

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER WITH RIBS



T103995

อรรถวุฒิ เลอะเหม็ง
ทศพล แก้วจันทร์เกตุ
สมยศ แก้วจันทร์เกตุ

21พ.
03637
2551

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน...103995...
วัน,เดือน,ปี.....

12110978
b.....
i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2551

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER WITH RIBS

โดย

อรรณวุฒิ เลาะเหม็ง

ทศพล แก้วจันทร์เกตุ

สมยศ แก้วจันทร์เกตุ

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2551

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2551

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER WITH RIBS

ผู้จัดทำ

1. นายอรรถวุฒิ เลาะเหม็ง รหัสประจำตัว 49015516
2. นายทศพล แก้วจันทร์เกตุ รหัสประจำตัว 49015523
3. นายสมยศ แก้วจันทร์เกตุ รหัสประจำตัว 49015544



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ

นายอรรถวุฒิ เถาะเหม้ง 49015516

นายทศพล แก้วจันทร์เกตุ 49015523

นายสมยศ แก้วจันทร์เกตุ 49015544

รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงส์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2551

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในการทดลองโดยปรับใช้ความเร็วลมหลาย ๆ ค่าในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4000 - 40000$ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ กับท่อที่มีแผ่นบางวางในแนวทแยงมุมโดยมีครีบบรูปตัวดัดเบิลยูจี้ควางในลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส เพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน จากการทดลองพบว่า ชุดทดลองที่มีครีบบทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีครีบบรูปตัวดัดเบิลยูจี้ควาง ความสูงและมุมต่าง ๆ จะได้ว่าท่อที่มีครีบบรูปตัวดัดเบิลยูจี้ควาง ความสูง 10% ของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก และมุม 20 องศา ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER WITH RIBS

Mr.Auttawoot Lohmeng	49015516
Mr.Tospon Kaewjankate	49015523
Mr.Somyos Kaewjankate	49015544
Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge	Advisor

Abstract

This research presents the study of performance enhancement in a rectangular duct using ribs. The experiments are made by varying air velocity for Reynolds number $Re = 4000 - 40000$ in the test section with a constant surface heat flux. W shape ribs mounted on the diagonal plate in tested duct were placed in in-line arrangements for examination of heat transfer coefficient and friction factor. From the test, when increasing the blockage ratio and Reynolds number will increase the Nusselt number and friction factor. When considering of thermal performance, the blockage ratio of 10% of hydraulic diameter and 20 degree is the best.

II

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบทำเร็จลุล่วงไปได้โดยความอนุเคราะห์ที่สนับสนุนจาก รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างดี

ขอขอบพระคุณอาจารย์ที่ปรึกษาที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำ อันเป็นประโยชน์ยิ่งในการทำปริญญานิพนธ์ให้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณสำหรับคำแนะนำที่ดียิ่งจากคณะกรรมการสอบปริญญานิพนธ์ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างสูงที่ทำให้งานวิจัยเรื่องนี้สำเร็จอย่างสมบูรณ์

ขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ ผู้ร่วมงานจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าในทุก ๆ ด้านที่ทำให้งานวิจัยสำเร็จไปด้วยดี

ผู้ที่ให้กำลังใจ และให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยมาโดยตลอด ได้แก่คุณพ่อ และคุณแม่ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

นาย อรรถวุฒิ เลาะเหม็ง

นาย ทศพล แก้วจันทร์เกตุ

นาย สมยศ แก้วจันทร์เกตุ

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VIII
สารบัญรูป	IX
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ	2
1.5 โครงร่างปริญญานิพนธ์	2
บทที่ 2 เจื่อนใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	3
2.1 เจื่อนใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	3
2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล	3
2.1.2 เจื่อนใจของการเดินเครื่อง	3
2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล	4
2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	4
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	8
3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	8
3.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้	8
3.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	9
3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์	10

IV

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement	19
3.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process	20
3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness	21
บทที่ 4 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	22
4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger	22
4.1.1 พลาสติก	22
4.1.2 แก้วไฟต์	22
4.1.3 แก้ว	24
บทที่ 5 ทฤษฎี	26
5.1 กลศาสตร์ของไหล	26
5.1.1 สภาวะการไหล	26
5.1.2 ความเร็วเฉลี่ย	28
5.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	28
5.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล แบบปรับตัวเต็มที่แล้ว	30
5.2 การถ่ายเทความร้อน	32
5.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย	33
5.2.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว	33
5.3 การสมมูลของพลังงาน	34
5.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม	36
5.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	36
5.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนต์ในท่อกลม	37
5.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม	38
5.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	39

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 การออกแบบและการคำนวณ	41
6.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	41
6.2 การคำนวณ	42
6.2.1 พัดลม	42
6.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง	43
บทที่ 7 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	44
7.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง	44
7.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส	44
7.1.2 Supply Air	45
7.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ	46
7.1.4 ถังพักลม	47
7.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์	48
7.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	48
7.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม	50
7.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ	50
7.1.9 แผ่นบางติดกริบบรูปตัวดับเบิลยู	51
7.2 อุปกรณ์การทดลอง	51
7.3 วิธีการทดลอง	52
บทที่ 8 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง	53
8.1 ผลการทดลองที่มีผนังเรียบ	53
8.1.1 เลขนัสเซิลท์ (Nusselt number)	53
8.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor)	54
8.2 อิทธิพลรูปร่างกริบบ	54

VI

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 9 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	61
9.1 สรุปผลการทดลอง	61
9.2 ข้อเสนอแนะ	62
บรรณานุกรม	63
ภาคผนวก	65
ภาคผนวก ก	66
ภาคผนวก ข	70
ภาคผนวก ค	74



VII

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ	17
3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น	18
5.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน	39



VIII

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow	11
3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	12
3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) parallel flow (c) counterflow	13
3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน	13
3.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์	17
3.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์	17
3.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน	19
3.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell, six tube pass	20
3.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection	20
3.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection	21
4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูโซว์	23
4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูโซว์	23
4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้วโดยมีเทพลอน เป็นแผ่นยึดท่อและซีล	24
4.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว	24
5.1 การก่อตัวของบาวน์คาร์เรียเยอร์ของการไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม	26
5.2 สมดุลแรงบนอิมพัลส์ dx สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	29
5.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	31
5.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์เรียเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม	32
5.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	34
5.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด	40
6.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป	42
7.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส	44
7.2 Blower	45
7.3 Motor	45

IX

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.4 Inverter	46
7.5 Orifice meter	46
7.6 Inclined manometer	47
7.7 ถังพักลม	47
7.8 เครื่องควบคุมความร้อนฮีตเตอร์ และฮีตเตอร์ 3000 W	48
7.9 Data Logger Flux	48
7.10 คอมพิวเตอร์	49
7.11 Thermocouple	49
7.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer	50
7.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445	50
7.14 แผ่นบางติดครีบริปตัวดับเบิลยู	51
7.15 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริป	51
8.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลต์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ	53
8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ	54
8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลต์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบริปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ	55
8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์ต่อเลขนัสเซิลต์ของท่อ ที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบริปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ	56
8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบริปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ	57
8.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบริปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ	58
8.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์ต่อเลขนัสเซิลต์ของท่อที่มี ผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีที่มีครีบริปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ	59

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์์ กรณีท่อมีครีบก้างในลักษณะต่าง ๆ	60
ก-1 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา	67
ก-2 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา	67
ก-3 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา	67
ก-4 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา	68
ก-5 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา	68
ก-6 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา	68
ก-7 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา	69
ก-8 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา	69
ก-9 แสดงครีบริบรูปตัวคับเบิลยูที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา	69
ข-1 Standard Orifice plate	71
ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส	71
ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)	72
ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ	72

