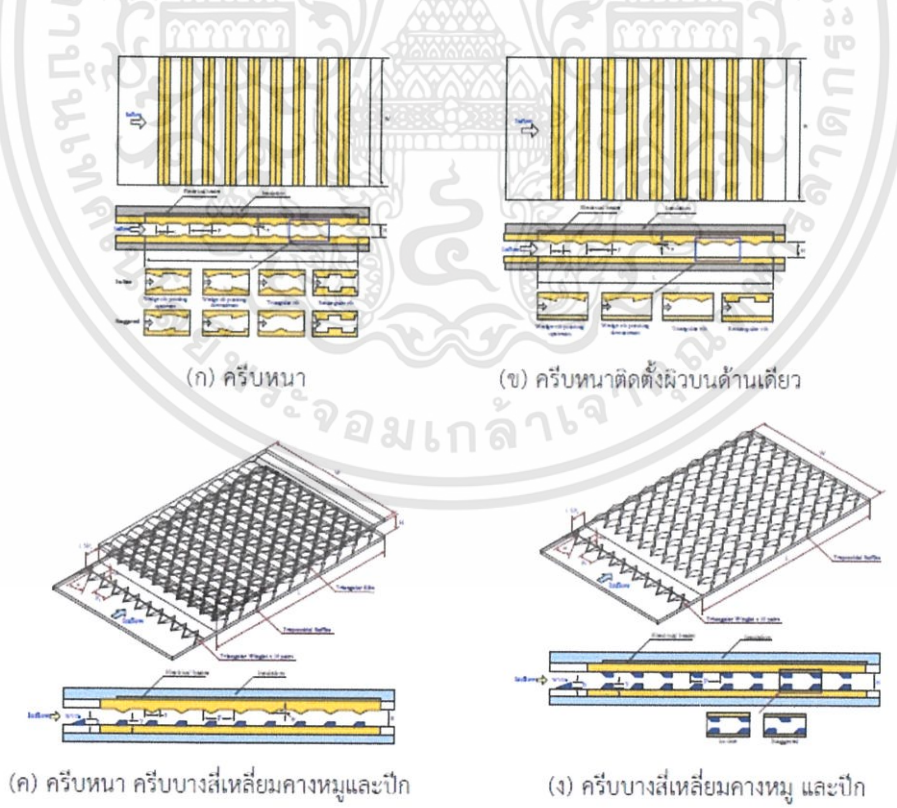


รูปที่ 2.9 ครีบริปตัวยูของ สุขเต็ยม [16]

ชมพูคำ [17] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีครีบริป ($W/H, AR$) = 10, ความสูงของช่องขนาน (H) = 30 มิลลิเมตร ในช่วง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลขเรย์โนลด์ (Re) ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 พบว่า การติดตั้งครีบนาร่วมกับปีกจัดวางครีบนแนวตรงกัน และมุมปะทะของปีกค่าสูง ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นมากกว่าการจัดวางครีบนแนวเอียงกันและมุมปะทะของปีกค่าต่ำกว่า ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ของครีบนสามเหลี่ยมหน้าจั่ว ที่ความสูงค่าต่ำกว่า จัดวางครีบนแบบเอียงและปีก $\alpha = 30^\circ$ ให้ค่าสูงสุดถัดมา ครีบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดจากนั้นศึกษาครีบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วแบบความสูงสม่ำเสมอ $e/H = 0.13, 0.2$ และ 0.26 แบบความสูงไม่สม่ำเสมอ $e/H = 0.13, 0.2$ สลับกัน ที่ $P/H = 1.33$ ปีกสี่เหลี่ยมและสามเหลี่ยมแบบ 5 คู่ และ 10 คู่ อัตราส่วนความสูงปีกต่อความสูงที่ช่องขนาน $b/H = 0.2, 0.3$ และ 0.4 จัดวางทิศทางการไหล และชี้ทวนการไหล ที่มุมปะทะ 3 ค่า คือ $30^\circ, 45^\circ$ และ 60° พบว่าการใช้ครีบนาร่วมกับปีกทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ปีกสี่เหลี่ยม 10 คู่ ชี้ทวนทิศทางการไหลที่มุมปะทะและความสูงค่ามากกว่าจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าปีกสามเหลี่ยม 5 คู่ ชี้ตามทิศทางการไหลที่มุมปะทะและความสูงต่ำกว่า และการติดตั้งครีบนาร่วมกับปีกที่ผิวบน-ล่าง จัดวางครีบนแบบตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับการจัดวางครีบนที่ผิวบน - ล่าง จัดวางแบบเอียงกัน และติดตั้งครีบนที่ผิวบน หรือผิวล่างเพียงอย่างเดียว



รูปที่ 2.10 แผ่นทดสอบของ ชมภูคำ [17]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 แนวทางการศึกษาวิจัย

จากงานวิจัยข้างต้น ส่วนใหญ่มุ่งสนใจที่จะศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสีย ความดันภายในช่องขนานแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัสหรือที่อัตราส่วนรูปทรงค่าน้อย ๆ, ระยะพิตต์และความสูง ครีบ, โครงสร้างครีบแบบต่าง ๆ ในการศึกษาวิจัยนี้จึงนำแนวคิดในการประยุกต์ครีบและตัวสร้างการหมุนควง ตามแนวยามาติดตั้งในท่อ โดยพิจารณาชนิด, รูปทรง, ขนาด, มุมและระยะพิตซ์ของแผ่นครีบ ซึ่งส่งผล ต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษากการทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายใน ช่องขนานที่มีครีบด้วยตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาว เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของ ระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความ ร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความ ร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด และเพื่อการขยายข้อมูลการศึกษาครีบและปีกรูปแบบ ต่าง ๆ ตลอดจนลักษณะการติดตั้ง การจัดวาง และทิศทาง เป็นทางเลือกให้กับผู้ใช้งานตัดสินใจเลือกใช้ ตามความเหมาะสมของระบบของผู้ใช้งานต่อไป ทำให้เกิดองค์ความรู้ใหม่ที่เป็นประโยชน์และแนว ทางการพัฒนาเทคโนโลยีของผู้ที่สนใจ นักออกแบบ นักศึกษาและนักวิจัย อาทิเช่น ตัวแปรหรือ พารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีครีบหรือปีก เพื่อการแลกเปลี่ยน ความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และยังเป็นประโยชน์ต่อการ พัฒนาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพดียิ่งขึ้น นำไปสู่การใช้พลังงานอย่างมี ประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นและลดการสูญเสียพลังงาน ทำให้การลดการใช้เชื้อเพลิง ซึ่งสามารถลดการเกิด ปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม นอกจากนี้ยังสามารถลดขนาดอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาดกะทัดรัดเหมาะสม นำไปสู่การลดการใช้วัสดุและพื้นที่ทำงาน การ พัฒนาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทหรือแลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น ทำให้มีประโยชน์ต่อระบบและ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหลาย โดยเฉพาะระบบทำความเย็น ที่มีขนาดที่เล็กลง นำไปสู่การใช้ ปริมาณสารทำความเย็นที่น้อยลง ทำให้ลดปรากฏการณ์เรือนกระจก ดังนั้นจะเห็นได้ว่า งานวิจัยนี้จึงมี ผลดีทำให้มีการใช้พลังงานและทรัพยากรอย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพ สามารถลดต้นทุนการผลิตใน อุตสาหกรรม ซึ่งเป็นประโยชน์โดยตรงต่อการพัฒนาในเชิงเศรษฐกิจ องค์ความรู้ที่ได้ก็เป็นประโยชน์ต่อ การพัฒนาเทคโนโลยีที่ยั่งยืนเพื่อความเป็นอยู่ที่ดีของสังคม ลดภาวะโลกร้อน ลดมลพิษและลดผลกระทบ ต่อสิ่งแวดล้อม

บทที่ 3

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

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

3.1.1 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

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

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นแบบพุกๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

3.1.2 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวนสัมผัสของของไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวนสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวนสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวนสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความ

ต้นตอที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

3.1.3 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของ สิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่า สิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จนเกิดการกีดขวางการ ไหลหรือเกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกค้อนน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

3.1.4 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานทั่วไป จะเป็นที่พอใจของ ความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณีโดย เฉพาะ ถูก ออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือได้ช่วงอุณหภูมิและความดันตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนค่าสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุด อาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ในการ แลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่นถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial Cost) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน (Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมาเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยที่สุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของ อุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้นเพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรถูกแสดง และการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออก แบบที่

สามารถแปรผันได้ จนกระทั่งมาตรการที่เหมาะสมที่สุดถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิจากของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Spalding โครงร่างทั่วไปของลักษณะเด่นของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell and Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่นคอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อน และกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้านการออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดคือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวข้องกับการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน 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 และเพลนตันนัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่าสหสัมพันธ์ (Correlation)

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

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

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

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

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

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

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

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

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวพันเงื่อนไขที่เปิดเผยให้เห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิตถูกเลือกผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูงครีป, ความหนาครีป, ระยะห่างระหว่างครีป, ค่าการนำทางความร้อนครีป, ความยาวครีป, อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหา ลดลงจากการแก้ปัญหาของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง

3.2 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธีคือวิธีแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.2.1 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอดีด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

2. เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของ เหวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะ

เรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water preheater)

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน

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

5. เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไออีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่น หน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยองค์ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอที่ควบแน่นได้ ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7. เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่น ส่วนหนึ่งของไอที่ออกมาจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว

9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

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

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

จุดประสงค์ของตั้งแต่ (1) เครื่องระเหย จนถึง (5) เครื่องต้มซ้ำ คือการให้ความร้อนแก่ของไหล ส่วนจุดประสงค์ของ (6) เครื่องควบแน่น จนถึง (10) เครื่องทำให้เย็น คือการดึงเอาความร้อนออกจากของไหล อนึ่งจุดประสงค์ของ (11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือทั้งให้และดึงความร้อน แหล่งความร้อนที่นิยมใช้ในการให้ความร้อน คือไอน้ำ แต่ในบางครั้งแหล่งความร้อนอาจจะเป็นของเหลว เช่น

น้ำมันร้อน และน้ำร้อน เป็นต้น หรือเป็นก๊าซเฉื่อยอุณหภูมิสูง เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และก๊าซไนโตรเจน หรือเป็นก๊าซทิ้งที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง

โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรียอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลับ ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลับจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกลับหนึ่งหอกจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้นจึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.2.2 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสภาวะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสภาวะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลว ซึ่งเพียงแต่ถูกให้ร้อนขึ้นหรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดกับหอกลับ และน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น
2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Reboiler) ของหอกลับน้ำมัน 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

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

วิธีการแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

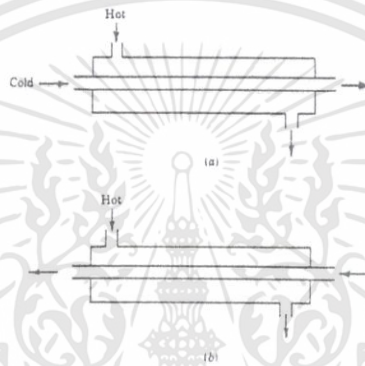
3.2.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

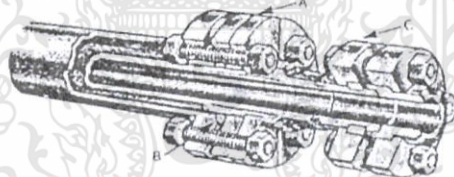
1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่ายๆ และราคาย่อมเยา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของเครื่องประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียด วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระจังดินเผา เซรามิค แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

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

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-Bend) ดังรูปที่ 3.1 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์핀 เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีบบนท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow

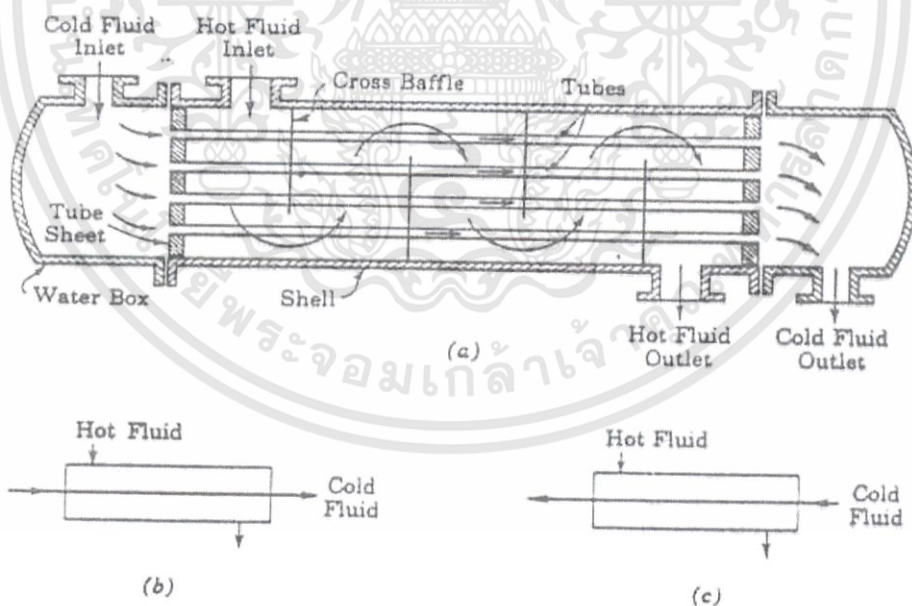


รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือนกันหลายๆชุดมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (parallel) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่ว่า เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้นเครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร

4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle, shell, front and rear end header, and baffles เป็นตัวใช้ในการสนับสนุน (support) tube ทำให้เพิ่มการเป็นปั่นป่วน หลักการเลือก baffles จะขึ้นกับช่องว่าง, อัตราการไหล (flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement และการไหลที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนภายในท่อ ลักษณะของชนิดของของไหลแบ่งเป็นหลายแบบเช่น 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 ไม่จำเป็นต้องติดครีบกาวเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ liquid to gas ครีบกาวจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tubes ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas-turbine, cryogenic gas-liquefaction system และ stell furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบกาวเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer

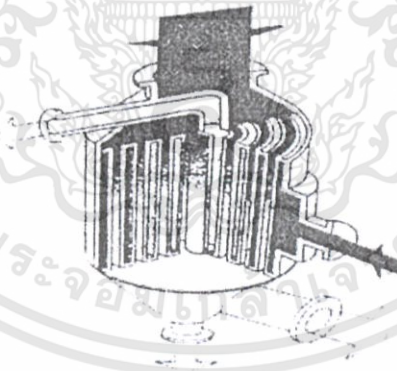


รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) Parallel flow (c) counter flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน เส้นทางการไหลภายในท่อ ประกอบด้วยท่อนอก ซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะ แลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเซลล์ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้ สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเซลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าไปในภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรง เพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของ ของไหลในเซลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืนมีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่ แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.4 โครงสร้างของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วย ท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็ก และยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายๆชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นที่ผิวที่ความร้อนหนี ออกจากเครื่องมีน้อยโดยโครงสร้าง นอกจากการผลิต การซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสีย อย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซ อื่นๆกลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป



รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เนื่องจากเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้น อย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนนํ้าระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบคือ

มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบ (Fin) โค้งเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced-Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อดีอย่างอื่นคือค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่่างไรก็ดีข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดังต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

8. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถึงเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือโครงสร้างเป็นแบบง่าย ๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังวางให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนอาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชุดท่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำความสะดวกภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้นของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรีออน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นคือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และส่วนเว้า ปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่นคือ สามารถถอดเป็นแผ่นๆออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ 1300-3500 kcal/m²hr°C ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg/cm² และ 150 องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับความดันสูง (high pressure) ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง 230 m²/m³ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆแผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ในภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)

10. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขานานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่เด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยืดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสมคือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

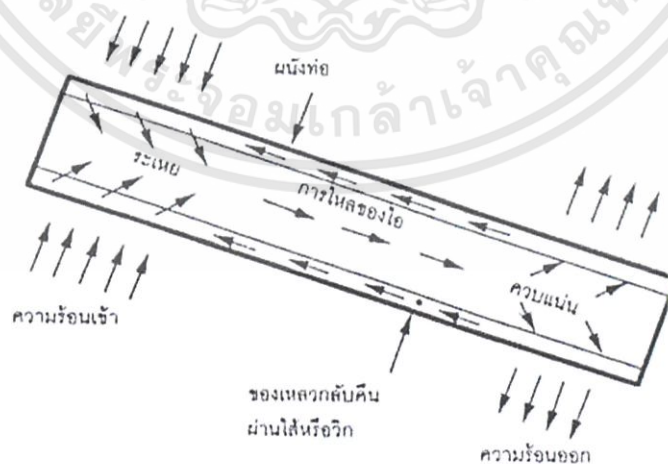
11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล๊อค ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อนผิดแผกกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล๊อคซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ ก็อนๆ เดียวโครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ

12. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่อง

แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย ft^2) กับปริมาตร (ในหน่วย ft^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า $1/4$ นิ้ว ร่วมกับครีป (Fin) หรือแผ่นโครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิดที่สกปรกน้อย

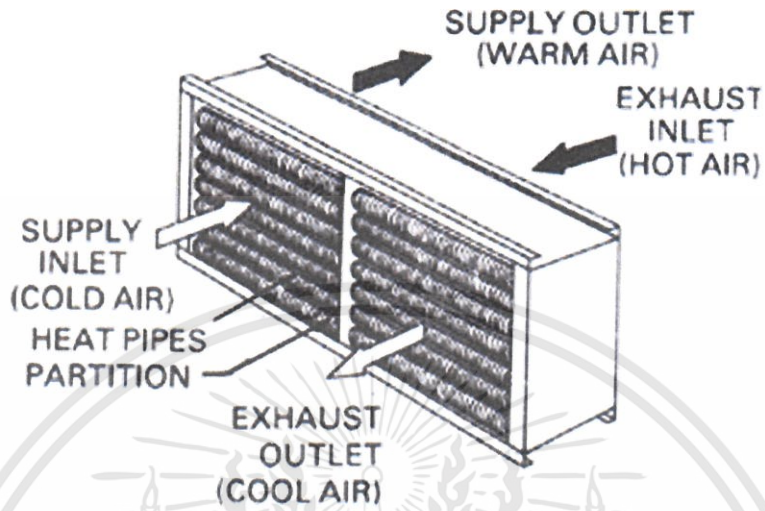
13. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไพป์ เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง และมีสมรรถนะสูง แม้ว่าผลต่างของอุณหภูมิจากแหล่งให้ความร้อน (heat source) และแหล่งรับความร้อน (heat sink) มีค่าน้อยกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไพป์ประกอบด้วยฮีทไพป์ ซึ่งเป็นท่อปิดผนึก ภายในบรรจุวิกซ์ (Wick) และของเหลวใช้งาน (Working Fluid) ที่ความดันสุญญากาศ