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A_c	พื้นที่หน้าตัด, m^2
A_s	พื้นที่ผิว, m^2
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
C_1	ค่าคงที่
C_2	ค่าคงที่
c_p	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ความดันคงที่, $J/kg.K$
c_v	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, $J/kg.K$
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m
e	ความหยาบของผิว, m
f	ตัวประกอบเสียดทาน
f_0	ตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ
g	ระยะร่อง, m
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2.K$
k	ค่าการนำความร้อน, $W/m.K$
L	ความยาวท่อ, m
\dot{m}	อัตราการไหลของของไหล, kg/s
Nu_D	เลขนัสเซิลต์
Nu_0	เลขนัสเซิลต์ของท่อที่มีผนังเรียบ
n	ค่าคงที่
η	ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
P	เส้นรอบรูป, m
Pr	พลาหนที่นัมเบอร์
p	ระยะพิคค์
Δp	ความดันลดของของไหล, N/m^2
Q	อัตราการไหลของของไหล, m^3/s
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m^2
R	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg.K$

XII

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

Re_D	เลขเรย์โนลด์
r	รัศมีที่ตำแหน่งใด ๆ, m
r_o	รัศมีที่อกกลม, m
St	สแตนต์ันนัมเบอร์
T	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ, °C
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, °C
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, °C
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, °C
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, °C
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีป, °C
u	ความเร็วตามแนวแกน x , m/s
u_m	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s
\bar{V}	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
v	ความเร็วตามแนวแกน r , m/s
\dot{W}_{in}	การจ่ายกำลังให้พัดลม, J/s
x	ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m
x_{fd}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
$x_{fd,t}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m
α	ค่าการฟุ้งกระจายความร้อน, m ² /s
ρ	ความหนาแน่นของของไหล, kg/m ³
μ	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, N . s/ m ²
μ_s	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, N .s/ m ²
ν	ปริมาตรจำเพาะ, m ² /s
τ_r	ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี, N/ m ²
τ_s	ความเค้นเฉือนบนผิว, N/ m ²
θ	มุมปะทะ
H	ความสูงของครีป

บทที่ 1

บทนำ

ในปัจจุบันจะเห็นได้ว่าความต้องการพลังงานมีมากขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญมากขึ้น ทำให้มีการใช้พลังงานในปริมาณมากขึ้น จะเห็นได้ว่าวงการอุตสาหกรรมได้พัฒนาไปอย่างรวดเร็ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์แบบหนึ่งที่สำคัญพบได้บ่อยๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมาย จนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย หลายประเทศพยายามที่จะหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากที่สุด ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบจึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระหรือติดครีบบนที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าว ถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น เป็นผลให้เพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการเดิมเป็นการติดครีบบนที่ผิวภายในท่อเป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1.2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ

1.2.2 ศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อสี่เหลี่ยม

1.2.3 ศึกษาผลของรูปร่างครีบและตำแหน่งครีบ ภายในท่อชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่

มีแผ่นบางวางในแนวเส้นทแยงมุม โดยมีครีบบรูปตัวดับเบิลยูจ้วงในลักษณะต่างๆ

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

1.3.2 ทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลระหว่างท่อที่ไม่มีครีบกับท่อที่ติดครีบริบรูปตัวดับเบิลยูในลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

1.3.3 แผ่นบางติดครีบริบรูปตัวดับเบิลยูมีความสูง 10% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา สูง 15% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา และสูง 20% ของ D_h มุม 10, 15, 20 องศา ทุกครีบก้นหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิตช์ 4.526 เซนติเมตร

1.3.4 พิจารณาท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 4.526x4.526 เซนติเมตร

1.3.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4000 - 40000$

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.4.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

1.4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.4.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไปประยุกต์ใช้ในกระบวนการต่าง ๆ

1.5 โครงร่างปริญญานิพนธ์

1.5.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมกรมการไหลของลม และผลของรูปร่างครีบก้นและตำแหน่งครีบก้น

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบก้น

1.5.4 ทำการทดลองเพื่อศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน

1.5.5 เก็บผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

1.5.6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

บทที่ 2

เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมหมายถึง เครื่องมือใด ๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของไหล (Physical Properties of Fluid)

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

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

เงื่อนไขต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อนและความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรจะพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้

แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นแบบพัก ๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่องและผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมรับได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวสัมผัสของของไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวสัมผัสจะถูกกัดให้เซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานทั่วไป จะเป็นที่น่าสนใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณีโดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือได้ช่วงอุณหภูมิและความดันตั้งแต่ค่าต่ำ ๆ จนค่าสูง ๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุด อาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่น ถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial Cost) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน (Working Fluid) มากกว่า และต้องใช้ปั๊ม (Pump) ใหญ่ขึ้น ความดันลดลง (Pressure Drop) ก็มากกว่าด้วย ต่อมาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยสุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้น เพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรถูกแสดง และการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออกแบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่งมาตรการที่เหมาะสมที่สุดถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ (Shell and Tube)

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่นคอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อนและกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไปของลักษณะเด่นของวิธีการเชิงตัวเลข (Numerical) สำหรับการคำนวณการเคลื่อนที่ของของไหล (Fluid Dynamics) และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้าน การออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดคือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลงในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้าง ๆ ที่ระบุในปัญหาการประเมินค่าคือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต, การจัดการไหล, อัตราการไหล และอุณหภูมิด้านเข้า

ปัญหาด้านขนาด (Sizing Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่ามิติของเมตริกซ์ เพื่อจะได้อพบการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันลดลง (Pressure Drop) ที่ต้องการ

งานของผู้ที่จะออกแบบคือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิตทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้าง ๆ คือ อุณหภูมิของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก, อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้อง ให้มีการคิดคำนวณหาขนาด และการประเมินอัตราต่าง ๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

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

2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพหลาย ๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ค่าการนำความร้อน และเพลาตันนัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่าสหสัมพันธ์ (Correlation)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรมของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด, เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, ขนาดครีบ ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีบ และอื่น ๆ

4. ความสัมพันธ์ระหว่าง ε - NTU (ε - NTU Relation) เนื่องจากวิธี ε - NTU ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด การกำหนดสูตรหลาย ๆ 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. ประสิทธิภาพครีบ (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีบ (η) และประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบ (η') ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีบ และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบควรถูกจัดทำ

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

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหา และเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงถูกคำนวณ การแก้ปัญหของ Rating Problem จะถูกคอมพิวเตอร์นำมาคิดแทน

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

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่จะถูกทำให้เกิดสถานะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธีหลาย ๆ วิธี อาจจะถูกนำมาใช้ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก็จะถูกปรับให้เหมาะสมกับแต่ละกรณีที่เกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุดปัญหาเกี่ยวกับพื้นที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิตถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูงครีป, ความหนาครีป, ระยะห่างระหว่างครีป, ค่าการนำทางความร้อนครีป, ความยาวครีป, อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้น ปัญหาลดลงจากการแก้ปัญหาของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธี คือ วิธีแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสถานะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสถานะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

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

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

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซ ซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่าง เช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

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

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของเหลวฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจะเป็นก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed water Preheater) ซึ่งในก๊าซทั้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอดีด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งความแน่นไอดีให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอดีที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอดีด้วย ดังนั้นรูปร่างภายนอกจึงมักจะแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

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

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน

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

5. เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไอดีอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่นหน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยของค้ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอดีที่ควบแน่นได้ ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7. เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอดีทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่นส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว

9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

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

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่าง ๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่า มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่ระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง

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

โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือความเย็นไอ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลั่น ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่าง ๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งโรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลั่นจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกลั่นหนึ่งหอจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้น จึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

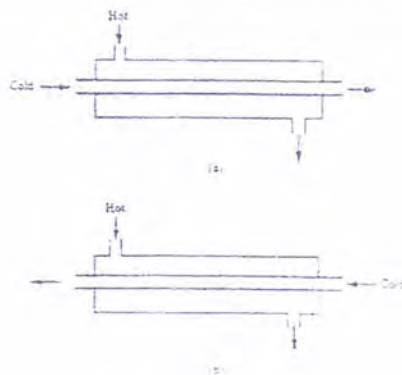
1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่าย ๆ และราคาข้อมเหา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อย ๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของเครื่องประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียด วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อ ซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ขางสังเคราะห์ (Synthetic Rasin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

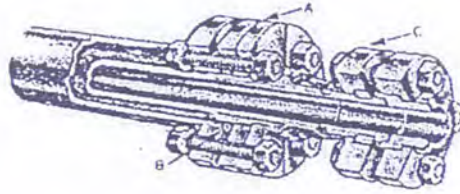
2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อน โดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่น ๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเกิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรงและส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลาย ๆ ชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่าง ๆ ที่ทนการกัดกร่อนเช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-Bend) ดังรูปที่ 3.1 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

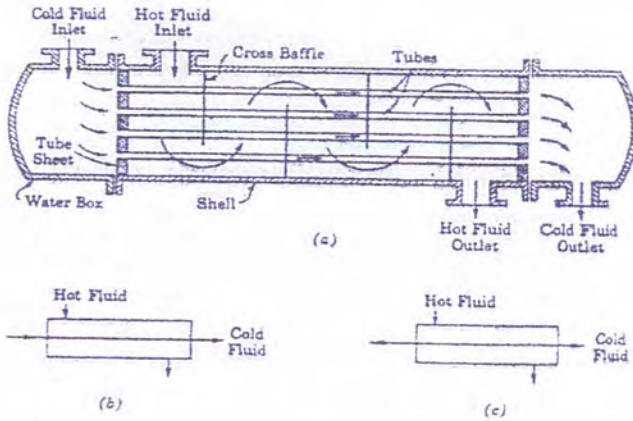


รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือน ๆ กันหลาย ๆ ชุดมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (parallel) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้น เครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร

4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) จะมีพวก tube bundle, shell, front and rear end header, and baffles เป็นตัวใช้ในการสนับสนุน (support) ท่อ ทำให้เพิ่มการเป็นเทอร์บูเลนซ์ หลักการเลือก baffles จะขึ้นกับช่องว่าง, อัตราการไหล (flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement และการไหลที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนภายในท่อ ลักษณะของชนิดของของไหล แบ่งเป็นหลายแบบเช่น liquid to liquid, liquid to gas, gas to gas, liquid to liquid fluid ทั้ง 2 จะถูก Pump ผ่าน Exchanger ดังนั้น Heat transfer ทั้งภายในและภายนอกท่อจะเป็นแบบ Forced convection ดังนั้น Heat transfer coefficient จะสูงโดยเกิดจากการไหลของของไหลอยู่แล้วไม่จำเป็นต้องติดครีบกเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ liquid to gas ครีบกจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของท่อซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas – turbine, cryogenic gas – liquefaction system และ steel furnaces ทั้งในและนอกท่อจะมีการติดครีบกเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

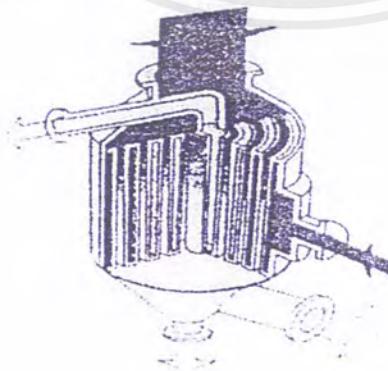


รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass
(b) parallel flow (c) counterflow

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็น

เส้นทางการไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอก ซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อใน ซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้โดยไม่เกี่ยวข้องกับของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าไปในภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรง เพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็นมีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่น ๆ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน



รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.4 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วยท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่น ๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายชั้น ๆ แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อยโดยโครงสร้าง นอกจากการผลิต การซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่น ๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมาก ๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป

7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบคือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีป (Fin) โครงเหล็กซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced - Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องการอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อเสียอย่างอื่นคือค่าบำรุงรักษาสูงกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ตาม ข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดังต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

8. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถังเก็บหรือปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อหรือแบบอื่น ๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือโครงสร้างเป็นแบบง่าย ๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังวางให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อาจมีการติดตั้งเครื่องกววนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชุดท่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำ ความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้นของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรีออน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นคือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลาย ๆ แผ่น มาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่น ในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บาง ๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลาย ๆ แผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และส่วนเว้า ปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่นคือ สามารถถอดเป็นแผ่น ๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ $1300 - 3500 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg/cm^2 และ 150 องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องการความดันกับความดันสูง (high pressure) ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง $230 \text{ m}^2/\text{m}^3$ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลาย ๆ แผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ในภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)

10. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลานหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยืดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสมคือใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องรวบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบล็อก

ส่วนใหญ่แล้วหรือการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อนผิดแผกกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบล็อกซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่น ๆ ก้อน ๆ เดียว โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่น ๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ

12. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย m^2) กับปริมาตร (ในหน่วย m^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า $\frac{1}{4}$ นิ้ว ร่วมกับครีป (Fin) หรือแผ่นโครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิดที่สกปรกน้อย

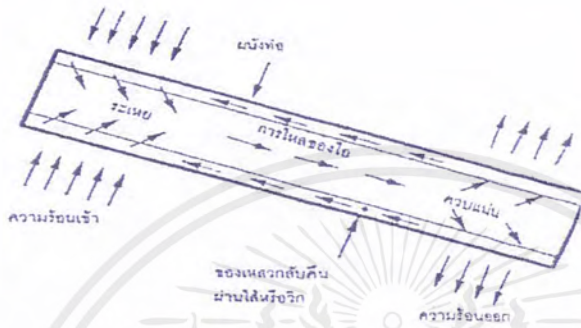
13. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

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

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 3.5 กล่าวคือ เมื่อฮีทไปป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิกส์ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกส์จะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอต่ำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปช่วงการระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกส์ รูปที่ 3.6 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีท ไซปป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.5 ลักษณะการทำงานของฮีท ไซปป์

รูปที่ 3.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีท ไซปป์

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
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วของไหล	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตร	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. ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน ยกเว้นเครื่องเป่าลม หรือสูบของเหลว
2. อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้ แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน และแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 3.1
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ
4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)

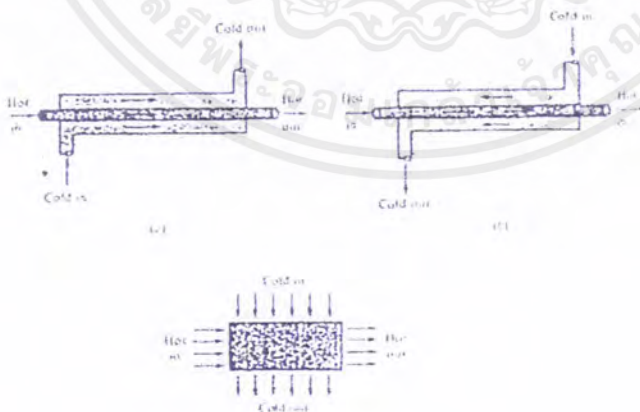
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่าง ๆ เช่นในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด, ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี, ในการถ่ายเทเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิปฏิกรณ์, ในการอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ในการระบายความร้อนจากระบบเบรกของเครื่องบิน, เตาเผาขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นในอดีตมีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ กับอุปกรณ์ประเภทอื่น ๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basiulis ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่าง ๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 3.2

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

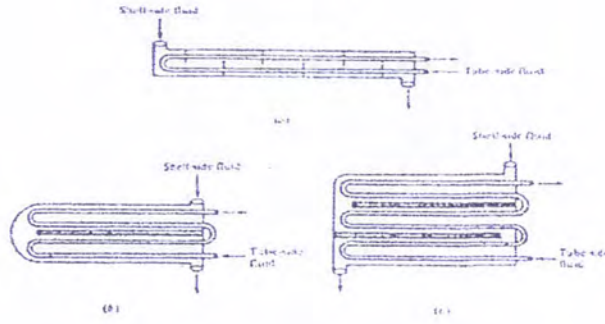
3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