ลักษณะการทำงานของฮีทไพป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 3.5 กล่าวคือ เมื่อฮีทไพป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิกซ์ ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกซ์จะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอต่ำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปช่วงการระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกซ์ รูปที่ 3.6 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีทไพป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไพป์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

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

จุดเด่นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์มีดังต่อไปนี้

1. ไม่ต้องใช้แหล่งพลังงานเสริมในการใช้งาน ยกเว้นเครื่องเป่าลม หรือสูบของเหลว
2. อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้ แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน และแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 3.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ

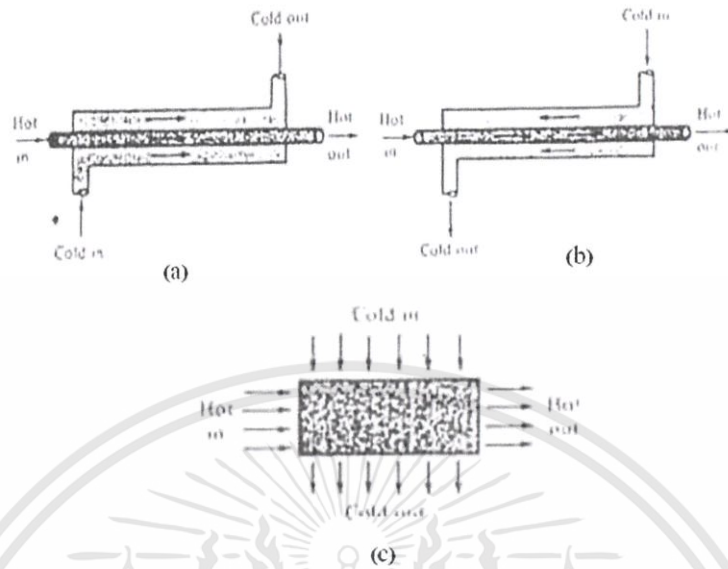
4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่นในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด, ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์, ในการอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ในการระบายความร้อนจากระบบเบรกของเครื่องบิน, เตาเผาขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นในอดีตมีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ กับอุปกรณ์ประเภทอื่นๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basuilis ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่างๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 3.2

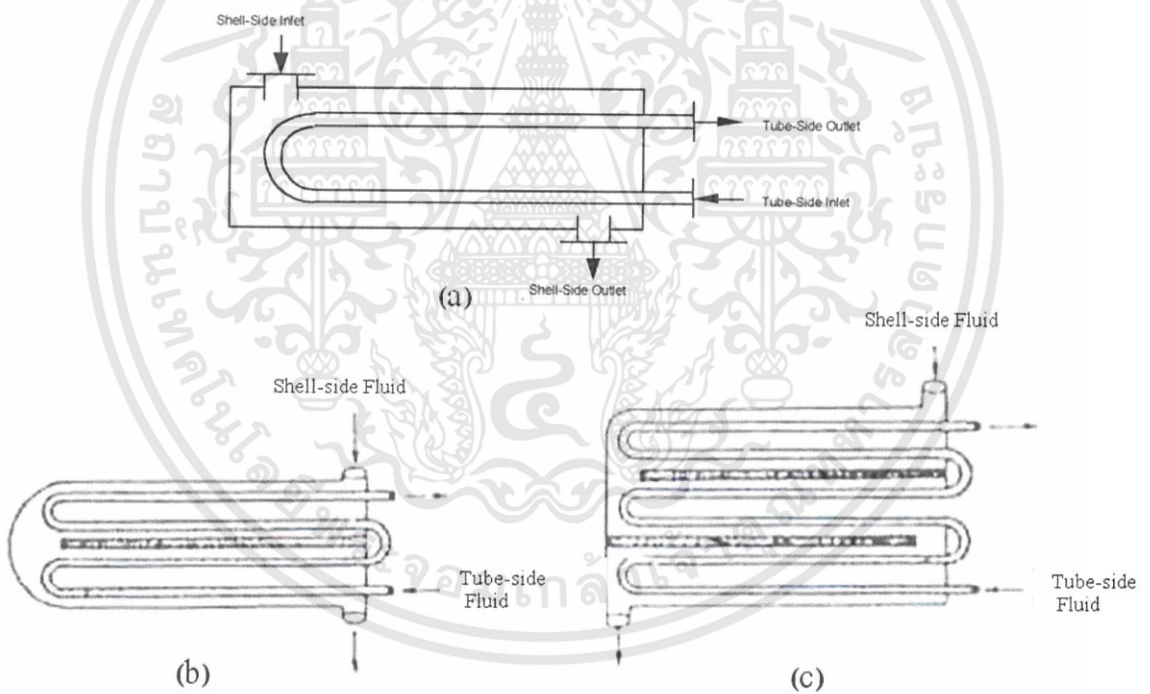
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การผุทะลุของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวิกค์ได้บางครั้ง วิกค์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทัน ของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

3.2.4 การแบ่งประเภทตาม Flow Arrangement

1. Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกัน ดังรูปที่ 3.7 (a)
2. Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 3.7 (b)
3. Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวาง ดังรูปที่ 3.7 (c)
4. Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ Heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multipassing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน



รูปที่ 3.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.5 การแบ่งประเภทตาม Transfer Process

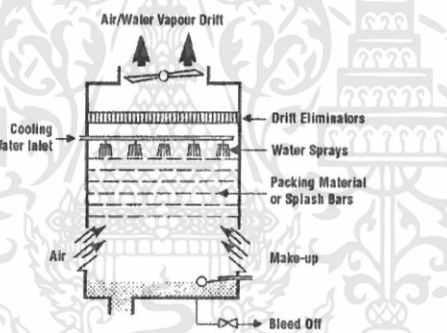
1. Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง in miscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)

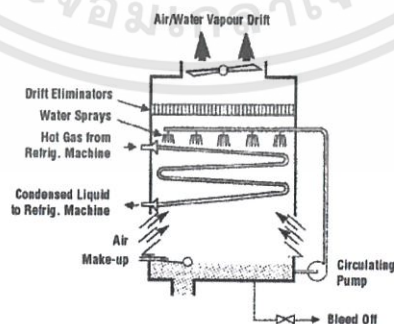
1.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 3.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปแบบ 3.10

2. Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



รูปที่ 3.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection



รูปที่ 3.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.6 การแบ่งประเภทตาม Compactness

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

บทที่ 4 ทฤษฎี

4.1 บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึง ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนซึ่งเป็นการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ (Forced convection for flow inside ducts) โดยอธิบายถึงกลศาสตร์การไหล สมดุลพลังงาน การถ่ายเทความร้อน สหสัมพันธ์การพาความร้อนในรูปแบบต่าง ๆ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (Thermal performance enhancement factor, TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณได้ที่กำลังขับเดียวกัน

4.2 กลศาสตร์ของไหล

การไหลภายในท่อมักมีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของชั้นขอบเขตการไหลไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขอบเขตการไหลก็จะก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้ เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (Fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านี้ เรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (Developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic entrance region

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกคร่อมจะเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัดลมโดยตรง โดยยิ่งความดันตกคร่อมมากก็จำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมากขึ้น

$$\text{จาก} \quad \dot{W}_{in} = \dot{V} \Delta p \quad (4.1)$$

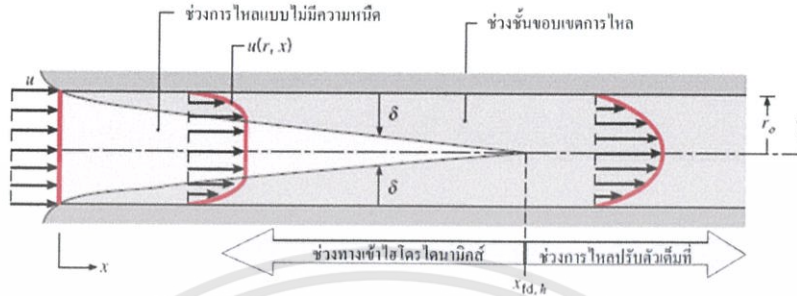
$$\text{และ} \quad \Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D} \quad (4.2)$$

เมื่อ Δp คือ ความดันตกคร่อมของของไหล

\dot{W}_{in} คือ การจ่ายกำลังให้พัดลม

4.2.1 สภาวะการไหล

พิจารณการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้นต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (Entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นการไหลแบบใดระหว่างการไหลแบบราบเรียบหรือการไหลแบบปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลภายในท่อกลมสามารถหาได้จาก

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \tag{4.3}$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

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

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

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \tag{4.4}$$

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

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

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

4.2.2 ความเร็วเฉลี่ย

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m แทน โดยนิยามว่า ความเร็วเฉลี่ย คือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

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

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า \dot{m} และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

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

เพราะว่าค่า \dot{m} อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

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

ดังนั้น สำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

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

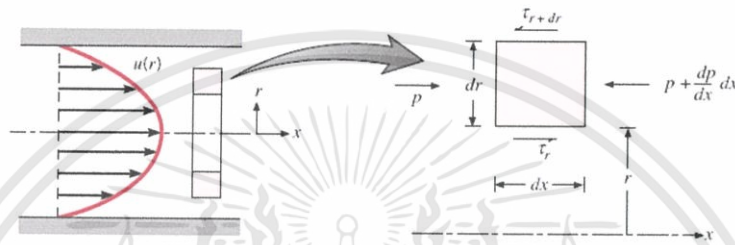
ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ที่ตำแหน่งนั้น

4.2.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้เฉพาะการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ แบบอัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่ของท่อกลม (สำหรับการไหลปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้น คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุก ๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์ $v = 0$ และ $(\partial u / \partial x) = 0$ ดังนั้นความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ r เท่านั้น $[u(x, r) = u(r)]$

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัมตามแนว x หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่ในท่อ

กลม
สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนแสดงในรูปที่ 3.2 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้ดังนี้

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

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

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

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

เพราะว่า dp/dx นั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (4.12) ได้

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

และ

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

จากเงื่อนไขที่ขอบ ได้ว่า $u(r_0) = 0$ และ $\partial u / \partial r|_{r=0} = 0$ จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (4.15)$$

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที จะเป็น พาราโบลา และสังเกตได้ว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน (dp/dx) ต้องเป็นลบเสมอ ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ (u_m) โดยแทนสมการ (4.15) ใน (4.9) แล้วอินทิเกรต จะได้

$$u_m = -\frac{r_0^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (4.16)$$

แทนสมการ (4.16) ใน (4.15) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (4.17)$$

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

4.2.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่

ในงานด้านวิศวกรรมทั่วไป จะให้ความสนใจเกี่ยวกับการเกิดความดันตกคร่อมในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อม หาได้โดยใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

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

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้ง เรียกว่า ตัวประกอบเสียดทานแผ่นผนัง ซึ่งนิยามว่า

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

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับทิศทางตรงกันข้ามแรงบนผิวของของไหล ดังนั้น ความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น $\tau_s = -\mu(du/dr)|_{r=r_0}$ ได้

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

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (4.21)$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 4.3 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิวเพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

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

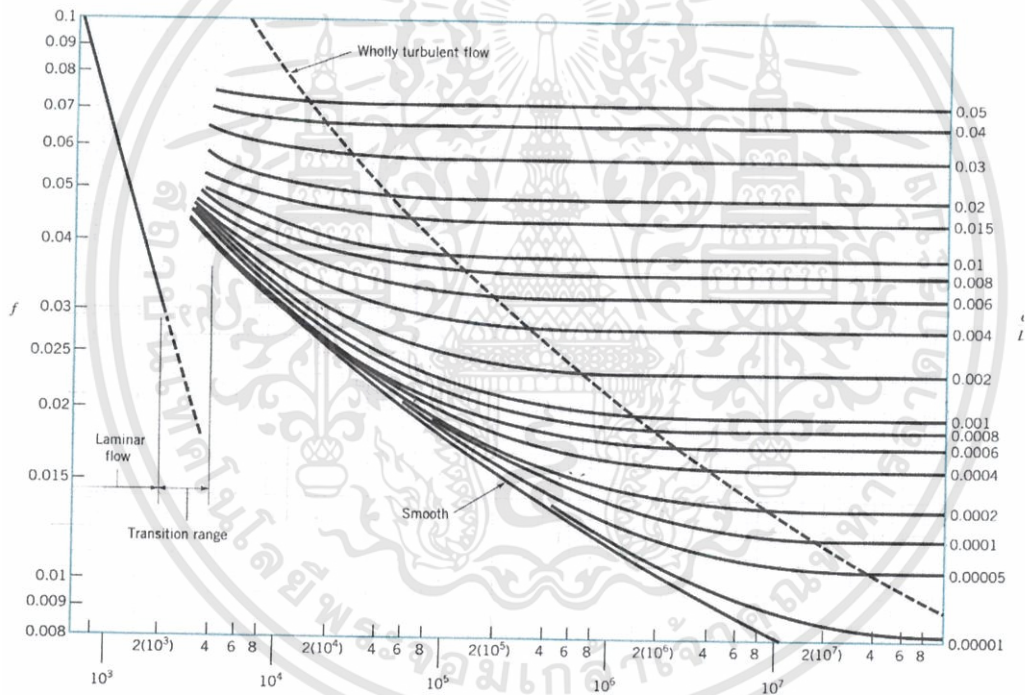
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตกคร่อม (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

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

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

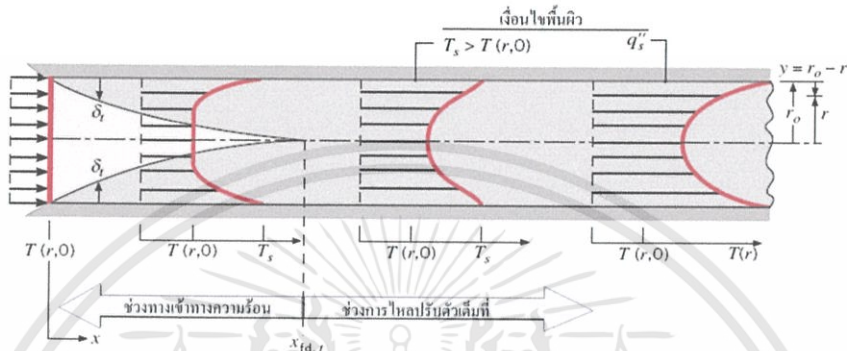


รูปที่ 4.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลม

4.3 การถ่ายเทความร้อน

การก่อดั้วของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม แสดงในรูปที่ 4.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนจะเริ่มตันก่อดั้วขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s =$

คงที่) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s'' = \text{คงที่}$) สภาวะที่ปรับตัวคงที่ของความร้อน (Thermally fully developed condition) ก็จะมีเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่จะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 4.4 การก่อตัวของชั้นขอบเขตทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

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

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (Entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (4.25) กับสมการของความเร็ว (4.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $\text{Pr} > 1$ ไฮโดรไดนามิกส์ชั้นขอบเขตการไหลขยายเร็วกว่าชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) และจะกลับกันถ้า $\text{Pr} < 1$ สำหรับค่า Pr สูง ๆ เช่น น้ำมัน ($\text{Pr} \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อน ในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมาก ๆ เช่น โลหะเหลว ($\text{Pr} \leq 0.05$) รูปร่างอุณหภูมิมักจะเป็นแบบปรับตัวเต็มที่ได้เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า $x_{fd,t}/D = 10$

4.3.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) โดยให้ความหมายได้ดังสมการ

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

สำหรับท่อกลม และเป็นกรไหลที่อัดตัวไม่ได้

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

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

นิวตัน พลิกซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใด ๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของ

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

ซึ่ง h เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ T_m เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

4.3.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหล ยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่อยากรู้คือเกิดภาวะ Thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ $(\partial u/\partial x) = 0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่ ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อน (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T/\partial x)$ ที่รัศมี r ใด ๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมา คือ รูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่ของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไข

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

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

เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ

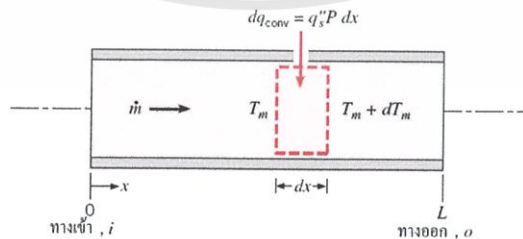
T คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (4.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี q_s'' คงที่หรือ T_s คงที่ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s'' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนแปลงสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

4.4 การสมดุลของพลังงาน

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



รูปที่ 4.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 4.5 และจากนิยามของ T_m จะได้

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

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

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

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

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

รูปของสมการ (4.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

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

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

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

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลขนัสเซลท์, Nu_D

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

เงื่อนไขความร้อนที่ผิว คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวครึ่ง

4.5 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่ ณ ตำแหน่งจุดใด ๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

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

พจน์ทางซ้ายมือของสมการ (4.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และพจน์ทางขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (4.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่ ในช่วงนี้การประมาณชั้นขอบเขตการไหลของความเร็วเป็นที่พอใจ นั่นคือ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ สำหรับกรณีของรูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การประมาณชั้นขอบเขตการไหลของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ $\partial^2 T/\partial x^2 = 0$ แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (4.37) ลดรูปเป็น

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

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

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln r + C_2 \quad (4.39)$$

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต C_1 และ C_2 หาจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

T ที่ $r = 0$ หรือ $(\partial T / \partial r = 0$ ที่ $r = 0)$ จะได้ $C_1 = 0$ และ $T(r_0) = T_s$ ที่ซึ่ง T_s แปรตาม x จะได้ $C_2 = T_s - (2u_m / \alpha)(dT_m / dx)(3r_0^2 / 16)$ ดังนั้นสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มทีและฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่จะได้การกระจายของอุณหภูมิในรูป

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_0^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_0} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (4.40)$$

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่น ๆ ก็สามารถหาได้ เช่น ถ้ารู้รูปร่างของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (4.15) และ (4.40) โดยแทนในสมการ (4.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง r จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left(\frac{u_m r_0^2}{\alpha} \right) \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (4.41)$$

จากสมการ

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

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

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

จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน สมการ (4.28) และ (4.42) ได้ว่า

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

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

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที ค่าเลขนัสเซิลท์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ Re_D , Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6 สหสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มทีในท่อกลมเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy [18]

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

แทน f จากสมการ (4.23) สมการของ Colburn เป็น

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

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

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

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\left[\begin{array}{l} 6,000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.5 \leq Pr \leq 120 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