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

3.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process

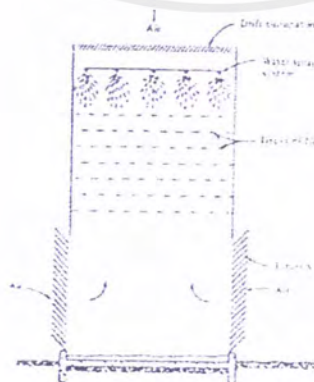
1. Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)

1.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

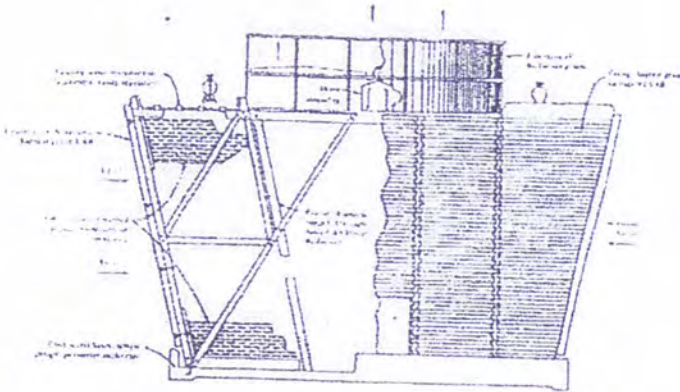
สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 3.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปแบบ 3.10

2. Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



รูปที่ 3.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection

3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat transfer surface one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หากมีค่ามากกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี Area Density ประมาณ $1,100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ $6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เป็น Compact heat exchanger สำหรับปอดของมนุษย์ (Human lung) 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 มีค่าสูงทำได้โดยการติดครีป (fins) ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไปที่ของเหลว (Gas to Liquid) Heat transfer coefficient ของทางด้านแก๊ส (Gas) น้อยกว่าทางด้าน (Liquid) จะต้องมีการติดครีป (fin) ทางด้านแก๊ส (Gas) เพื่อจะให้ความกะทัดรัดมากขึ้น

บทที่ 4

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวางพร้อมลักษณะคุณสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถแต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อกันได้โดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกลิกริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททานเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่น ๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายได้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้วไฟต์ แก้ว เป็นต้น

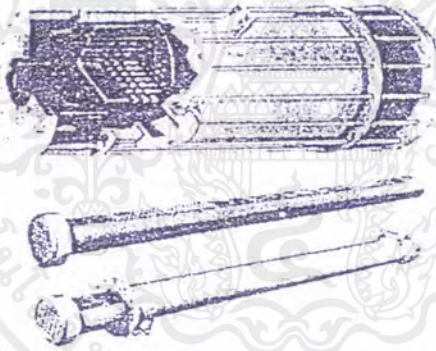
4.1.1 พลาสติก

วัสดุพลาสติกโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon (Polytetrafluoroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่ตีเยี่ยมในด้านความต้านทานต่อการทำลายทางเคมี และการเสื่อมสภาพ เราสามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่มท่อ PTFE ที่ยาวบางและยืดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อนี้จะถูกม้วนหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เปิดบรรจุน้ำระบายความร้อน อีกเทคนิคหนึ่งเป็นการชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวอื่น ๆ ที่สัมผัสกับของไหลที่กัดกร่อน

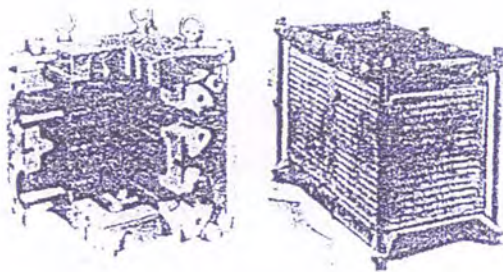
4.1.2 แก้วไฟต์

แก้วไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แก้วไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระโชกทางความร้อน) แก้วไฟต์สามารถรับการกัดกร่อนทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แก้วไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ข้อจำกัดทางด้านอุณหภูมิและความดันสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แก้วไฟต์โดยทั่วไปคือ 175 องศาเซลเซียส และ 1.7 MPa ตามลำดับ การใช้แก้วไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติยาวนาน แต่ได้ขยายขอบเขตการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้งานในขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิคทำให้แกรไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อิมตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัว โดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกรไฟต์มีความแข็งแรงต้านทานแรงดึงต่ำ สามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกรไฟต์ด้วยเปลือกโลหะขึ้นส่วนแกรไฟต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันก่อนข้างแน่น จะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกรไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูงมักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกรไฟต์ตัน รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน ชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักกรองทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักกรองทางด้านเซลล์ รูปที่ 4.1 และรูปที่ 4.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าว แม้ว่าแกรไฟต์จะสามารถต้านทานการกักกรองโดยการใช้ของไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออโรไนท์ ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซัลเฟอร์ไดออกไซด์ กรดไนตริก และกรดโครมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกรไฟต์โดยตรง

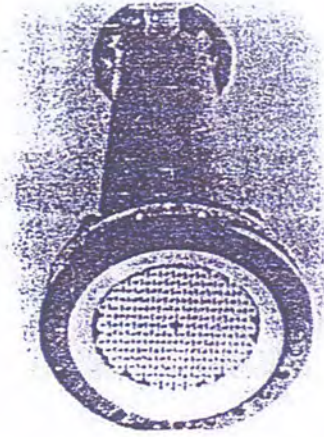


รูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้

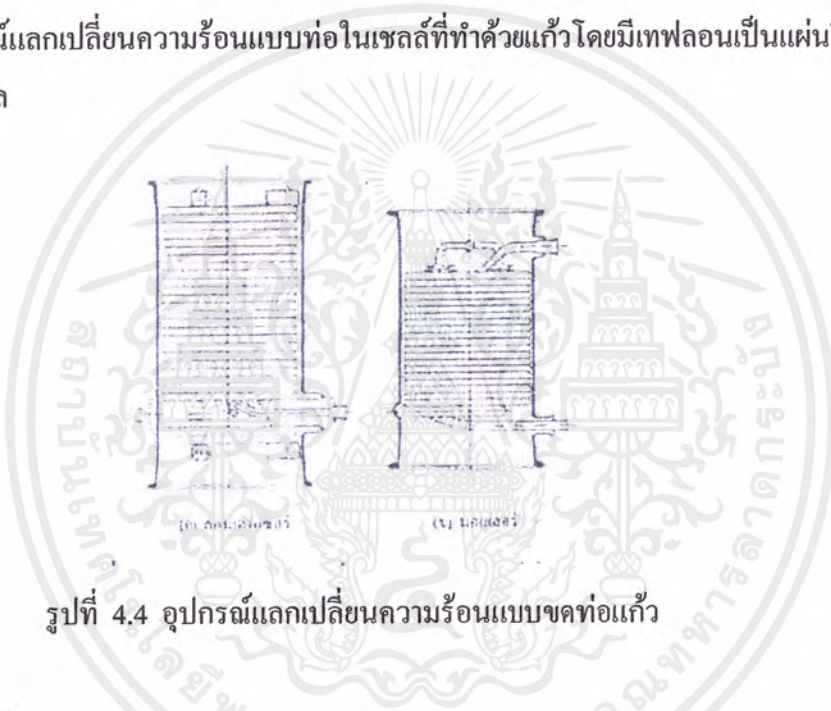


รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยการแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล



รูปที่ 4.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบชุดท่อแก้ว

4.1.3 แก้ว

แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่ง ที่มีการนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานพิเศษเฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กักความร้อนอื่น ๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูง โดยนอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยาและอาหาร ซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ดีเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทฟลอนเท่านั้น โอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้ว โดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูปที่ 4.3 และรูปที่ 4.4 รูปที่ 4.3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้ว และใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทฟลอน ตัวเซลล์อาจจะทำด้วยแก้วถ้าของไหลทั้งทางด้านเซลล์และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กักความร้อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kPa และ 175 องศาเซลเซียส ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กว่านี้ จะต้องใช้เซลล์ที่ทำด้วยเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทฟลอนหรือ ยาง รูปที่ 4.4 แสดงขดท่อคอนเดนเซอร์และขดท่อบอยเลอร์ที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็นจะ ไหลเวียนอยู่ในขดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อ ในการใช้งานอาจ มีขดท่อหลายชุดวางซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อ เทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เลข อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในทุก ๆ แง่แล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิด แต่แรกก็เป็นได้ ปัจจัยก็คือพื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกอย่างได้ผลใน หลาย ๆ กรณี ความต้านทานทางด้านเฟาถึงเป็นตัวต้านทานความร้อนที่มีอิทธิพลที่สุด และเมื่อ เปรียบเทียบกันแล้วความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็น วัสดุทางการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกัด กร่อนดีเยี่ยม ไม่ทำให้เกิดการปนเปื้อนและป้องกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้ หลายรูปแบบในราคาที่ต่ำ จึงทำให้ยังคงมีการใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่างโดยเฉพาะอย่าง ยิงในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ทฤษฎี

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

5.1 กลศาสตร์ของไหล

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัคลมโดยตรง ยิ่งความดันตกมาก จำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัคลม, W_{in}

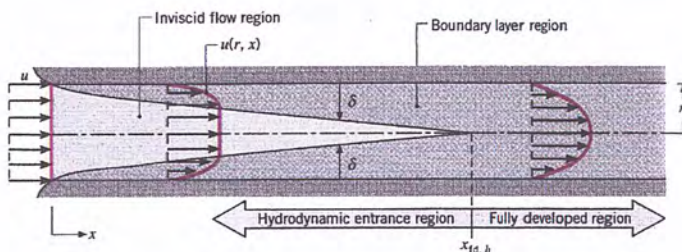
$$W_{in} = Q \Delta p \quad (5.1)$$

ความดันตกของของไหล, Δp

$$\Delta p = f \frac{\rho L V^2}{2D} \quad (5.2)$$

5.1.1 สถานะการไหล

พิจารณาการไหลแบบลามินาร์ในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 การก่อตัวของบาวนด์คาร์เลเยอร์ของการไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับกรไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์
เลขเรย์โนลด์, Re_D

$$Re_D = \mu_x \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (5.3)$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

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

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right) \approx 0.05 Re_D \quad (5.4)$$

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

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{turb}} \leq 60 \quad (5.5)$$

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

5.1.2 ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยคือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$m = \rho u_m A_c \quad (5.6)$$

ถ้าเป็นการไหลสภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า m และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

$$Re_D = \frac{4m}{\pi D \mu} \quad (5.7)$$

เพราะว่าค่า m อาจหาได้จากอินทิเกรตของผลิตภัณฑ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$m = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (5.8)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi \rho}{\rho \pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \quad (5.9)$$

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

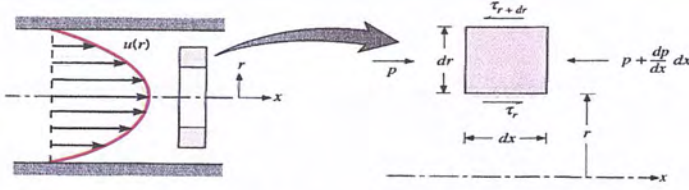
5.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบลามินาร์ของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับเทอร์บูเลนซ์ ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จาก การแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนต์ตามแนว x หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนต์ก็ได้ตามรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 5.2 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้

ดังนี้

$$-\tau_r(2\pi r dx) + \left\{ \tau(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[\tau(2\pi r dx)] dr \right\} + p(2\pi r dx) + \left\{ p(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[p(2\pi r dx)] dx \right\} = 0 \quad (5.10)$$

ซึ่งลดรูปเป็น $-\frac{d}{dr}(\tau r) = r \frac{dp}{dx} \quad (5.11)$

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

ดังนั้น (5.11) จะเป็น $\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (5.12)$

เพราะว่า dp/dx นั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (5.12) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r^2 + C_1 \quad (5.13)$$

และ $u(r) = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (5.14)$

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

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r \left[\frac{r}{r^2} \right] \quad (5.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น รูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็น พาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน (dp/dx) ต้องเป็นลบเสมอ

ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ (u_m) โดยแทนสมการ (5.15) ใน (5.9) แล้วอินทิเกรต จะได้

$$U_m = -\frac{r^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (5.16)$$

แทนสมการ (5.16) ใน (5.15) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (5.17)$$

เพราะว่า u_m สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (5.16) สามารถใช้หาเกรเดียนต์ของความดันได้ (dp/dx)

5.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้ เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลดเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx) D}{\rho u^2 m/2} \quad (5.18)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า ตัวประกอบเสียดทาน เฟนนิ่ง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau}{\rho u^2 m/2} \quad (5.19)$$

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

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (5.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (5.21)$$

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 5.2 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

Petukhov ได้เสนอสมการเป็น

$$f = (0.790 \ln \text{Re}_D - 1.64)^{-2} ; 3000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \times 10^6 \quad (5.22)$$

สำหรับ Blasius

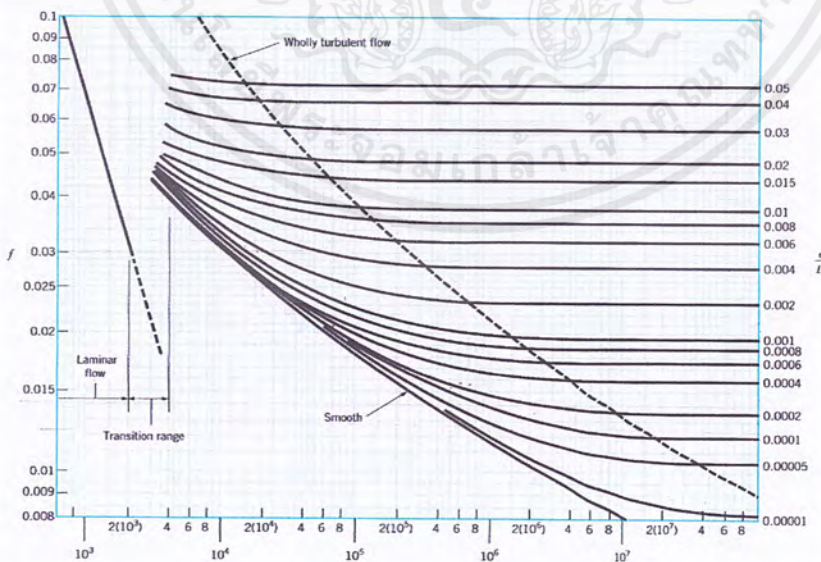
$$f = 0.316 \text{Re}_D^{-1/4} \quad \text{Re}_D < 2 \times 10^4 \quad (5.23)$$

$$f = 0.184 \text{Re}_D^{-1/5} \quad \text{Re}_D > 2 \times 10^4 \quad (5.24)$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันลด ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = - \int_{\rho_2}^{\rho_1} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (5.25)$$

ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 5.3 หรือจากสมการ (5.21) สำหรับการไหลแบบลามินาร์ และจากสมการ (5.23) และ (5.24) สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ในท่อกลมผิวเรียบ