สมการต่าง ๆ นี้จะใช้เพียงเฉพาะกรณีย่อย ๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่าง ๆ คิดที่ T_m สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมาก ๆ Seider และ Tate ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้










สำหรับ
$$\left[\begin{array}{l} 6,000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.7 \leq Pr \leq 10,000 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

โดยที่คุณสมบัติต่าง ๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาที่ T_w

4.7 สหสัมพันธ์การพาความร้อน สำหรับท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรม ส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผลเป็นความยาวเฉพาะ (Characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก

ตารางที่ 4.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มทีในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน

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

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), D_h

$$D_h = \frac{4A_c}{P_c} \tag{4.48}$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด

P_c คือ เส้นรอบรูปของหน้าตัดการไหล

เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น Re_D และ Nu_D สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ค่า Nu_D ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่ได้จากตารางที่ 4.1

4.8 การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ (P_o) เท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ (P_r)

$$\begin{aligned}
 P_o &= P_r \\
 (PQ)_o &= (PQ)_r \\
 \left[\left(\frac{f\rho L\bar{V}^2}{2D_h} \right) (\bar{V}A) \right]_o &= \left[\left(\frac{f\rho L\bar{V}^2}{2D_h} \right) (\bar{V}A) \right]_r \\
 (f\bar{V}^3)_o &= (f\bar{V}^3)_r \\
 (f Re^3)_o &= (f Re^3)_r \\
 \frac{f_o}{f_r} &= \frac{Re_r^3}{Re_o^3} \\
 \frac{Re_r}{Re_o} &= \left(\frac{f_o}{f_r} \right)^{1/3}
 \end{aligned}$$

$$\frac{Re_r}{Re_o} = \frac{1}{(f_r/f_o)^{1/3}}$$

$$Re_r = \frac{Re_o}{(f_r/f_o)^{1/3}} \quad (4.49)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนพิจารณาที่กำลังของพัคลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน

$$Nu = f(Re)$$

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

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

(4.50)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

5.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เทคนิคอากาศไหลแบบหมุนวนช่วยในการถ่ายเทความร้อน การไหลแบบหมุนวนได้ถูกนำมาใช้ในงานทางด้านอุตสาหกรรมเป็นจำนวนมาก การหมุนวนได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันของอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ การติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ และช่วยเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ ซึ่งการติดแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ผิวภายในท่อเป็นผลให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น สามารถนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ลดพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป็นผลให้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ถูกออกแบบมาเพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

5.2 การคำนวณ

5.2.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 25000$ ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุดจากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4A_c}{P} \\ &= \frac{4(4.5 \times 4.5 \times 10^{-4})}{2(4.5 + 4.5) \times 10^{-2}} \\ &= 0.045 \text{ m} \end{aligned}$$

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 318 K จะได้ $\rho = 1.099712 \text{ kg/m}^3$ และ $\mu = 1.913993 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$

จากสมการเรย์โนลด์นัมเบอร์

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 &= \frac{23000 \times 191.3993 \times 10^{-7}}{1.09971 \times 0.045} \\
 &= 8.97 \text{ m/s} \\
 \text{จากสมการ} \quad Q &= \bar{V} A_c \\
 &= 8.97 \times 0.045 \times 0.045 \\
 &= 0.0182 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 1.09 \text{ m}^3/\text{min}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้พัดลมมีอัตราการไหลมากกว่า 1.09 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

5.2.2 ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

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

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

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

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

$$\begin{aligned}
 \text{จากสมการ} \quad x_{fd} &= 30D_h \\
 &= 30 \times 0.045 \\
 &= 1.35 \text{ m}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลองมีความยาว 1.35 เมตร

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้

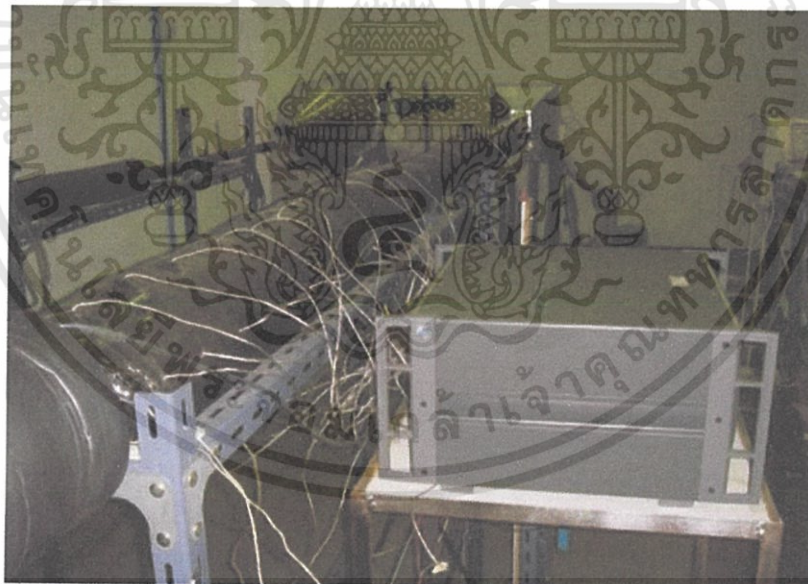
ขั้นตอนที่หนึ่ง	การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง
ขั้นตอนที่สอง	การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง
ขั้นตอนที่สาม	ขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

5.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาผลของมุมปะทะ ความสูง ระยะพิทช์ ทิศทางและการจัดวางแผ่นกัน ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลอง โดยมีรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ดังนี้

5.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกันแบบต่าง ๆ โดยแสดงในรูปที่ 5.1 การติดตั้งแผ่นกัน จะทำการสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อในส่วนทดสอบและเปรียบเทียบผลการทดลองกับท่อผนังเรียบ

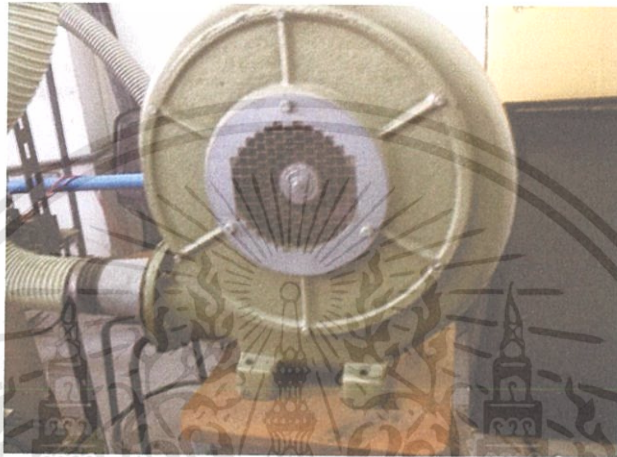


รูปที่ 5.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

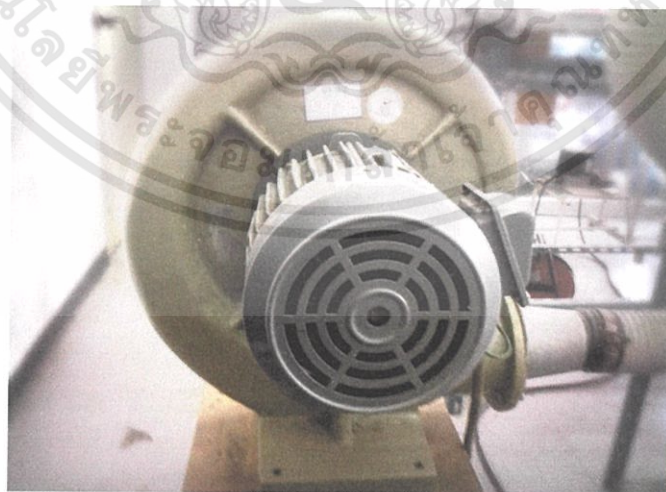
5.3.2 แหล่งจ่ายอากาศ

แหล่งจ่ายอากาศ ใช้พัดลม(High-pressure blower) MODEL TB-150 เป็นแบบพัดลม หอยโข่งแรงดันสูง ขนาด1.5 กิโลวัตต์ หรือ2 HP ใช้กระแสไฟฟ้า380 V ความดัน700 mm.Aq แสดงใน รูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 พัดลมแรงดันสูง(High-pressure blower)

มอเตอร์(Motor) เป็นต้นกำลังในการขับพัดลม ขนาด1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A แสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 มอเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อินเวอร์เตอร์(Inverter) Omron Inverter, 3G3JX-A4037, 380-480V 3PHASE 3.7kw 5HP เป็นอินเวอร์เตอร์แบบปรับความถี่(Frequency Inverter) ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อน ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 5.4



รูปที่ 5.4 Inverter

5.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

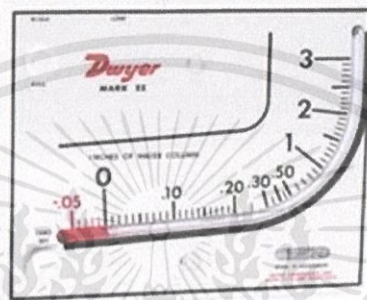
Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ ติดตั้งที่ทางเข้าชุดทดลองระหว่างพัดลมและถังพักลม ดังแสดงในรูปที่ 5.13 (แผนผังของชุดทดลอง) ในการสร้างอุปกรณ์Orifice meter ได้สร้างตามมาตรฐานของJIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762 ทำจากแผ่นเหล็กความหนา 5 มิลลิเมตร โดยออริฟิซออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหน้า 47 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหลัง 51 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.5 Orifice meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง(Inclined manometer) รุ่นMark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลังOrifice meter เพื่อใช้หาอัตรากาไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับred gage oil (specific gravity = 0.826) แสดงในรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง(Inclined manometer)

5.3.4 ถังพักลม (Settling tank)

ถังพักลม เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศ จากท่อกลมมาเป็นท่อสี่เหลี่ยม เพื่อให้จัดเรียงและปรับสภาพการไหลอากาศ ให้เกิดการปั่นป่วนน้อยสุดก่อนเข้าสู่ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ขนาดความกว้าง380 มิลลิเมตร ความยาว450 มิลลิเมตร และความสูง380 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่5.7



รูปที่ 5.7 ถังพักลม (Settling tank)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.5 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์

แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ(AC power supply) ใช้เครื่องปรับความต่างศักย์ไฟฟ้า รุ่นTDGC 2-3 kVA CAPACITY: 3,000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ในการควบคุมความต่างศักย์ที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่5.8



รูปที่ 5.8 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ(AC power supply)

5.3.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data acquisition system, Fluke 2650A เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูล (Recorder) โดยแสดงผลอุณหภูมิผ่านทางหน้าจอของตัวเครื่องเองและส่งสัญญาณแสดงผลมาทางคอมพิวเตอร์ผ่านทาง software สามารถแสดงค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด40 ค่า มีตลับนิยม6 ตำแหน่ง ซึ่งถือได้ว่ามีความละเอียดสูงมาก การใช้งานโดยเชื่อมต่อเครื่องเข้ากับเทอร์โมคัปเปิล ทั้งหมด30 ตัว เพื่อแสดงผลและเก็บข้อมูลอุณหภูมิผิว28 ตำแหน่ง ทั้ง4 ด้านของท่อจัตรัส อุณหภูมิทางเข้าและทางออกส่วนทดสอบ2 ตำแหน่ง แสดงในรูปที่5.9



รูปที่ 5.9 เครื่องเก็บข้อมูล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เทอร์โมคัปเปิล(Thermocouple) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวส่วนทดสอบ อุณหภูมิที่ทางเข้า และอุณหภูมิที่ทางออก แสดงในรูปที่ 5.10 โดยเทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K จำนวน 28 ตัวเพื่อวัดอุณหภูมิผิวทั้งหมด 28 ตำแหน่งและเทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt100 จำนวน 2 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบแบบ RTD Pt100 แบบชนิด K



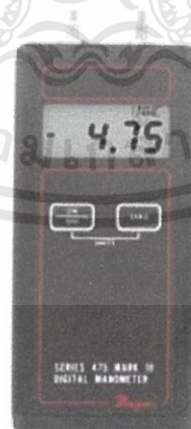
แบบ RTD Pt100

แบบชนิด K

รูปที่ 5.10 เทอร์โมคัปเปิล

5.3.7 เครื่องวัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม(Differential pressure gages) รุ่น Dwyer 475 Mark III ช่วงการใช้งาน 0-10.00 IN W.C. (0-2.49 kPa) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างส่วนทดสอบ แสดงในรูปที่ 5.11



รูปที่ 5.11 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

เครื่องวัดความเร็วของอากาศ(Vane-type Anemometer) รุ่น445 ยี่ห้อTESTO เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกของชุดออริฟิส ใช้ในการสอบเทียบ(Calibration) ความเร็วลมในการทดลอง แสดงในรูปที่5.12

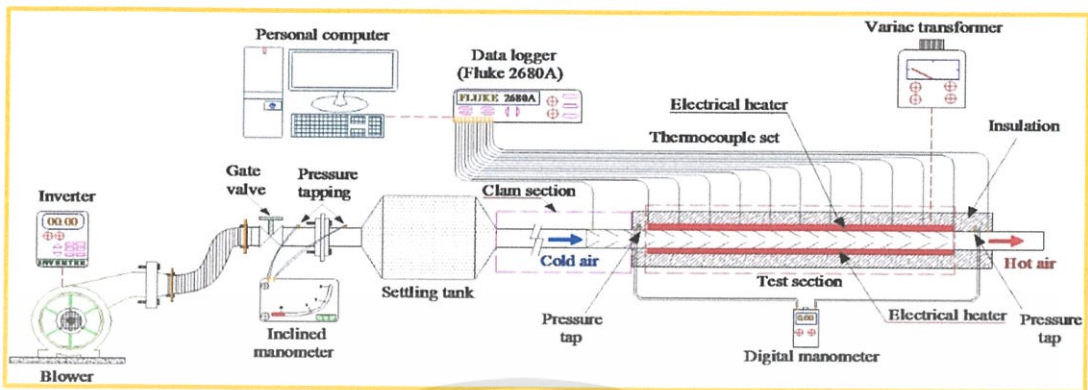


รูปที่ 5.12 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ(Vane-type Anemometer), TESTO 445

5.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

5.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่และอุปกรณ์การทดลองต่าง ๆ แสดงในรูปที่5.13 อากาศ เป็นของไหลทดสอบในส่วนของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ถูกส่งตรงเข้าสู่ระบบโดยพัดลมความดันสูง(High-pressure blower) ขนาด1.5 kW โดยท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน7 มิลลิเมตร ใช้เชื่อมต่อระหว่างพัดลมกับถังพักลม(Settling tank) โดยมีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ต้องการไว้ อัตราการไหลของอากาศในระบบถูกวัดโดยใช้แผ่นออริฟิส ถูกสอบเทียบค่ามาก่อนโดยใช้Hot wire และVane-type Anemometers (Testo 445) ความดันตกคร่อมออริฟิส วัดโดยใช้Inclined manometer

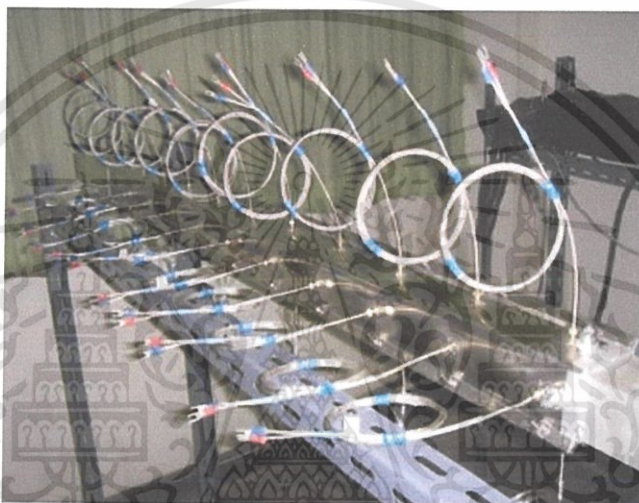


รูปที่ 5.13 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

โครงสร้างของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ความยาว 3,000 มิลลิเมตร ทน 3 มิลลิเมตร มีความกว้างและความสูงของท่อ 45 มิลลิเมตร, ส่วนทดสอบ ความยาว (L) = 1,000 มิลลิเมตร ซึ่งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา (t) 0.3 มิลลิเมตร โดยทำการติดตั้งตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อทดสอบ

พัดลม (Blower) ขนาด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดการไหลของอากาศ, Control valve ควบคุมอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่ส่วนทดสอบ, Orifice meter ใช้สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลอง, Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน โดยการอ่านค่าจากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer, Settling tank ซึ่งมีหน้าที่จัดระเบียบการไหลของอากาศให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด, ช่องขนานปรับสภาพการไหล เพื่อให้อากาศที่ไหลก่อนเข้าสู่ชุดทดลองมีลักษณะเป็น Fully develop และไหลเข้าส่วนทดสอบ, แผ่นช่องขนานถูกทำให้ร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 2,000 วัตต์ ติดตั้งที่แผ่นด้านบนของช่องขนาน, แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) แบบปรับค่าโวลต์เตจ TDGC 2-3 KVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลต์เตจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด, Data Logger FLUKE 2650A เป็นอุปกรณ์เก็บและแสดงข้อมูลอุณหภูมิ 28 ตำแหน่ง ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของผนังทดสอบทั้งสี่ด้านของผนัง เชื่อมต่อข้อมูลจากเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสาย 1.5 มิลลิเมตร, อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออก 2 ตำแหน่ง ใช้เทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt 100 ติดตั้งที่ก่อนถึงส่วนทดสอบ 80 มิลลิเมตรและด้านหลังส่วนทดสอบ 10 มิลลิเมตร เพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและทางออก, เครื่องวัดความดันตกคร่อม TESTO 350-M/XL เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้าและตำแหน่งทางออกของส่วนทดสอบ, คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูลที่รับจาก Data Logger และเครื่องวัดความดันตกคร่อม โดย

ส่วนทดสอบต้องมีการหุ้มฉนวนกันความร้อนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนจากแผ่นฮีตเตอร์ออกสู่บรรยากาศภายนอกเพื่อที่จะกำหนดความคลาดเคลื่อนของการวัดข้อมูลที่ได้จากการทดลอง กำหนดโดยความคลาดเคลื่อนในการคำนวณอ้างอิงจาก เอกสาร[44] ค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดสำหรับพารามิเตอร์ไร้นหน่วย $\pm 5\%$ สำหรับเลขเรย์โนลด์, $\pm 5\%$ สำหรับเลขนัสเซลท์และ $\pm 10\%$ สำหรับความเสียดทานความคลาดเคลื่อนในการวัดความเร็วในแนวแกนประมาณน้อยกว่า $\pm 7\%$ และความดันมีความคลาดเคลื่อนประมาณ $\pm 5\%$, ส่วนความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิของผนังท่อประมาณ $\pm 0.5\%$



รูปที่ 5.14 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล

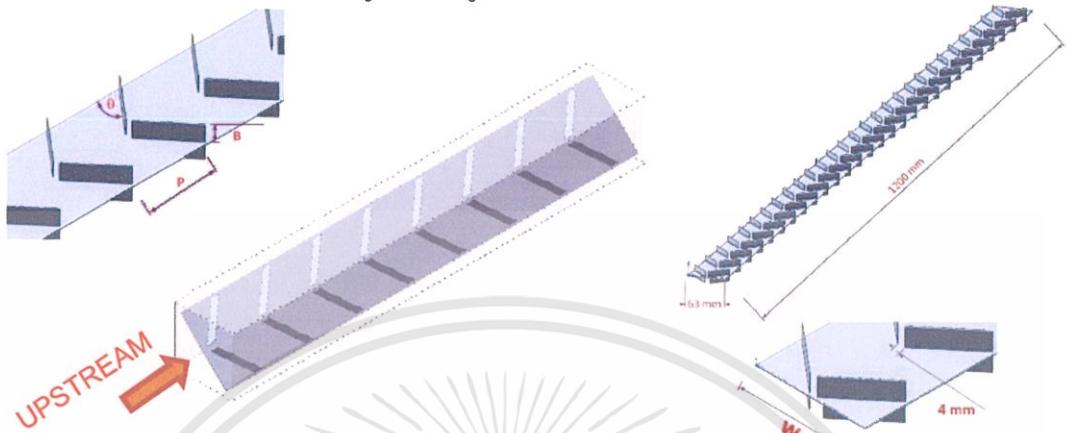
5.4.2 ลักษณะการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่

งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่โดยติดตั้งตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ติดตั้งชี้ทวนทิศทางการไหล (upstream) และติดตั้งชี้ตามทิศทางการไหล(downstream) โดยศึกษาอิทธิพลของการจัดวาง, มุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของแผ่นกัน สามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วนคือ

ส่วนที่ 1 แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่รูปปีกสี่เหลี่ยมคู่ โดยติดตั้งปลายปีกชี้ทวนทิศทางการไหล(upstream) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตช์ของปีกสี่เหลี่ยมคู่ มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ($B/H=BR$) = 0.1, 0.15 และ 0.2 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ ($P/H=PR$) = 1 และ 1.5 มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ติดตั้งบนแผ่นบางทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นบาง โดยแผ่นบางมีความกว้างและความยาวเท่ากับ 60 มิลลิเมตร และ 1,200 มิลลิเมตร ตามลำดับ

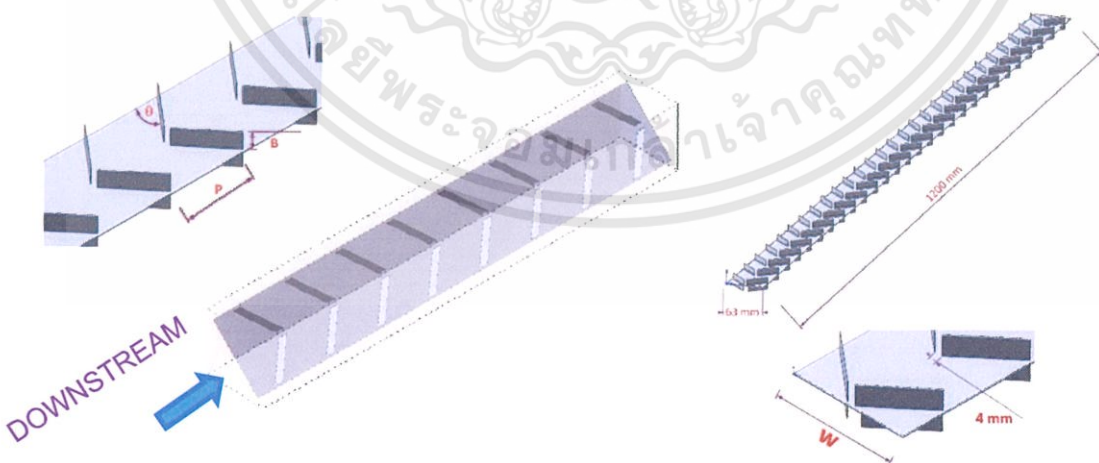
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับปีกสี่เหลี่ยมคู้และแผ่นบางที่ใช้เป็นตัวติดตั้งถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา(t) เท่ากับ0.3 มิลลิเมตร โดยแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้แสดงในรูปที่5.15



รูปที่ 5.15 ส่วนทดสอบของการศึกษา แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ upstream และวิธีการติดตั้งในท่อ จัตุรัส

ส่วนที่ 2 แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้รูปปีกสี่เหลี่ยมคู้ โดยติดตั้งปลายปีกชี้ตามทิศทางการไหล (downstream) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะ, ความสูง และระยะพิตซ์ของปีกสี่เหลี่ยมคู้ มีอัตราส่วน ความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ($B/H=BR$) = 0.1, 0.15 และ0.2 อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ ($P/H=PR$) = 1 และ1.5 มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ติดตั้งบนแผ่นบางทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่น บาง โดยแผ่นบางมีความกว้างและความยาวเท่ากับ 60 มิลลิเมตร และ1,200 มิลลิเมตร ตามลำดับ สำหรับปีกสี่เหลี่ยมคู้และแผ่นบางที่ใช้เป็นตัวติดตั้งถูกสร้างจากแผ่นอะลูมิเนียม มีความหนา(t) เท่ากับ0.3 มิลลิเมตร โดยแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้แสดงในรูปที่5.16



รูปที่ 5.16 ส่วนทดสอบของการศึกษา แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ downstream และวิธีการติดตั้งในท่อ จัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5 วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส
2. เปิดสวิทช์พัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับอินเวอร์เตอร์เพื่อปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ออกแบบไว้ โดยดูอัตราการไหลของอากาศในระบบจากค่าความดันตกคร่อมแผ่นออริฟิสและอ่านค่าจาก Inclined manometer
3. วัดค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ ที่ความเร็วลมทั้ง 10 ระดับตามที่ออกแบบไว้ จากนั้นปรับความเร็วลมที่ค่าความเร็วลมค่าแรกของการทดสอบ
4. เปิดสะพานไฟจ่ายไฟให้กับแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ ปรับค่าความต่างศักย์แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับจ่ายไฟให้กับแผ่นฮีตเตอร์ เพื่อให้ความร้อนกับผิวท่อด้วยเงื่อนไขพลั๊กซ์ความร้อนคงที่
5. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ทั้ง 30 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิวทดสอบ 28 ตำแหน่งและอุณหภูมิทางเข้าและทางออก 2 ตำแหน่ง ให้อุณหภูมิคงที่ แล้วทำการบันทึกผล อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ
6. ปรับอินเวอร์เตอร์เพื่อเพิ่มความเร็วลมที่อัตราการไหลต่อไป แล้วทำการบันทึกผลอุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบต่อไปจนครบทั้ง 10 ระดับ ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วงตั้งแต่ $Re = 4,200$ ถึง $26,000$
7. เปลี่ยนแผ่นกันทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 6 ตามลำดับ เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ ตามค่าความเร็วลมที่ออกแบบไว้ทั้ง 10 ระดับ
8. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซิลท์ ค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากนั้นนำข้อมูลแต่ละกรณีมาสร้างสมการสหสัมพันธ์ เพื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองว่ามีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วงใด

บทที่ 6

ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

6.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่สอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ติดตั้งปีกสี่เหลี่ยมคู่ทั้งด้านบนและด้านล่างของแผ่นทึบ เพื่อศึกษาอิทธิพลของความสูง ระยะพิตช์ และมุมปะทะของครีบ โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น

1. ทวนสอบท่อผนังเรียบ เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันที่ได้กับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้

2. แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.1, 0.15$ และ 0.2 อัตราส่วนระยะพิตช์ครีบต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 , มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° เพื่อศึกษาอิทธิพลของความสูง, ระยะพิตช์ และมุมปะทะปีกสี่เหลี่ยมคู่

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซลท์(Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน(f) จากนั้นเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบ และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน(TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังซับซ้อนเดียวกันดังต่อไปนี้

6.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ

การทดลองนี้ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของท่อผนังเรียบในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบเสียดทาน (f) ตามลำดับ เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski สำหรับ Nu ถัดมาสหสัมพันธ์ของ Blasius และของ Petukhov สำหรับ f เอกสารอ้างอิง [18-21] ในช่วงการไหลปั่นป่วน

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{สำหรับการให้ความร้อน} \quad (6.1)$$

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)(Pr^{2/3}-1)} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (6.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สหสัมพันธ์ของ Blasius,

$$f = 0.316\text{Re}^{-0.25} \quad (6.3)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov,

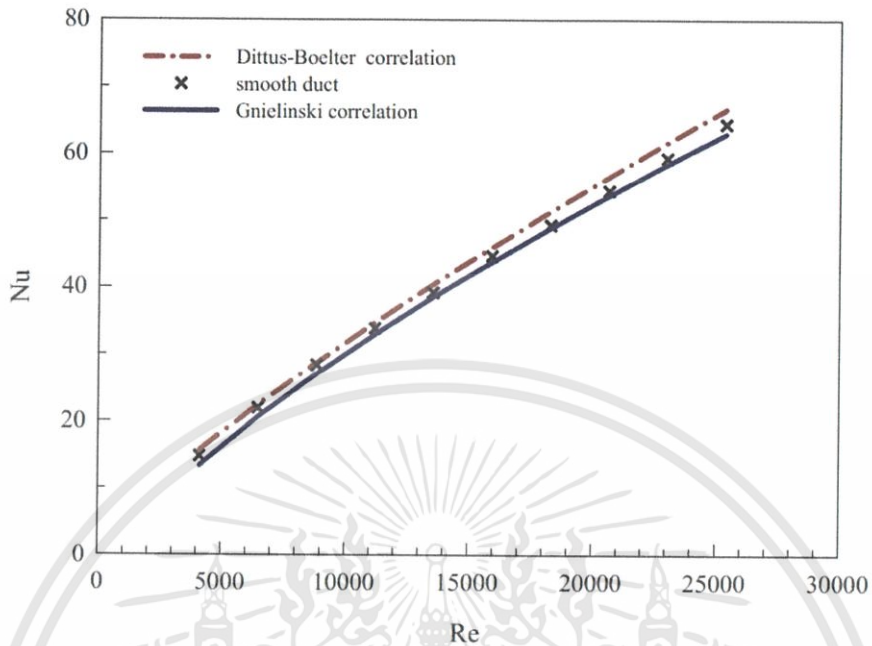
$$f = (0.79 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq \text{Re} \leq 5 \times 10^6 \quad (6.4)$$

6.2.1 เลขนัสเซลท์

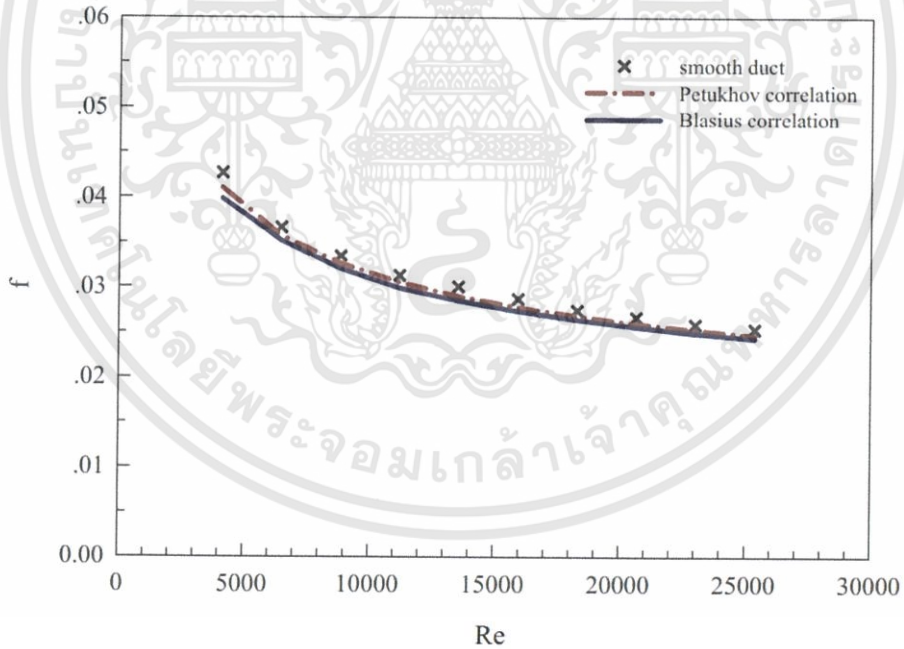
ในรูปที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ของ Nu กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่า Nu เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่า Nu จากการทดลองกับค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า Nu จากผลการทดลอง มีค่าน้อยกว่าค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และมีค่ามากกว่าค่า Nu จากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski โดยค่า Nu จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 2.8% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.5% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski ที่ใช้หาค่า Nu สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผนังเรียบ

6.2.2 ตัวประกอบความเสียดทาน

ในรูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ของ f กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่า f ลดลงเล็กน้อยเมื่อ Re เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่า f จากการทดลองและค่า f จากสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius พบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่า f จากการทดลองมีค่ามากกว่าค่า f จากสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius โดยค่า f จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.1% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.6% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ที่ใช้หาค่า f สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผิวเรียบ



รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีท่อผิวเรียบ



รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re กรณีท่อผิวเรียบ

ผลการทดลองท่อผนังเรียบ ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่น่าเชื่อถือและได้รับความนิยมโดย Nu จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 2.8% และ 3.5% สำหรับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Gnielinski

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามลำดับ ส่วน f จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.1% และ 3.6% สำหรับสหสัมพันธ์ของ Petukhov และของ Blasius ตามลำดับ ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10% ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มีความเชื่อถือได้

6.3 แผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่

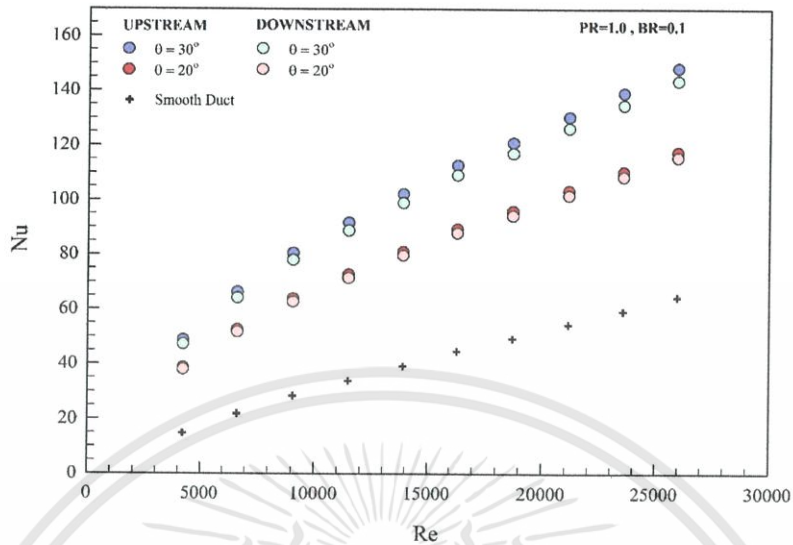
เป็นการออกแบบและศึกษาลักษณะการจัดวางปีกสี่เหลี่ยมคู่แบบต่างๆ โดยใช้ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.1, 0.15$ และ 0.2 อัตราส่วนระยะพิชต์ครีบต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 , มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° ตามลำดับเพื่อเพิ่มค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

6.3.1 อิทธิพลของมุมปะทะ

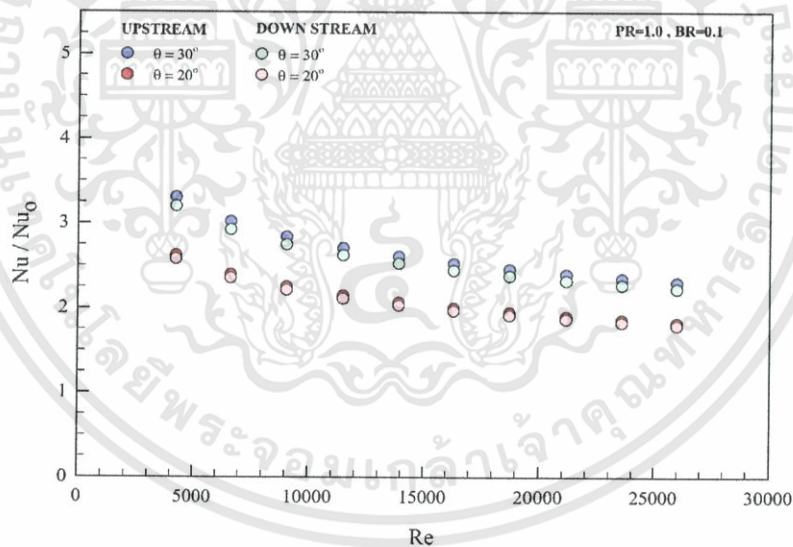
1. อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 1.0, BR = 0.10$

ในรูปที่ 6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนีสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนีสเซลล์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มี มุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนีสเซลล์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนีสเซลล์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนีสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนีสเซลล์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าเลขนีสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 2.65 เท่าและ 2.10 เท่าตามลำดับ



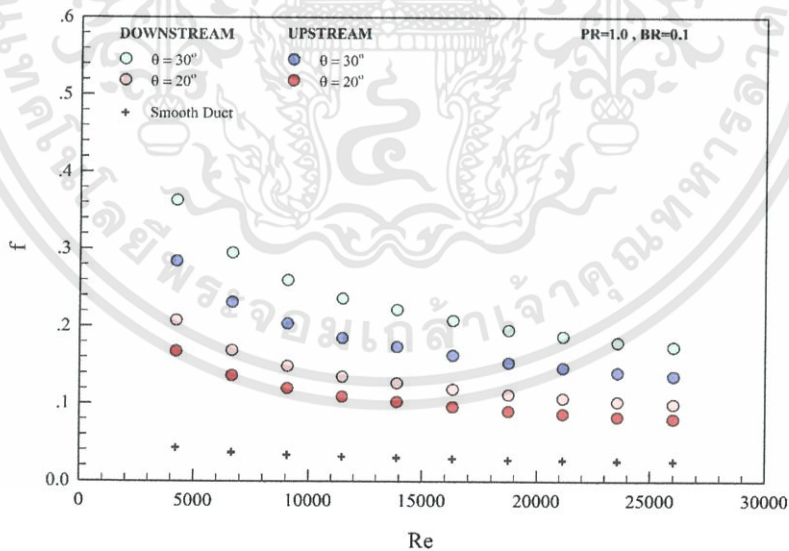
รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$