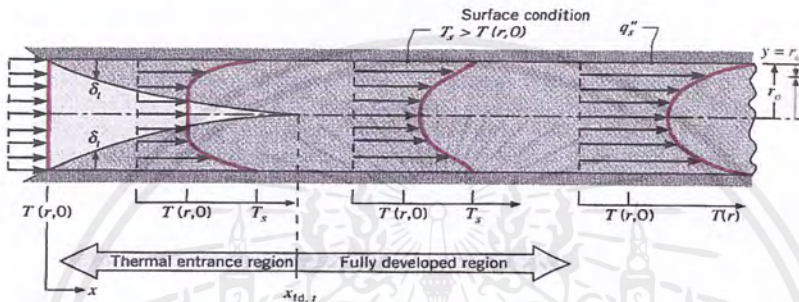


รูปที่ 5.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 5.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวน์คาร์ลีเลเยอร์ของความร้อนจะเริ่มต้นก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s'' = \text{คงที่}$) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 5.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์ลีเลเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \text{Pr} \quad (5.26)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (5.26) กับสมการของความเร็ว (5.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $\text{Pr} > 1$ แล้ว ไฮโดรไดนามิกบาวน์คาร์ลีเลเยอร์ขยายเร็วกว่าบาวน์คาร์ลีเลเยอร์ของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) และจะกลับกันถ้า $\text{Pr} < 1$ สำหรับค่า Pr สูงๆ เช่น น้ำมัน ($\text{Pr} \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปร่างของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อนในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมาก ๆ เช่น โลหะเหลว ($\text{Pr} \leq 0.05$) รูปร่างอุณหภูมิมักจะเป็นแบบปรับตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า $x_{fd,t}/D = 10$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} p u c_v T dA_c}{m c_v} \quad (5.27)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^r u T r dr \quad (5.28)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนแปลงตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน (q_s^n) ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใด ๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s^n = h (T_s - T_m) \quad (5.29)$$

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

5.2.2 สภาวะปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่ยากูรู้คือเกิดภาวะ Thermal fully development หรือยังสถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ $(\partial u / \partial x) = 0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อนแล้ว (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T / \partial x)$ ที่รัศมี r ใด ๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมาคือรูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T) / (T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้เป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่างสัมพัทธ์ Profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน (Thermally fully developed) และจะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

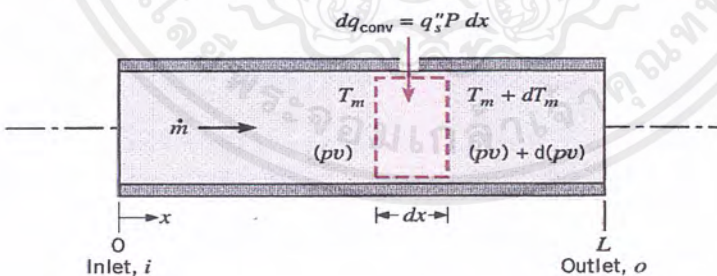
$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{r=r} = 0 \quad (5.30)$$

เมื่อ	T_s	คือ อุณหภูมิผิวท่อ
	T	คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ
	T_m	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (5.30) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี q_s'' คงที่หรือ T_s คงที่ก็ได้เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s'' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

5.3 การสมดุลของพลังงาน (Energy Balance)

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 5.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้น ถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 5.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม คิดต่อหน่วยมวลของไหล และจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v = \frac{1}{\rho}$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 5.5 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + m(c_v T_m + pv) - \left[m(c_v T_m + pv) + m \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (5.31)$$

หรือ
$$dq_{conv} = m d(c_v T_m + pv) \quad (5.32)$$

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

$$dq_{conv} = m c_p dT_m \quad (5.33)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกันในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะว่า v น้อยมาก ๆ $d(pv)$ โยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปของสมการ (5.33) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = m c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (5.34)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{m C_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (5.35)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

$$T_b = \frac{(T_{m,o} + T_{m,i})}{2} \quad (5.36)$$

เลขนัสเซิลด์, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (5.37)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขความร้อนที่ผิวคือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Surface Heat Flux) โดย
คิดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวครึ่ง

5.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม

5.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region)

ที่จุดใดๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5.38)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (5.38) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทาง
ขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (5.38) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในช่วงนี้การ
ประมาณบาวนด์รีเลเยอร์ของความเร็วเป็นที่พอใจ นั่นคือ $v = 0$ และ $(\partial u / \partial x) = 0$
สำหรับกรณีของรูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์
ความร้อนที่ผิวคงที่การประมาณบาวนด์รีเลเยอร์ของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ
 $\partial^2 T / \partial x^2 = 0$ แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการ
พลังงาน (5.38) ลดรูปเป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(\frac{\alpha}{r} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \frac{dT_m}{dx} \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \rho_s^m = \text{คงที่} \quad (5.39)$$

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

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_0^2} \right] + C_1 \ln r + C_2$$

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต c_1 และ c_2 หากจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

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 แปร
ตาม x จะได้ $C_2 = T_s - (2u_m / \alpha)(dT_m / dx)(3r_0^2 / 16)$ ดังนั้น สำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วและ
ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ จะได้การกระจายของอุณหภูมิในรูป

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_0^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_0} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (5.40)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่นๆ ก็สามารถหาได้ เช่น ถ้ารูปร่างของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (5.15) และ (5.40) โดยแทนในสมการ (5.28) และอินทิเกรตทั่วทั้ง r จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left(\frac{u_m r_0^2}{\alpha} \right) \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (5.41)$$

จากสมการ
$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s^n P}{mc_p}$$

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

$$T_m - T_s = \frac{11}{48} \frac{q_s^n D}{k} \quad (5.42)$$

จากกฎการเยื้องตัวของนิวตัน สมการ (5.29) และ (5.42) ได้ว่า

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

หรือ

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s^n \text{ ดังที่} \quad (5.43)$$

ดังนั้น ในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าตัวเลขที่นัมเบอร์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ Re_D , Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

5.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนต์ในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบ เสนอ โดย Colburn ซึ่งได้จาก Chilton – Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} \quad (5.44)$$

แทน f จากสมการ (5.24) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (5.45)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Dittus – Boelter ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (5.46)$$

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

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

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

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (5.47)$$

สำหรับ

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

โดยที่คุณสมบัติต่าง ๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาที่ T_s

Gnielinski ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.48)$$

สำหรับ

$$\left[\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

5.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใส่เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพเป็นความยาวเฉพาะ (characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้




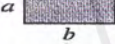
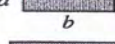
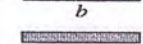

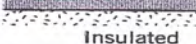


เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), D_h

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (5.49)$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด
 P คือ เส้นรอบรูปของการไหล

เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น Re_D และ Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ค่า Nu_D ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากตารางที่ 5.1

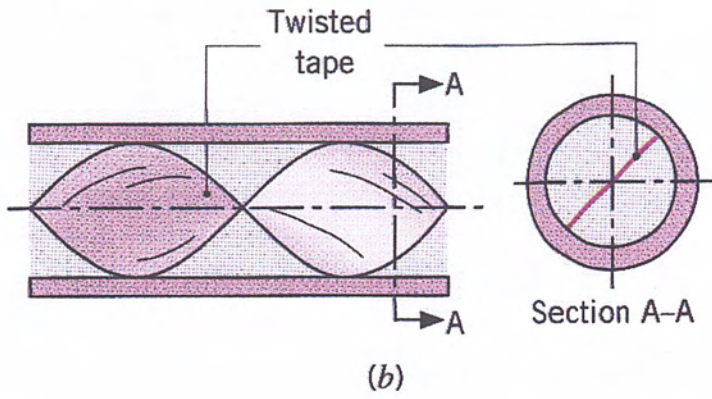
ตารางที่ 5.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$	
		(Uniform q_s'')	(Uniform T_s)
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	∞	8.23	7.54
	∞	5.39	4.86
	—	3.11	2.47

5.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวบิดตามรูปที่ 5.6 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของหมุน 360 องศา เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตก (pressure drop) มากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการบิดแผ่นเกลียวบิด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