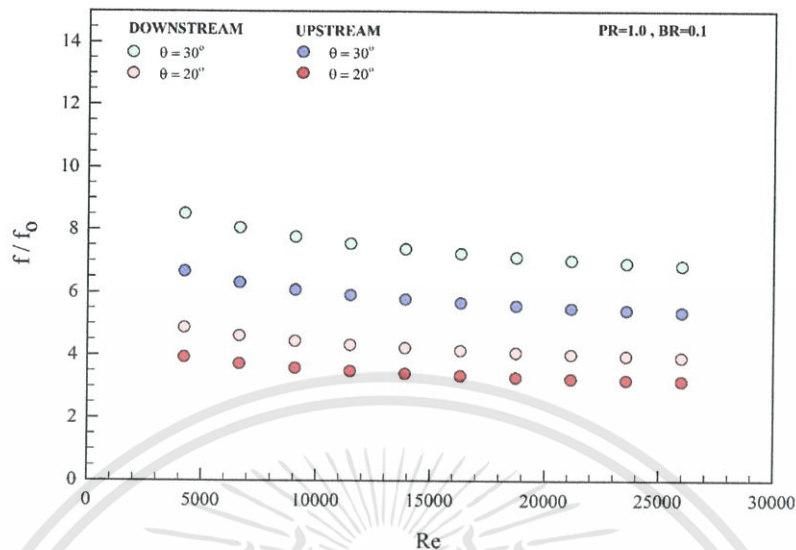
รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$

ในรูปที่ 6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มี มุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 7.43 เท่า และ 4.25 เท่าตามลำดับ

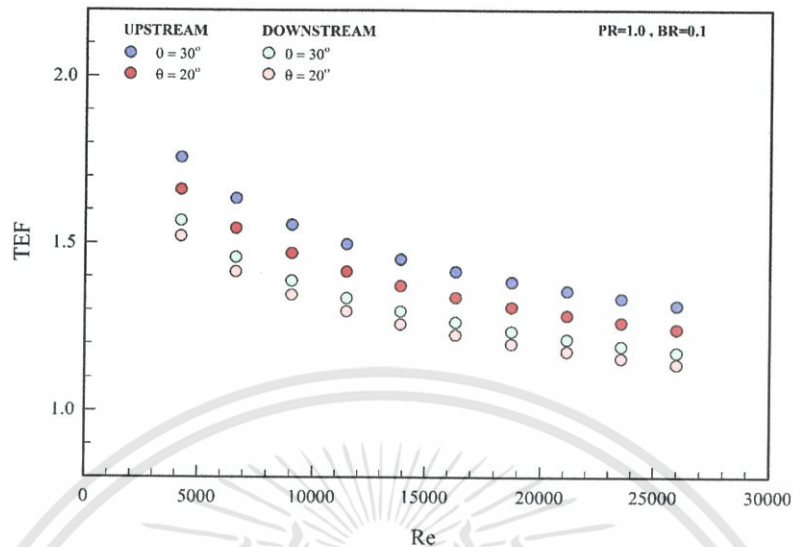


รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$



รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ BR = 0.10

ในรูปที่ 6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู้ต่อความสูงท่อ BR = 0.10 จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.47 เท่า และ 1.39 เท่าตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู้ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

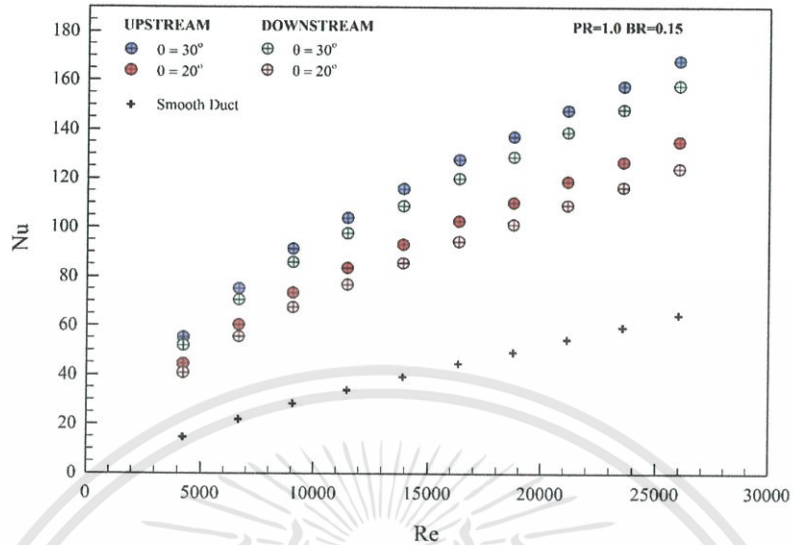


รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$

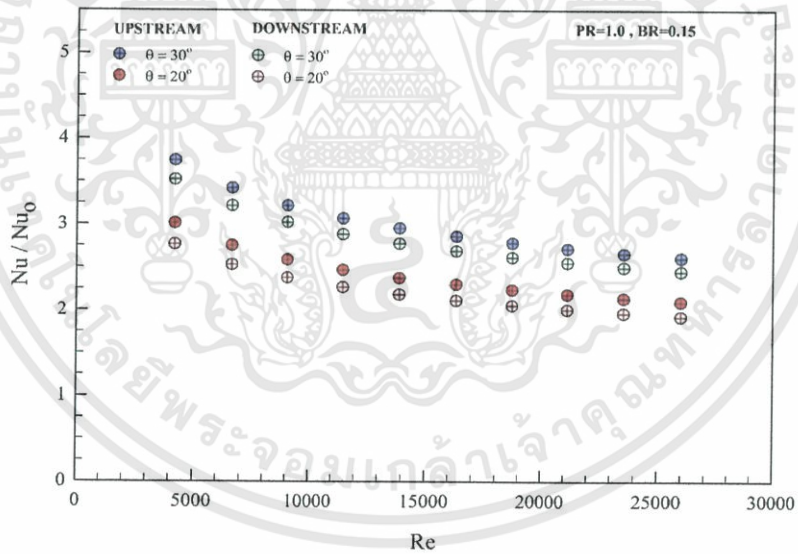
2. อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 1.0, BR = 0.15$

ในรูปที่ 6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 3.00 เท่าและ 2.41 เท่าตามลำดับ



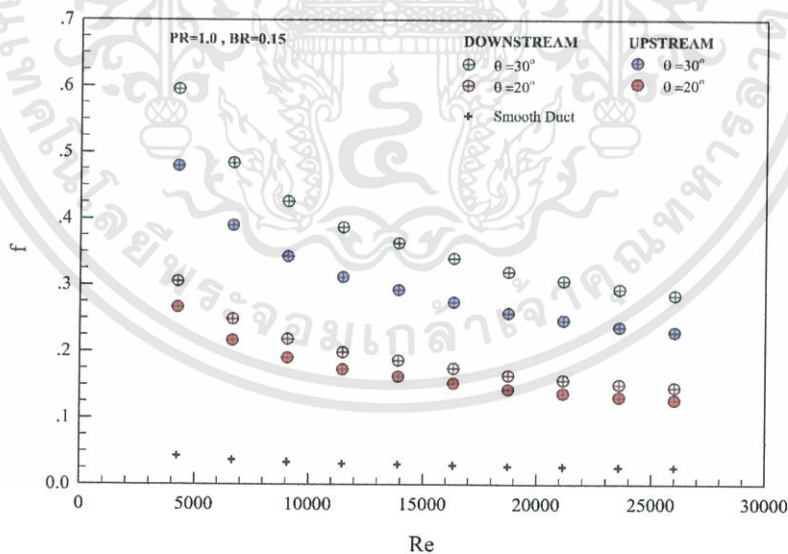
รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15



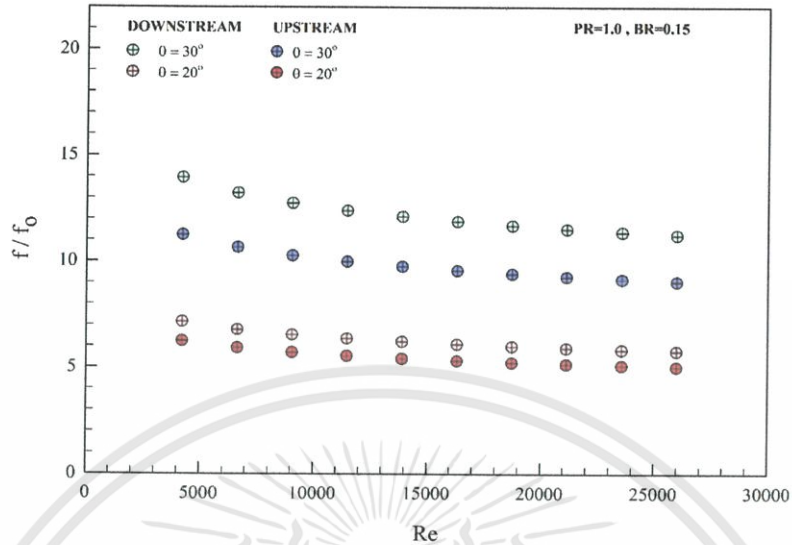
รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15

ในรูปที่ 6.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคี่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มี มุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคี่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 12.19 เท่า และ 6.25 เท่าตามลำดับ

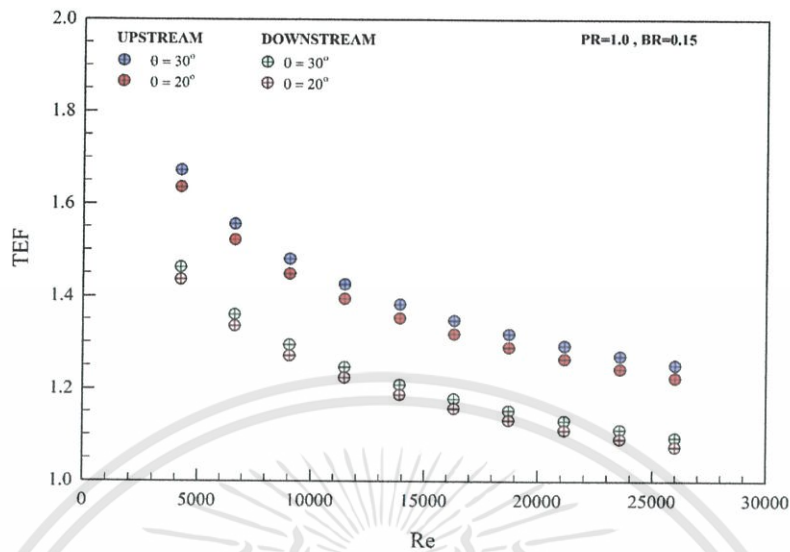


รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคี่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$



รูปที่ 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15

ในรูปที่ 6.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15 จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.40 เท่า และ 1.37 เท่าตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

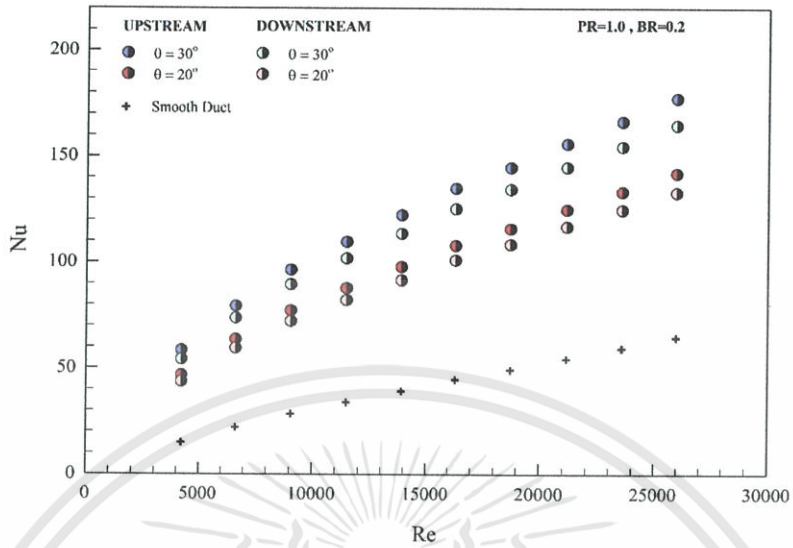


รูปที่ 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$

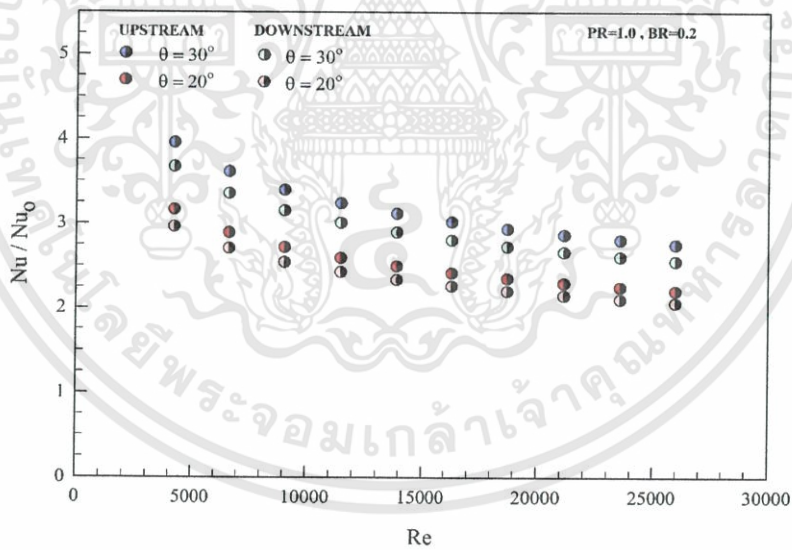
3. อิทธิพลของมุมปะทะที่ $PR = 1.0$, $BR = 0.20$

ในรูปที่ 6.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 3.16 เท่าและ 3.01 เท่าตามลำดับ



รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20

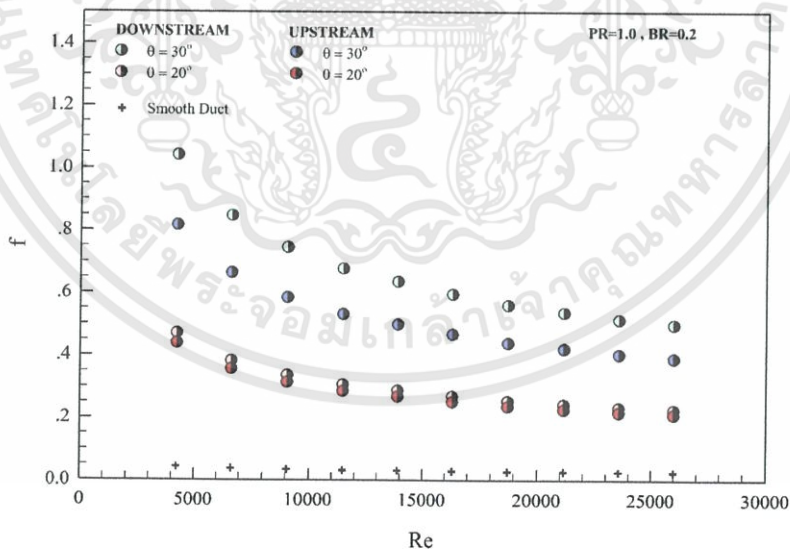


รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20

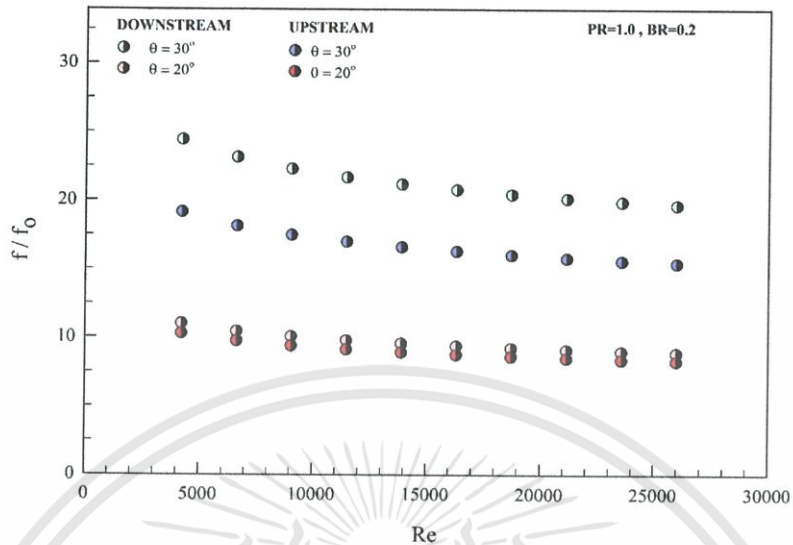
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 6.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์-โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มี มุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 21.34 เท่า และ 16.73 เท่าตามลำดับ

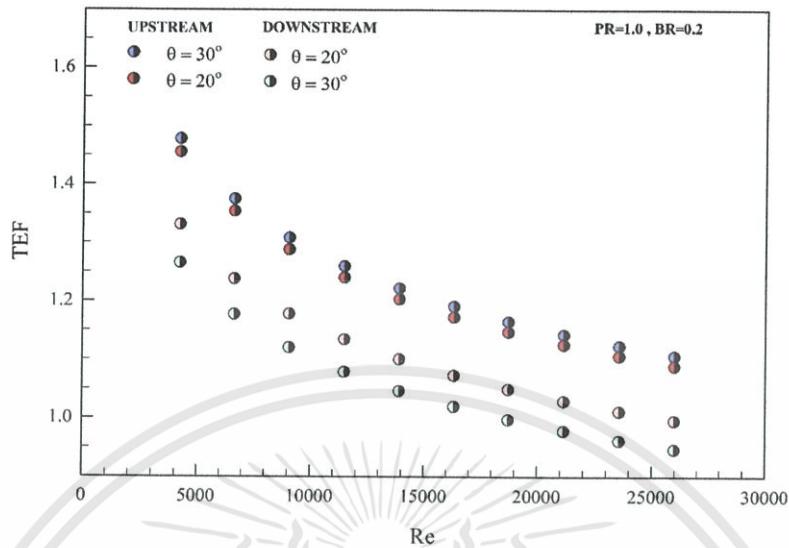


รูปที่ 6.15 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$



รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$

ในรูปที่ 6.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ โดยท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ และ 20° มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 1.23 เท่า และ 1.21 เท่าตามลำดับ



รูปที่ 6.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$

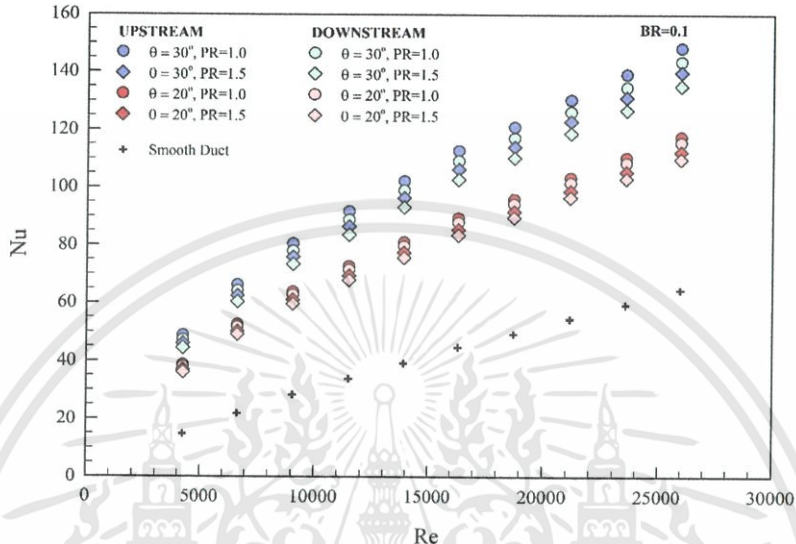
6.3.2 อิทธิพลของระยะพิตช์

1. อิทธิพลของระยะพิตช์ที่ $BR = 0.10$

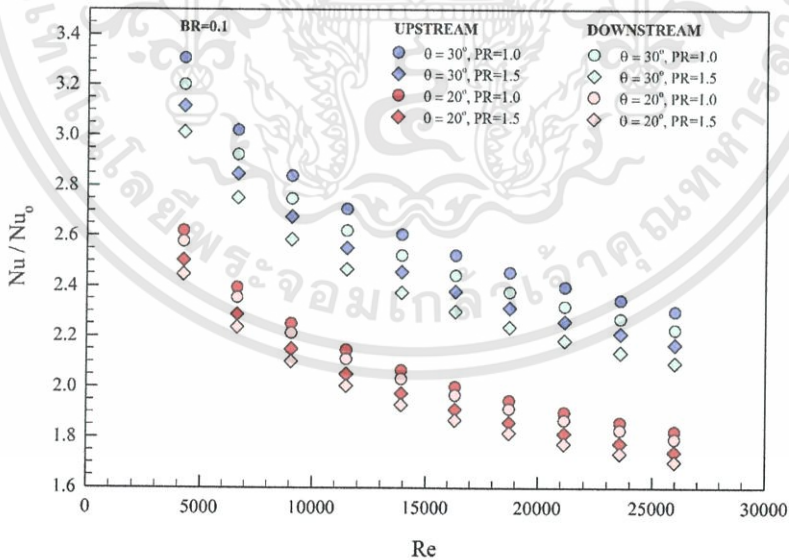
ในรูปที่ 6.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 2.65 และ 2.45 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุม

ปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่านัสเซลล์ที่เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 2.10 และ 2.00 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และ 1.5 ตามลำดับ



รูปที่ 6.18 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.10

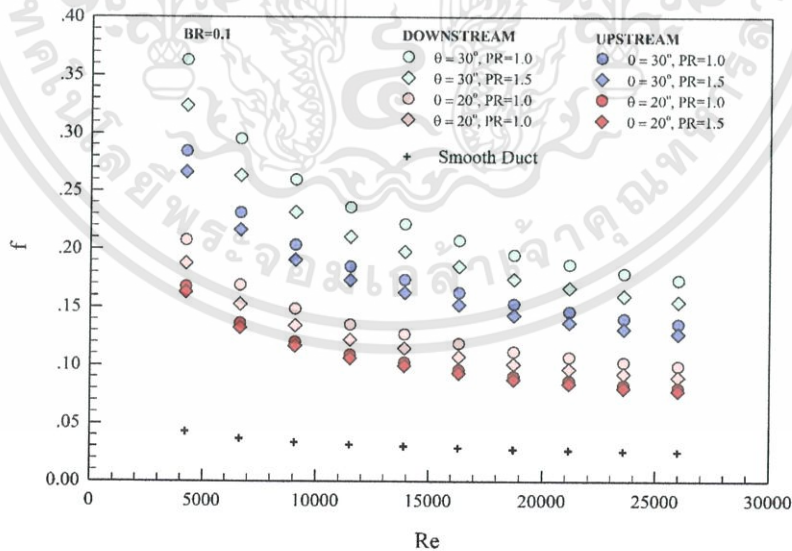


รูปที่ 6.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.10

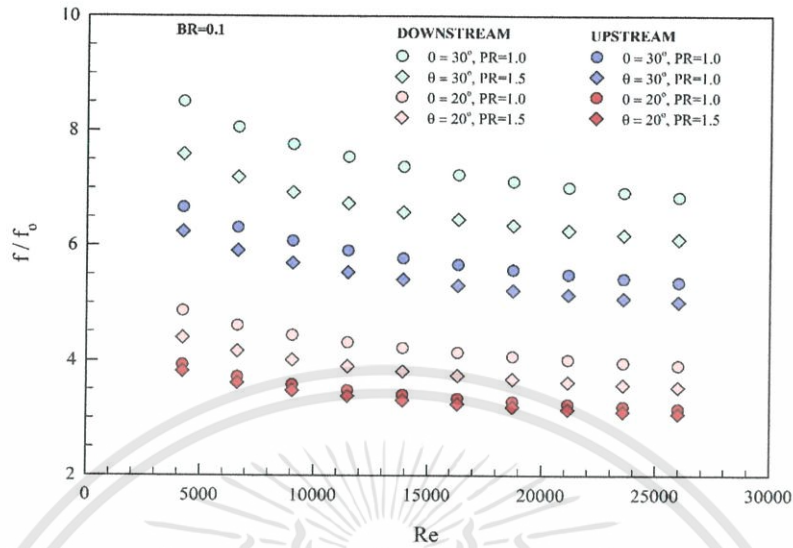
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 6.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์-โนลด์ กรณีที่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตซ์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ตัวประกอบความเสียดทานลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตซ์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 7.73 และ 6.63 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 4.25 และ 3.84 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ

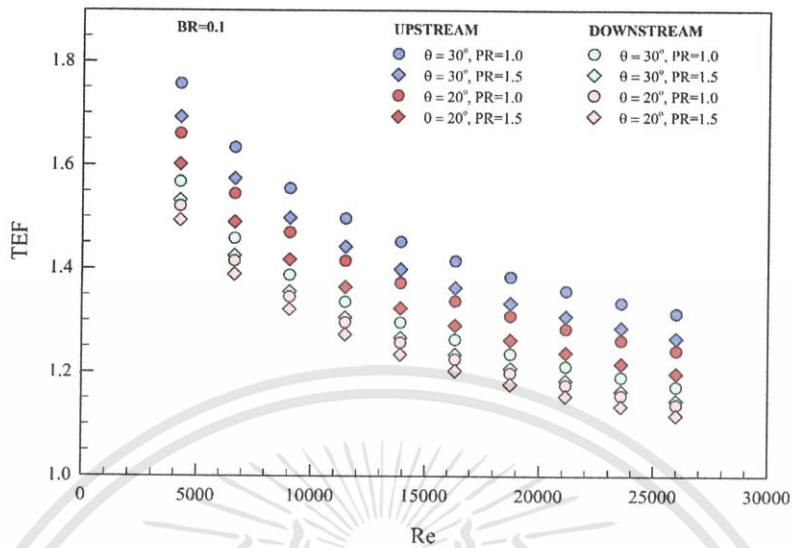


รูปที่ 6.20 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$



รูปที่ 6.21 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$

ในรูปที่ 6.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.47 และ 1.41 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.39 และ 1.34 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)



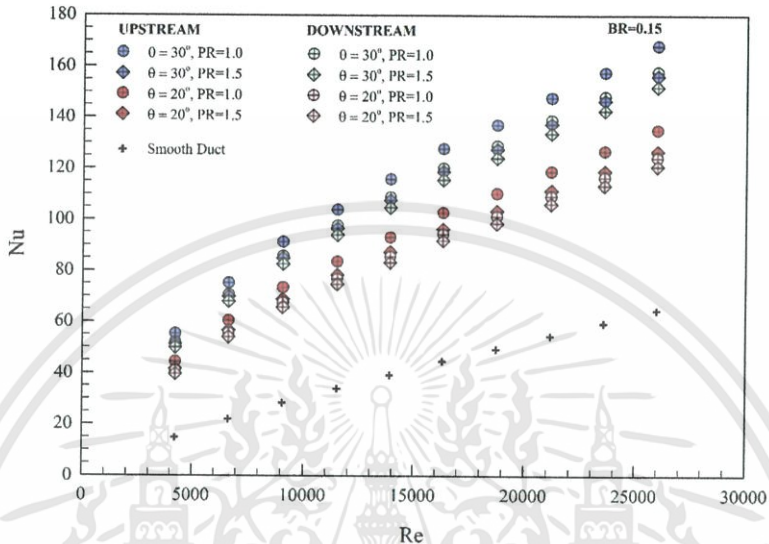
รูปที่ 6.22 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.10$

2. อิทธิพลของระยะพิตช์ที่ $BR = 0.15$

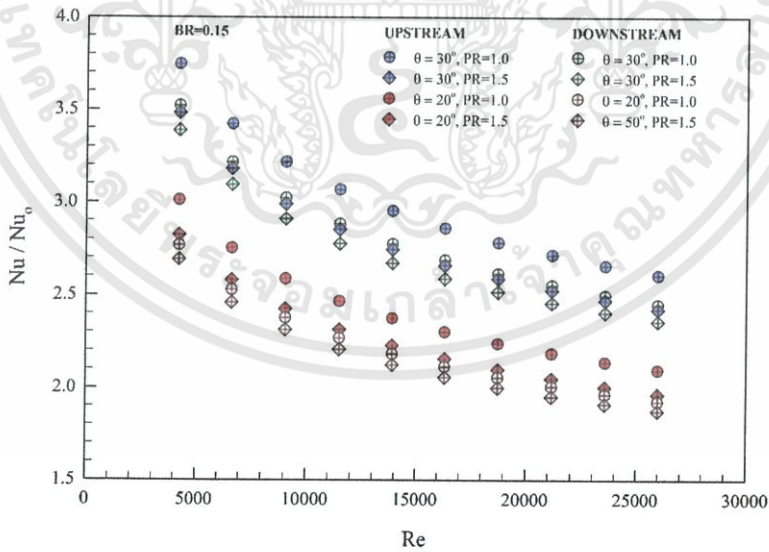
ในรูปที่ 6.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 3.00 และ 2.79 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุม

ปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่านัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 2.41 และ 2.26 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และ 1.5 ตามลำดับ



รูปที่ 6.23 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15

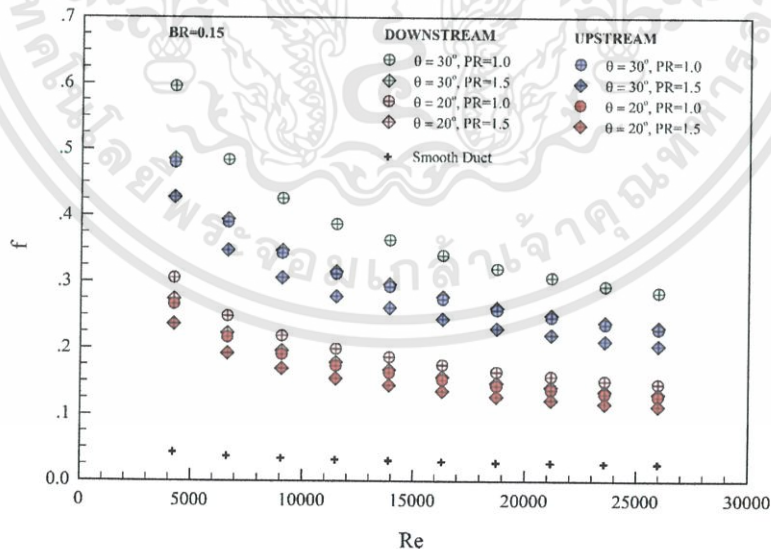


รูปที่ 6.24 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15

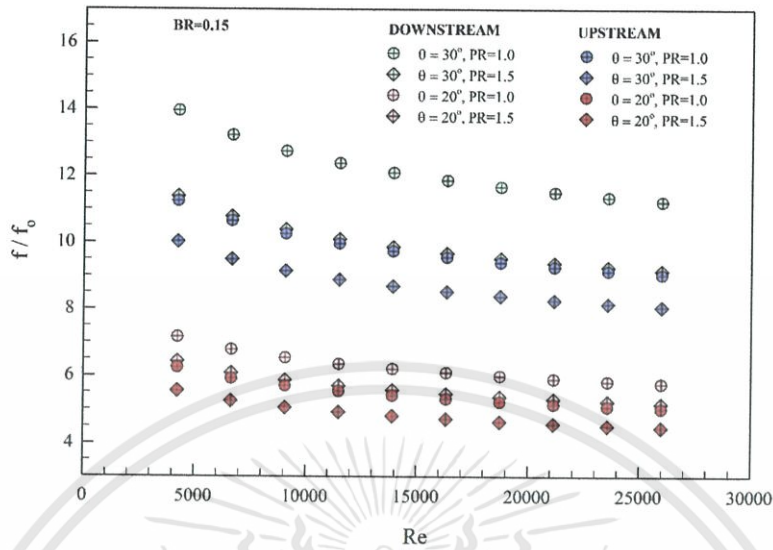
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 6.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์-โนลด์กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตซ์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้นจะทำให้ตัวประกอบความเสียหายลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าตัวประกอบความเสียหายมากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตซ์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 7.73 และ 6.63 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 4.25 และ 3.84 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ

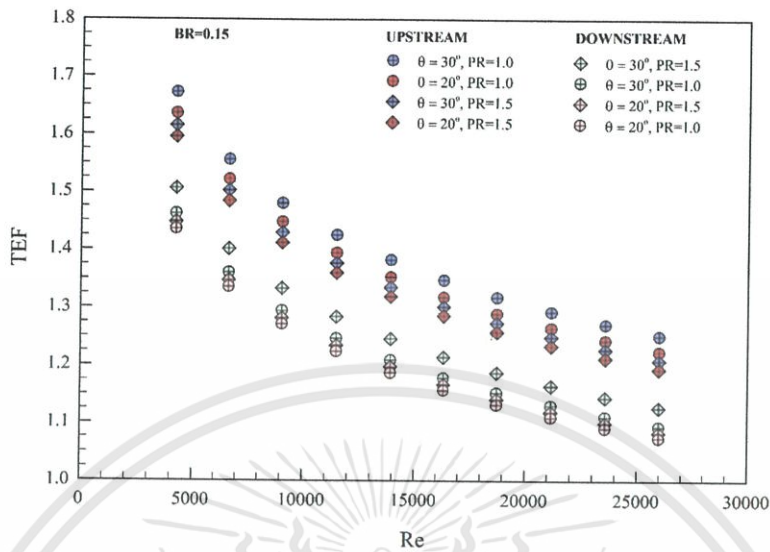


รูปที่ 6.25 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่ติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$



รูปที่ 6.26 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$

ในรูปที่ 6.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.40 และ 1.35 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.37 และ 1.33 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)



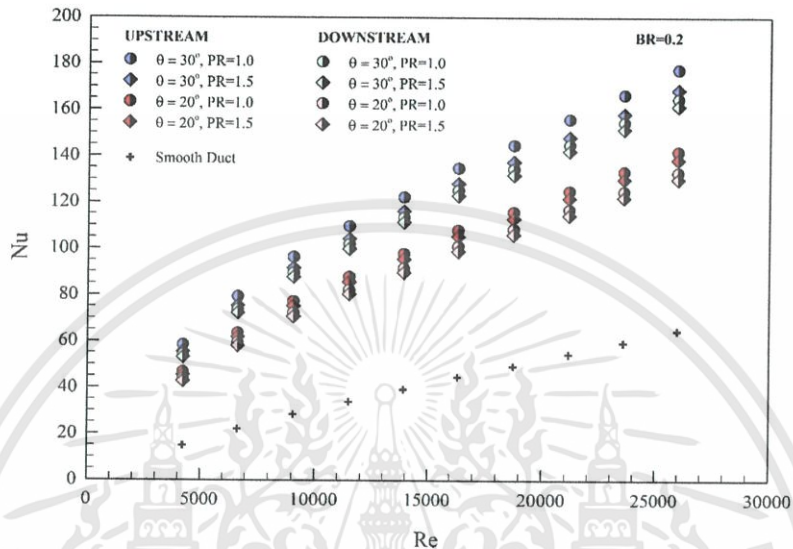
รูปที่ 6.27 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$

3. อิทธิพลของระยะพิตช์ที่ $BR = 0.20$

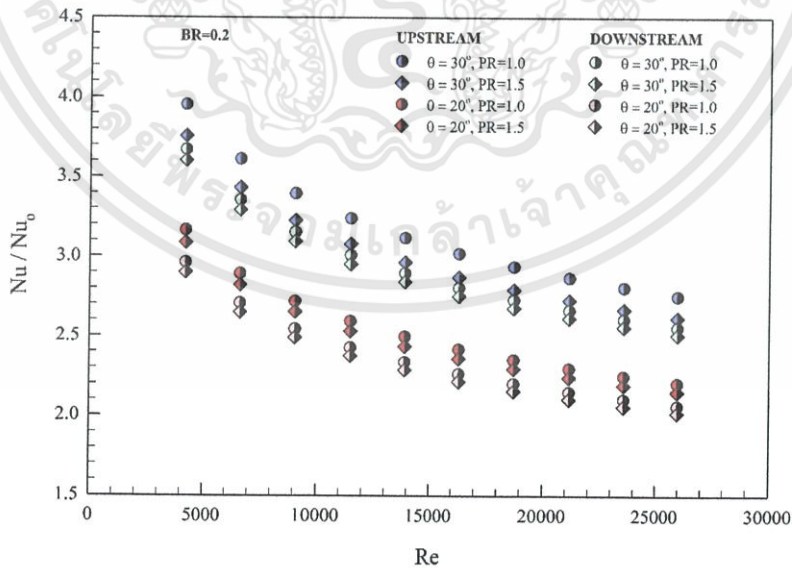
ในรูปที่ 6.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 3.16 และ 3.01 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุม

ปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 2.41 และ 2.26 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 และ 1.5 ตามลำดับ