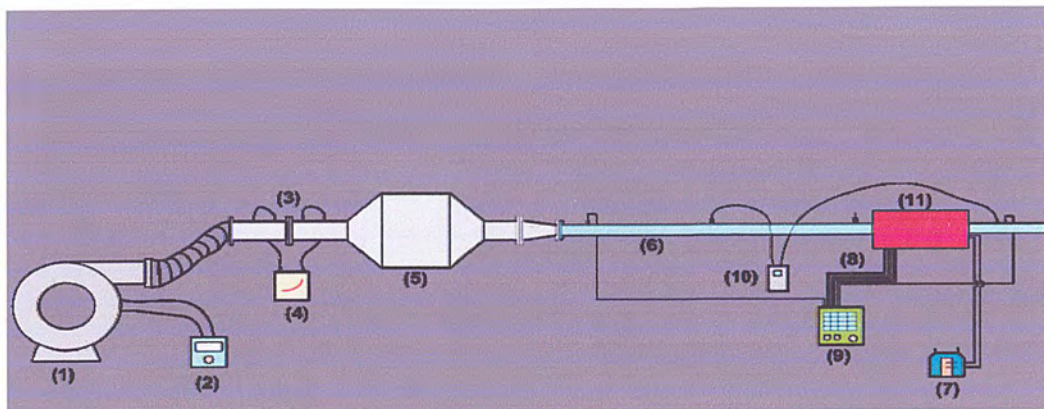
บทที่ 6

การออกแบบและการคำนวณ

6.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เทคนิคอากาศไหลแบบหมุนวนช่วยในการถ่ายเทความร้อน การไหลแบบหมุนวนได้ถูกนำมาใช้ในงานทางด้านอุตสาหกรรมเป็นจำนวนมาก การหมุนวนได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันของอากาศที่ถูกถ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีป การติดครีปได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกถ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีป และช่วยเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีป ซึ่งการใส่แผ่นบางที่ติดครีปรูปตัวดับเบิลยูภายในท่อเป็นผลให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น สามารถนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ลดพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป็นผลให้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ถูกออกแบบมาเพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 4.526×4.526 เซนติเมตร มีความยาว 101 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 2 ชั้น ฉนวนชั้นในเป็นฉนวนใยเซรามิก ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน (Flex) มีแผ่นบางติดครีปที่ทำจากอลูมิเนียมมีความสูง 10% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา สูง 15% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา และ สูง 20% ของ D_h มุม 10, 15, 20 องศา ทุกครีปหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิตซ์ 4.526 เซนติเมตร แผ่นบางแต่ละอันจะถูกเสียบตามแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส และแผ่นบางแต่ละอันจะติดครีปให้มีความพอดีกับช่วง test section โดยหลักการทำงานของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ Blower เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ทำให้เกิดการไหลของอากาศผ่านถังพักลม ท่อทางเข้าชุดทดลอง และชุดทดลอง ในการทดลองกำหนดให้มีอัตราการไหลของอากาศในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4000 - 40000$ ซึ่งอัตราการไหลของอากาศจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ และวัดค่าอัตราการไหลออกมาโดยชุดออริฟิซิเตอร์



รูปที่ 6.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป ประกอบด้วย

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

6.2 การคำนวณ

6.2.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 40000$ ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุด จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (6.1)$$

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

$$= 0.04526m$$

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

จากสมการเลขเรย์โนลด์

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \quad (6.2)$$

หาความเร็วเฉลี่ย

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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

จากสมการ

$$Q = \bar{V}A_c \quad (6.3)$$

$$= 14.135 \times 0.04526 \times 0.04526$$

$$= 0.028955 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

ดังนั้นในการทดลองใช้พัดลมมีอัตราการไหลมากกว่า 1.7373 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

6.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 1400$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนซ์ เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} = 1400$ และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนซ์เต็มที่ที่ $Re_D \geq 4000$

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

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

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

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

ดังนั้นในการทดลองใช้ท่อทางเข้าชุดทดลองมีความยาวมากกว่า 0.4526 เมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

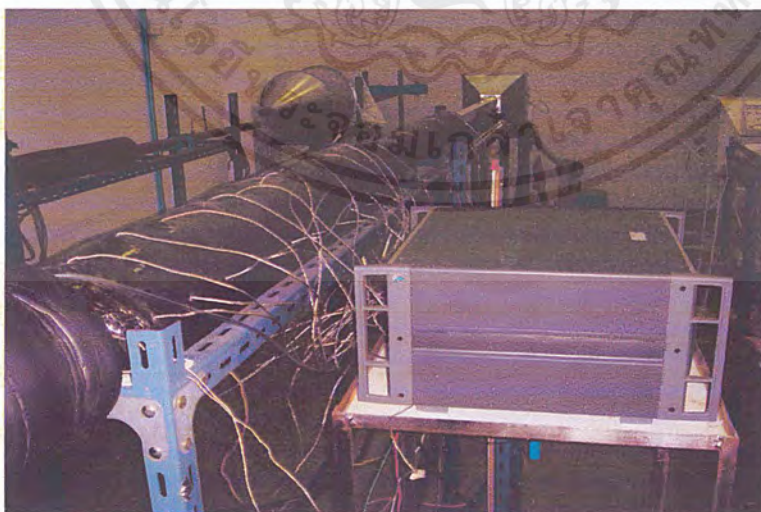
ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบสามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

7.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการทดลองชุดอุปกรณ์ถึงผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลองจึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

7.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบโดยให้ลมไหลแบบตรง ท่อที่มีแผ่นบางติดครีบบรูปตัวดับเบิลยู โดยวางตามแนวเส้นทแยงมุมภายในท่อชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยให้ลมไหลแบบตรงดังแสดงในรูปที่ 7.1



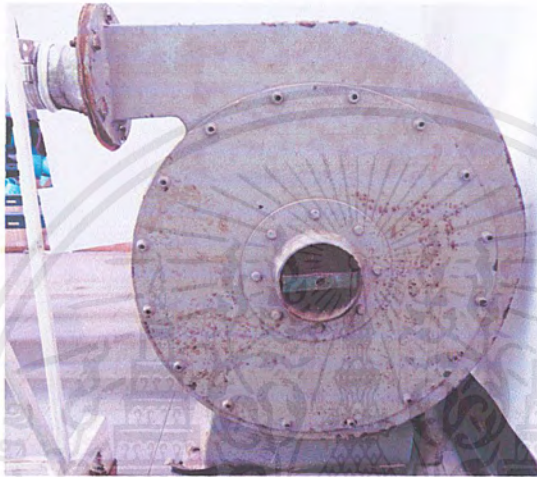
รูปที่ 7.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

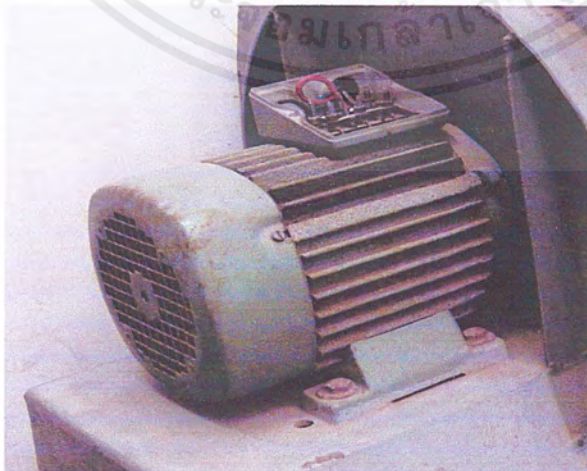
7.1.2 Supply Air

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



รูปที่ 7.2 Blower

Motor เป็นต้นกำลังในการขับ Blower ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A ดังแสดงในรูปที่ 7.3



รูปที่ 7.3 Moter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

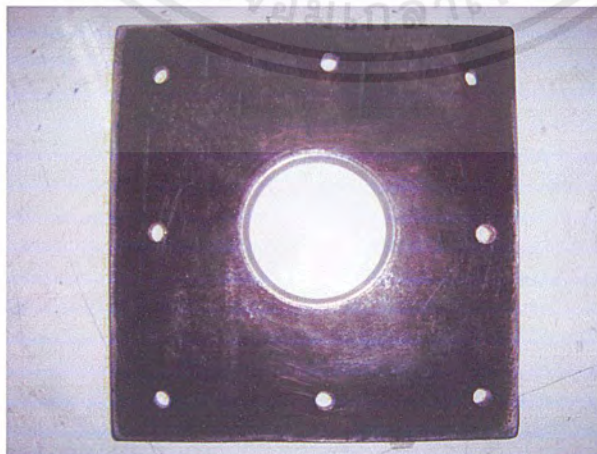
Inverter TYPE FVR7.5E11S – 4JE ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับ Blower ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 7.4 โดย Inverter สามารถปรับความเร็วรอบได้สูงสุดเท่ากับ 2400 rpm และมีค่าความละเอียดในการปรับความเร็วรอบในหลักหน่วย ใช้กระแสไฟฟ้า 380 v 3 PHASES