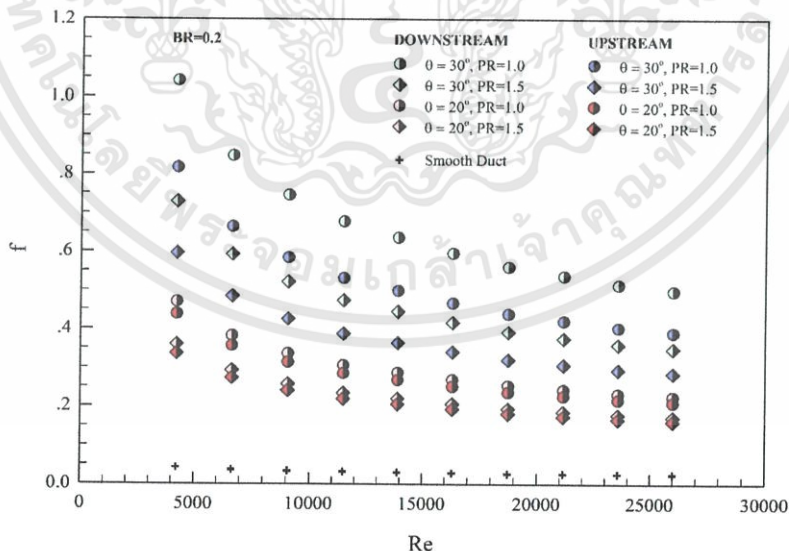
รูปที่ 6.28 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20



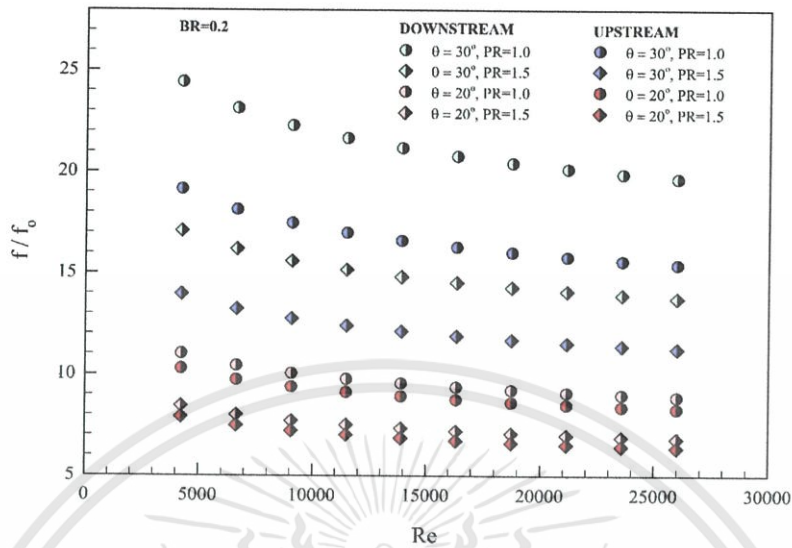
รูปที่ 6. 29 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20

ในรูปที่ 6.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์-โนลด์กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตซ์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้นจะทำให้ตัวประกอบความเสียดทานลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตซ์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 21.34 และ 14.93 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 9.61 และ 7.38 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ และ 1.5 ตามลำดับ

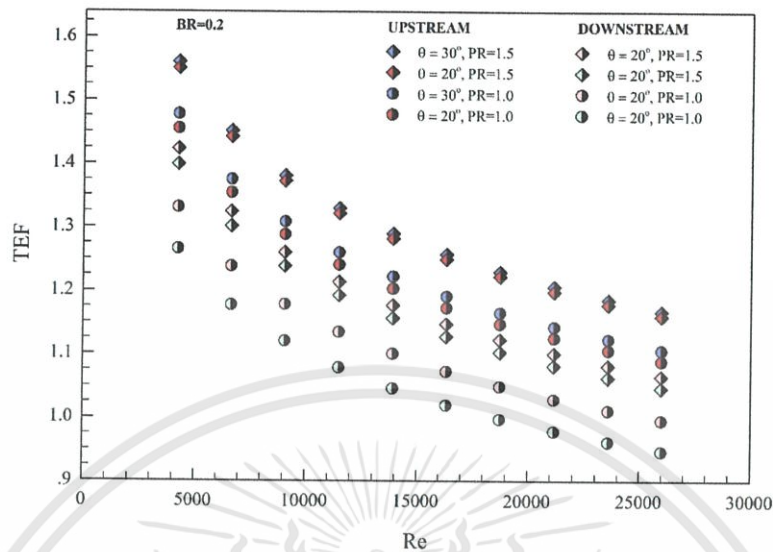


รูปที่ 6.30 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$



รูปที่ 6. 31 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20

ในรูปที่ 6.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ระยะพิตช์ต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.30 และ 1.23 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5 และ 1.0 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.29 และ 1.21 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5 และ 1.0 ตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)



รูปที่ 6.32 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$

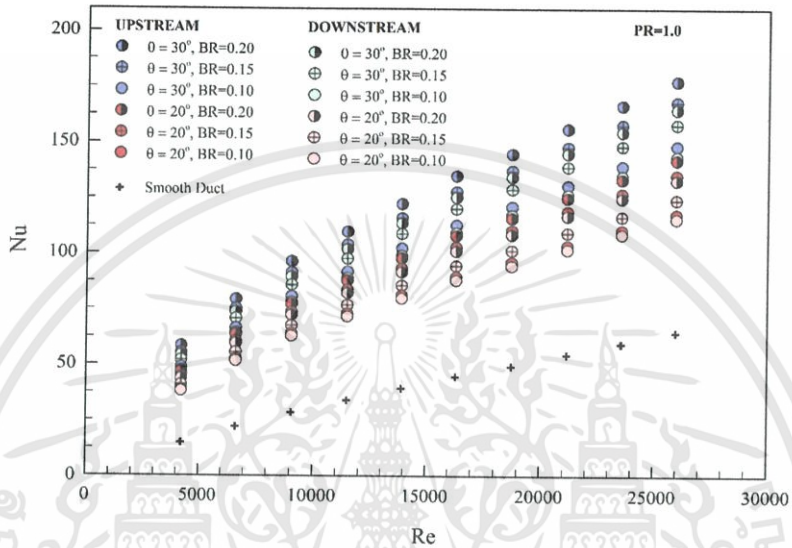
6.3.3 อิทธิพลของความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่

1. อิทธิพลของความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ $PR = 1.0$

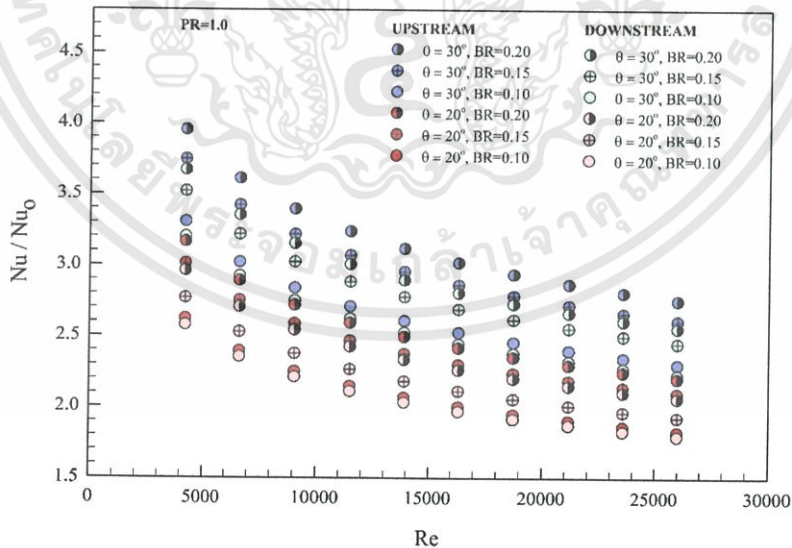
ในรูปที่ 6.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงของปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์มากที่สุดตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 3.16, 3.00 และ 2.65 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ $BR = 0.2, 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ ส่วนปีก

สี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 2.53, 2.41 และ 2.10 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคี่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20, 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ



รูปที่ 6.33 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$

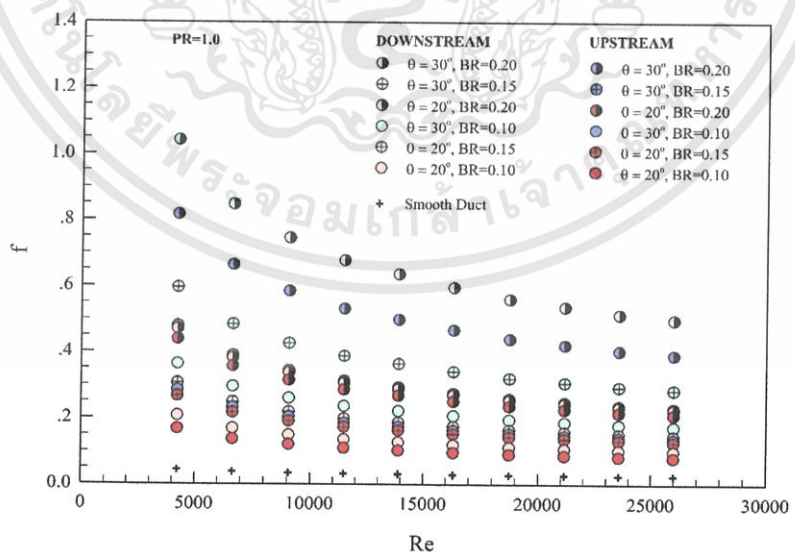


รูปที่ 6.34 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคี่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$

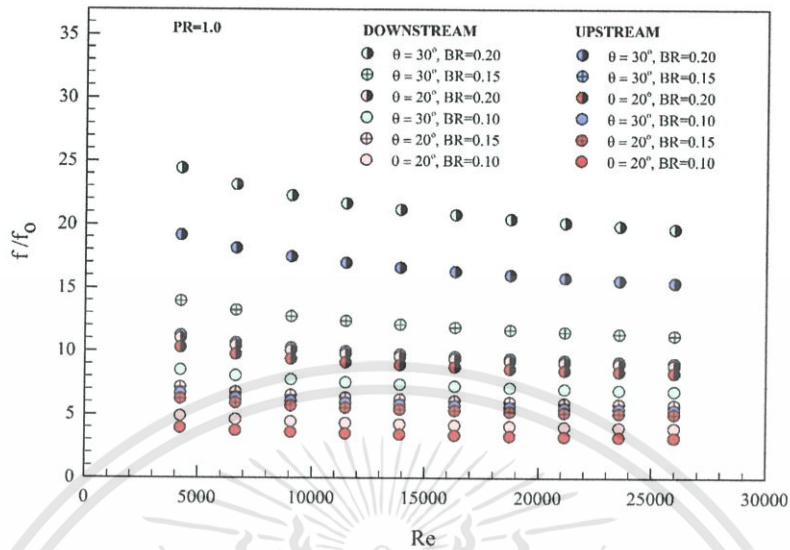
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 6.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงของปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วน ระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียหายลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วน ระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 21.34, 12.19 และ 7.43 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อ $BR = 0.2, 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียหายเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 9.63, 6.26 และ 4.25 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20, 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ

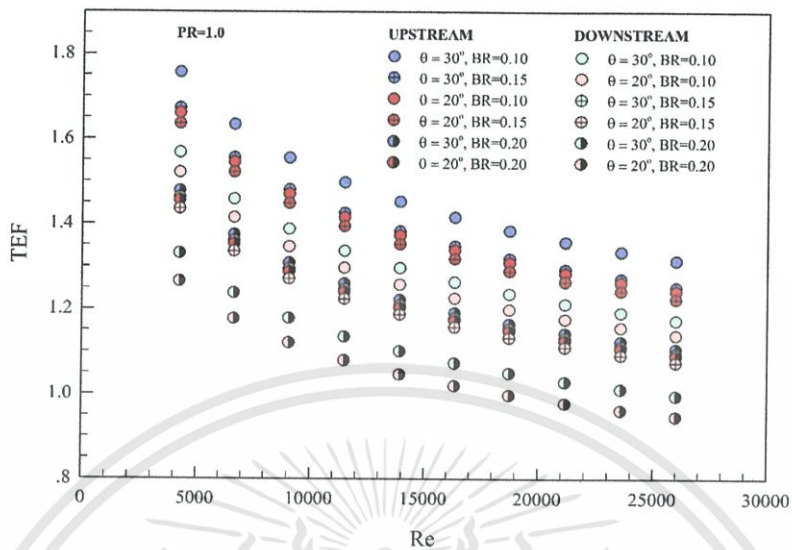


รูปที่ 6.35 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียหายกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$



รูปที่ 6.36 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0

ในรูปที่ 6.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0 จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.47, 1.40 และ 1.23 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.39, 1.36 และ 1.23 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)



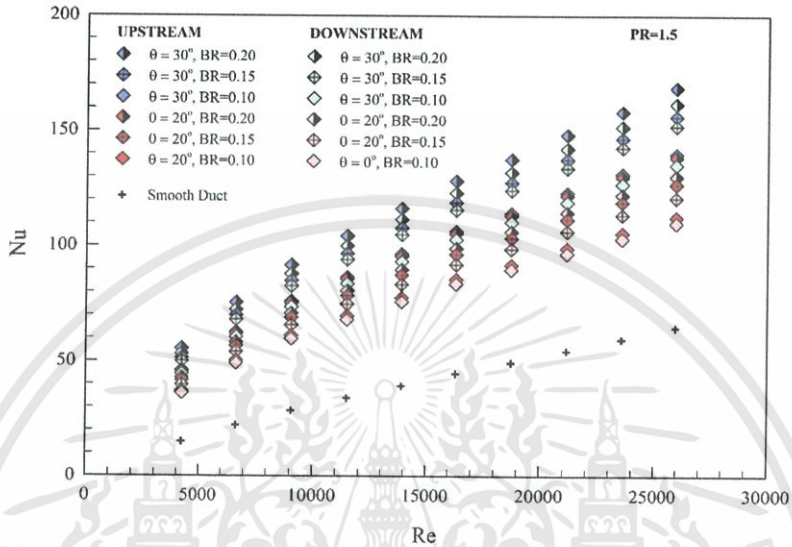
รูปที่ 6.37 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.0

2. อิทธิพลของความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ PR = 1.5

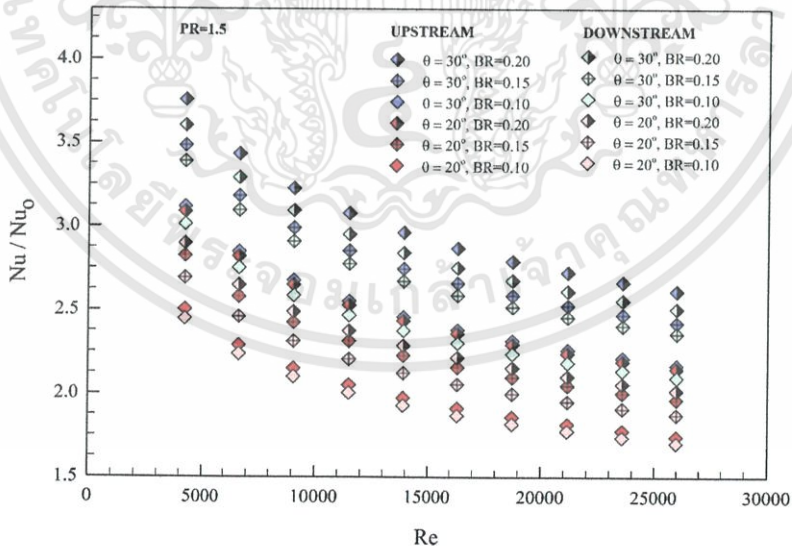
ในรูปที่ 6.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงของปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5 จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20 มีค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุดตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)

ในรูปที่ 6.39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5 จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 3.01, 2.79 และ 2.49 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงคريبต่อความสูงท่อ BR = 0.2, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 2.47, 2.26 และ 2.00 เท่า

สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.20, 0.15 และ 0.10 ตามลำดับ



รูปที่ 6.38 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5

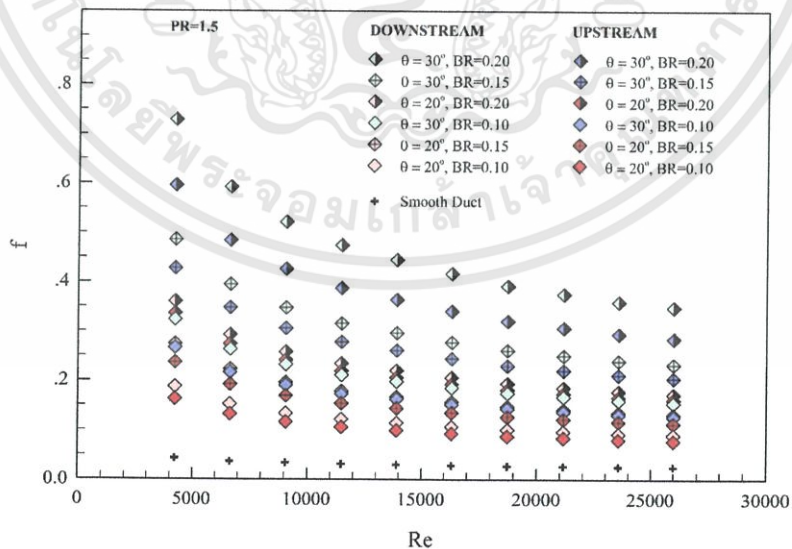


รูปที่ 6.39 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5

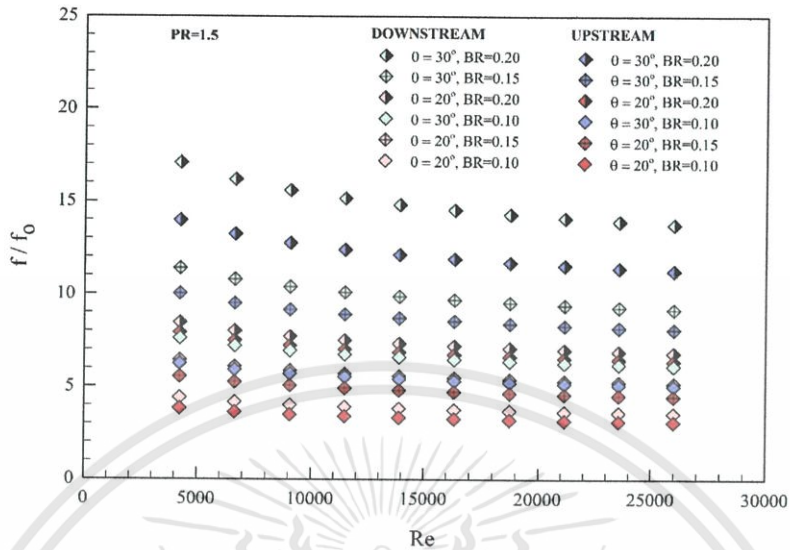
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 6.40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงของปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มมากขึ้น จะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานลดลง โดยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีอัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM) จะให้ค่าเลขนัสเซิลท์ที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM)

ในรูปที่ 6.41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่ที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 14.93, 9.95 และ 6.63 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงครึ่งต่อความสูงท่อ $BR = 0.2, 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 7.38, 5.61 และ 3.84 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.20, 0.15$ และ 0.10 ตามลำดับ

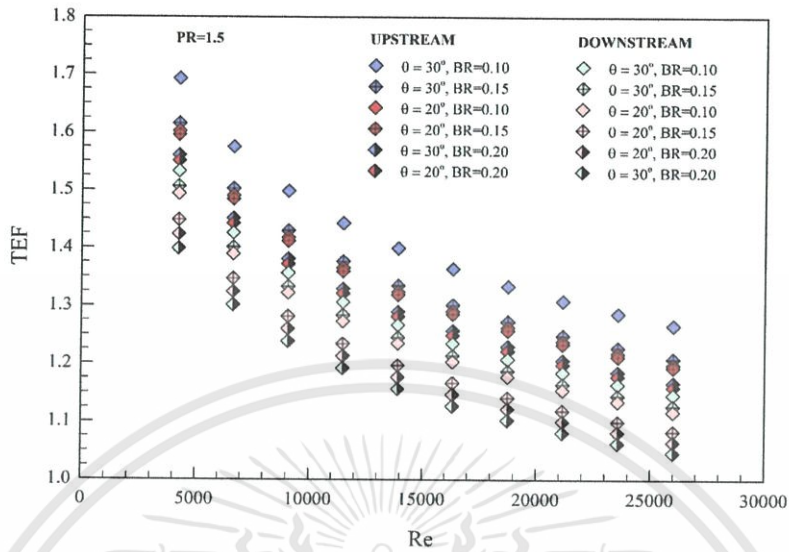


รูปที่ 6.40 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$



รูปที่ 6.41 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5

ในรูปที่ 6.42 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อที่มีการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ PR = 1.5 จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.41, 1.35 และ 1.20 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงครีบต่อความสูงท่อ BR = 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ ส่วนปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มีมุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 1.34, 1.33 และ 1.29 เท่า สำหรับการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ BR = 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ อีกทั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหลของอากาศ (UPSTREAM) จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่วางปลายปีกชี้ตามกระแสการไหลของอากาศ (DOWNSTREAM)



รูปที่ 6.42 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่ท่อติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่มุมปะทะต่างๆ โดยอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.5$

การทดลองนี้เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อจัดรูส โดยติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส มุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° , $BR = 0.10, 0.15$ และ 0.20 , $PR = 1.0$ และ 1.5 แสดงในพจน์ของ Nu และ f โดยค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบในช่วงการไหลปั่นป่วนด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ มุมปะทะ $\theta = 30^\circ$ พบว่า การใช้ปีกสี่เหลี่ยมคู่ที่ $BR = 0.20$ ให้ค่า Nu สูงสุด และให้ค่า f เพิ่มขึ้น ค่อนข้างสูงเช่นกัน โดยการจัดวางครีบที่ $PR = 1.0$ ให้ค่า Nu และ f สูงสุดตามด้วย $PR = 1.5$ ส่งผลให้ครีบที่ $BR = 0.10$, $PR = 1.0$ มีค่า TEF สูงสุด เท่ากับ 1.75 ควรนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพที่สูงกว่า และสามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้เป็นอย่างดี สำหรับค่า TEF สูงสุดสำหรับทุกกรณีทดสอบนี้พบที่ Re ค่าต่ำสุด

ตารางที่ 6.1 ค่าเฉลี่ย Nu/Nu_o , f/f_o และ TEF ของกรณีศึกษาทั้งหมด

กรณีศึกษา	การจัดวาง	θ	PR	BR	\overline{Nu}/Nu_o	\overline{f}/f_o	\overline{TEF}
1	UPSTREAM	20°	1.0	0.10	2.10	3.43	1.39
2				0.15	2.41	5.45	1.37
3				0.20	2.53	8.98	1.21
4			1.5	0.10	2.00	3.33	1.34
5				0.15	2.26	4.84	1.33
6				0.20	2.47	6.90	1.29
7	DOWNSTREAM	20°	1.0	0.10	2.06	4.25	1.27
8				0.15	2.21	6.25	1.20
9				0.20	2.37	9.63	1.11
10			1.5	0.10	1.96	3.84	1.25
11				0.15	2.15	5.61	1.21
12				0.20	2.32	7.38	1.19
13	UPSTREAM	30°	1.0	0.10	2.64	5.82	1.47
14				0.15	3.00	9.82	1.39
15				0.20	3.16	16.73	1.23
16			1.5	0.10	2.49	5.45	1.41
17				0.15	2.79	8.76	1.35
18				0.20	3.01	12.21	1.30
19	DOWNSTREAM	30°	1.0	0.10	2.56	7.43	1.31
20				0.15	2.82	12.19	1.22
21				0.20	2.94	21.34	1.05
22			1.5	0.10	2.41	6.63	1.28
23				0.15	2.71	9.95	1.26
24				0.20	2.88	14.93	1.17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่สามารถสรุปได้ดังนี้

7.1.1 การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่เข้าไปในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสในแนวทแยงมุม ช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อน 2 ประการ คือ ประการแรก ช่วยทำให้อากาศที่ไหลเข้าสู่ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสเกิดการหมุนวนภายในท่อมากขึ้น ประการที่สอง ช่วยเพิ่มระยะเวลาในการถ่ายเทความร้อนภายในท่อให้ยาวนานขึ้น

7.1.2 การศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส จากผลการทดลองพบว่าการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบความเสียหายเพิ่มขึ้นมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ

7.1.3 การศึกษาผลของค่ามุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อที่ $PR = 1.0, 1.5$ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อที่ $BR = 0.10, 0.15, 0.20$ โดยติดตั้งปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหล (UPSTREAM) และปลายปีกชี้ตามกระแสการไหล (DOWNSTREAM) เพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าพารามิเตอร์ต่างๆกับค่าเลขนัสเซลท์ จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเรย์โนลด์์มากขึ้น จะส่งผลทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นทุกกรณี ซึ่งการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหล (UPSTREAM) ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$, อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.2$, อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ ให้ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากที่สุด

7.1.4 การศึกษาผลของค่ามุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงท่อที่ $PR = 1.0, 1.5$ อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อที่ $BR = 0.10, 0.15, 0.20$ โดยติดตั้งปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหล (UPSTREAM) และปลายปีกชี้ตามกระแสการไหล (DOWNSTREAM) เพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าพารามิเตอร์ต่างๆกับค่าตัวประกอบความเสียหาย จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเรย์โนลด์์มากขึ้น จะส่งผลทำให้ค่าตัวประกอบความเสียหายลดลงในทุกกรณี ซึ่งการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ปลายปีกชี้ตามกระแสการไหล (DOWNSTREAM) ที่มีมุมปะทะ $\theta =$

30° , อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.2$, อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยมากที่สุด

7.1.5 การศึกษาผลของค่ามุมปะทะ $\theta = 20^\circ$ และ 30° อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อที่ $PR = 1.0$, 1.5 อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อที่ $BR = 0.10$, 0.15, 0.20 โดยติดตั้งปลายปีกชี้ทวนกระแสน้ำไหล (UPSTREAM) และปลายปีกชี้ตามกระแสน้ำไหล (DOWNSTREAM) เพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าพารามิเตอร์ต่างๆกับค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อค่าเรย์โนลด์มากขึ้น จะส่งผลทำให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลดลงในทุกกรณี ซึ่งการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ปลายปีกชี้ทวนกระแสน้ำไหล (UPSTREAM) ที่มีมุมปะทะ $\theta = 30^\circ$, อัตราส่วนความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ $BR = 0.1$, อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ $PR = 1.0$ ให้การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมากที่สุด

7.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยการติดตั้งแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของแผ่นบางติดปีกสี่เหลี่ยมคู่ ในส่วนของอัตราความสูงปีกสี่เหลี่ยมคู่ต่อความสูงท่อ อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงท่อ อิทธิพลของมุมปะทะ รวมทั้งการติดตั้งและการจัดวาง ในการศึกษาหรือพัฒนาต่อไปควรที่จะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่นๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มมากขึ้น เช่น อิทธิพลของอัตราส่วนรูปทรง (Aspect ratio, AR) ค่าอื่นๆ ของท่อทดสอบ, อิทธิพลของปีกรูปแบบอื่นๆ เป็นต้น อย่างไรก็ตาม การศึกษานี้ควรคำนึงถึงเงื่อนไขการทำงานของระบบ ความเหมาะสมต่อสภาพการใช้งานจริง รวมทั้งการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เข้ามาเกี่ยวข้องด้วย

บรรณานุกรม

- [1] Han, J.C., Zhang, Y.M. and Lee, C.P. 1991. "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs." *ASME J. Heat Transfer*. 113 : 590-596.
- [2] Taslim, M.E., Li, T. and Kercher, D.M. 1996. "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls." *ASME J. Turbomachinery*. 118 : 20-28.
- [3] Gentry, M.C. and Jacobi, A.M. 1997. "Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer." *Exp. Thermal Fluid Science*. 14 : 231-242.
- [4] Olsson, C.O. and Sunden, B. 1998. "Experimental study of flow and heat transfer in rib-roughened rectangular channels." *Exp. Thermal Fluid Science*. 16 : 349-365.
- [5] Ahn, S.W. 2001. "The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct." *Int. Comm. Heat Mass Transfer*. 28 : 933-942.
- [6] Gao, X. and Sunden, B. 2001. "Heat transfer and pressure drop measurements in rib-roughened rectangular ducts." *Int. J. Heat Thermal Fluid*. 24 : 25-34.
- [7] Choi, C., Rhee, D.H. and Cho, H.H. 2002. "Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs." *KSME. J. Heat Transfer*. 26 : 1542-1551.
- [8] Karwa, R. 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*. 30 : 241-250.
- [9] Gao, X. and Sunden, B. 2004. "PIV measurement of the flow field in rectangular ducts with 60° parallel, cross and V-shaped ribs." *Exp. Thermal Fluid Science*. 28 : 639-653.
- [10] สมพล สกลหลง. 2551. "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบตัววี." วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

- [11] ชานนท์ มะลิกุล. 2551. “การถ่ายเทความร้อนแบบปั่นป่วนภายในช่องแผ่นขนานที่มีครีบริบ-ร่อง.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [12] วิษณุ อำไพจิตร. 2552. “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบหัก.” วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [13] Lee, D.H. and Rhee, D.H. 2009. “Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel.” *Energy*. 34 : 1770-1778.
- [14] สมบัติ ทำนา. 2552. “การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยใช้แผ่นกั้นวางเอียง.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [15] จิตกร กนกนัยการ. 2553. “การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบ ช่องแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบริบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรม ศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระ จอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [16] ไพฑูล สุขเตี้ยม. 2553 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้ครีบริบรูปตัวยู.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ,สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [17] อธิพัฒน์ ชมภูคำ. 2554 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานมีครีบริบด้วยการสร้างการหมุนควง ตามแนวยาว.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะ วิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [18] Webb, R. L. 1992. *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166-194.
- [19] Incropera, Frank, P. and David, P.D. 1996. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, New York, 419-461.
- [20] Cengel, Y.A. 1998. *Heat Transfer : A Practical Approach*. McGraw-Hill, New York, 349-394

- [21] Fox, R.W. and Alan, T.M. 1998. Introduction to Fluid Mechanics. Wiley, New York, 332-395



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

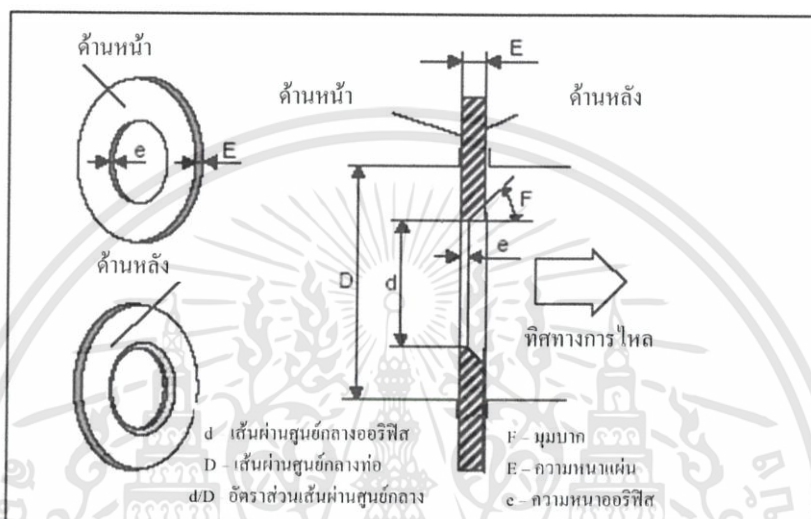
T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg K)	$\mu \times 10^7$ (N s/ m ³)	ν (m ² /s)	$k \times 10^6$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3.25562	1.032	71.1	2.0	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	22.5	0.707
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 อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



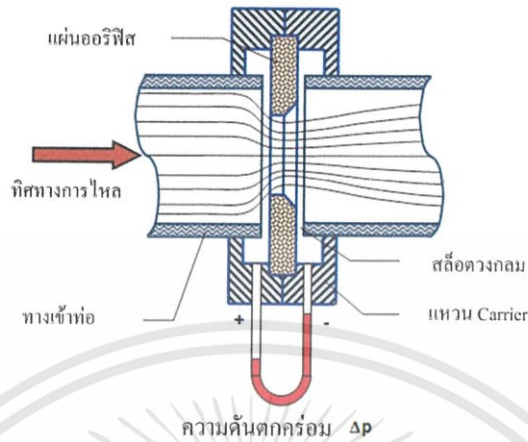
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออริฟิสชนิดต่าง ๆ คล้ายคลึงกัน สามารถอธิบายด้วยกันได้ แต่ละชนิดแตกต่างกันที่ pressure tapping ซึ่ง orifice มาตรฐานกำหนดดังนี้ รูปร่างลักษณะ (description) ออริฟิส (orifice) ได้ แสดง หน้าตัดต่าง ๆ ดังรูปที่ ข-1



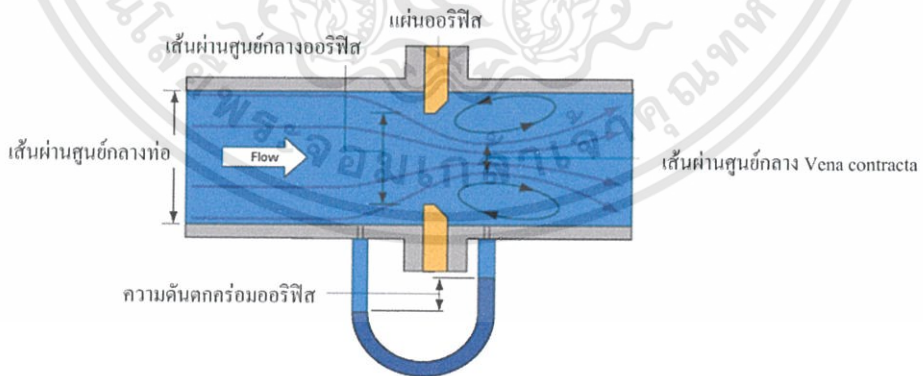
รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

แผ่นออริฟิสเป็นแผ่นบางๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย ๆ ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีการสึกกร่อนได้ อันเนื่องจากการชนของอนุภาคเล็ก ๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการ คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแส ทำให้มี head loss ถาวรที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิสนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่ง ดังแสดงในรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล



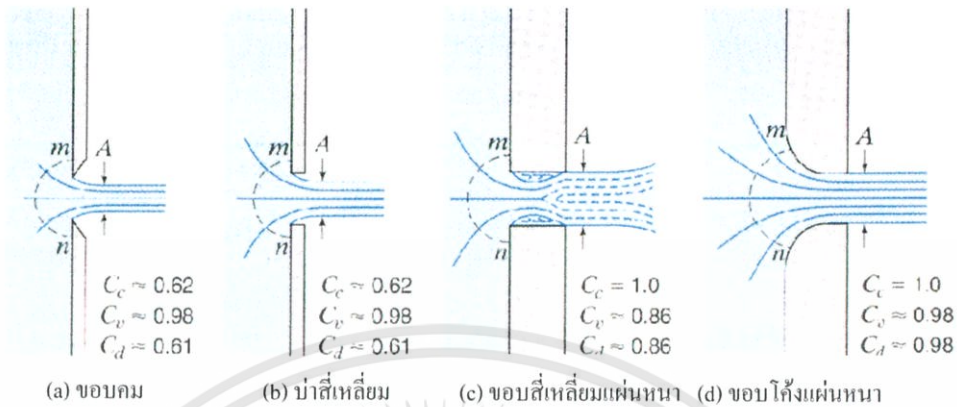
รูปที่ ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิสเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิสมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังแสดงในรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิสไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมออริฟิส ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือ ถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่างกว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคม ดังแสดงในรูปที่ ข-4 (a) หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 (b) นั้นจะสัมผัสลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมผัสแบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 (c) และ ข-4 (d) นั้นไม่ใช่เป็นออริฟิสมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่นวัตถุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง

ข้อดีของออริฟิส คือ มีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่น ๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากมาย ของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ V_1 เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหลลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ $D/2$ เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตยต่ำสุด (จากสมการของ Bernulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออริฟิสในการทดลองนี้ คือ ของไหลที่อยู่ภายในท่อไม่สามารถอัดตัวได้ ความเร็วของของไหลมีค่าคงที่ตลอดหน้าตัด (โดยไม่คิดบริเวณที่เรียกว่าบริเวณกระแสไหลวน) ของไหลไม่มีความหนืด และการไหลเกิดขึ้นแบบ Steady flow (อัตราการไหลมีค่าคงที่เมื่อเทียบกับเวลา)

สมการ Bernoulli สามารถนำมาใช้อธิบายคุณสมบัติในการไหลที่จุดใด ๆ ภายในท่อได้โดยสมการ Bernoulli สำหรับจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ของการไหล แสดงในรูปที่ ข-3 สามารถคำนวณหาค่าอัตราการไหลเมื่อติดตั้งเครื่องมือวัดอัตราการไหลแบบออร์ฟิส แสดงในสมการ (ข.1)

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

- เมื่อ
- C_d คือ ค่าสัมประสิทธิ์การจ่าย (Discharge coefficient)
 - A_o คือ พื้นที่หน้าตัดรูออร์ฟิส (m^2)
 - P คือ ความดันสถิตยของของไหล (N/m^2)
 - ρ คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, N/m^3)
 - d_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออร์ฟิส
 - D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