รูปที่ 7.4 Inverter

7.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

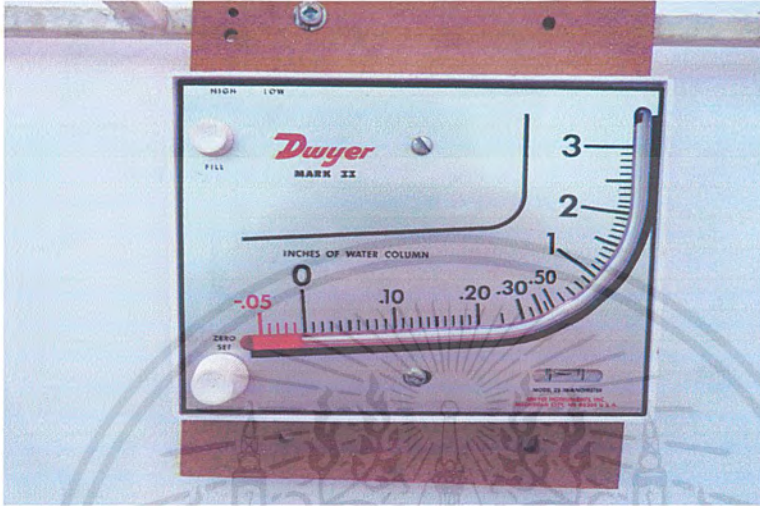
Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ โดย Orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลองดังแสดงในรูปที่ 7.5 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762



รูปที่ 7.5 Orifice meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สามารถอ่านค่าของระดับ red gage Oil (specific gravity 0.826) ได้มีความถูกต้องมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 7.6



รูปที่ 7.6 Inclined manometer

7.1.4 ถังพักลม

ถังพักลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับความเร็วลมให้คงที่ซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม มีความกว้าง 30 เซนติเมตร ยาว 40 เซนติเมตร และ สูง 30 เซนติเมตร ดังแสดงในรูปที่ 7.7



รูปที่ 7.7 ถังพักลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

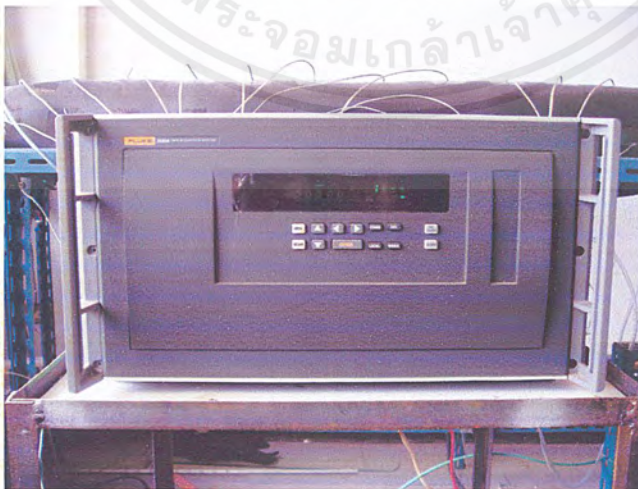
เครื่องควบคุมความร้อนฮีตเตอร์ แบบสไลด์โวลท์เทจ TDBC 2-3 kVA CAPACITY: 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เทจที่ให้กับฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 7.8 โดยเครื่องควบคุมความร้อนสามารถปรับโวลท์เทจได้สูงสุดเท่ากับ 250 V



รูปที่ 7.8 เครื่องควบคุมความร้อนฮีตเตอร์ และฮีตเตอร์ 3000 W

7.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data Logger Flux เป็นอุปกรณ์อ่านค่าอุณหภูมิผิวท่อที่ตำแหน่งต่าง ๆ คือ อุณหภูมิผิว 28 จุด ช่วง test section และอุณหภูมิผิวที่ทางเข้า-ออก 2 จุด ดังแสดงในรูปที่ 7.9 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้สูงสุด 40 ตำแหน่ง



รูปที่ 7.9 Data Logger Flux

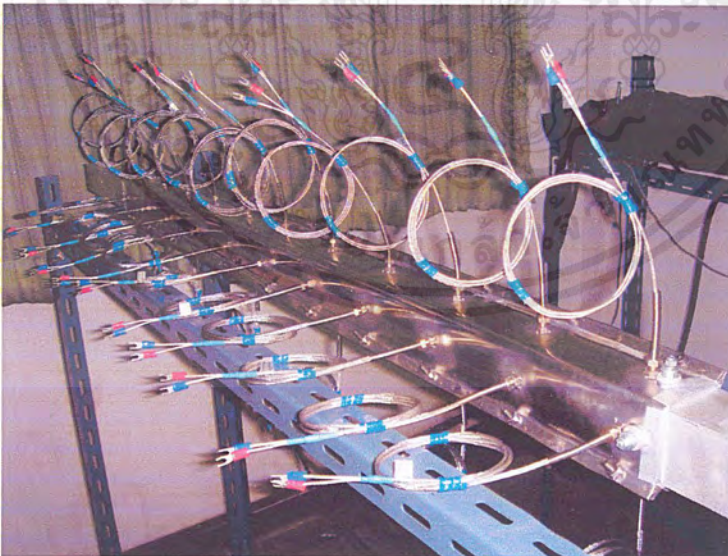
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.10 คอมพิวเตอร์

คอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิผิวท่อทั้งหมด 30 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิว 28 จุด ช่วง test section และอุณหภูมิผิวที่ทางเข้า-ออก 2 จุด ดังแสดงในรูปที่ 7.10

Thermocouple เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวท่อ คือ อุณหภูมิที่ทางเข้า-ออก ช่วง test section และอุณหภูมิผิวช่วง test section 28 ตำแหน่งดังแสดงในรูปที่ 7.11 ซึ่งเป็น Thermocouple type K และใช้ Thermocouple ในการทดลองทั้งหมด 30 ตัว



รูปที่ 7.11 Thermocouple

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมของท่อผิวเรียบ ก่อนเข้า test section เป็นระยะ 105 เซนติเมตร และท่อคดกริบก่อนเข้า test section เป็นระยะ 4.526 เซนติเมตร และตำแหน่งทางออก test section เป็นระยะ 4.526 เซนติเมตร ข้างหลังกริบในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 7.12



รูปที่ 7.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer

7.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

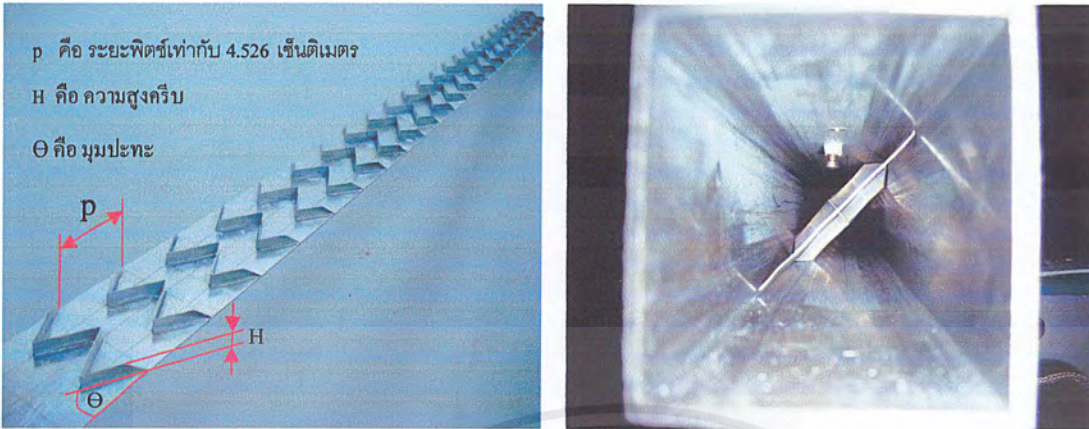
เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกชุดทดลอง ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 7.13



รูปที่ 7.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

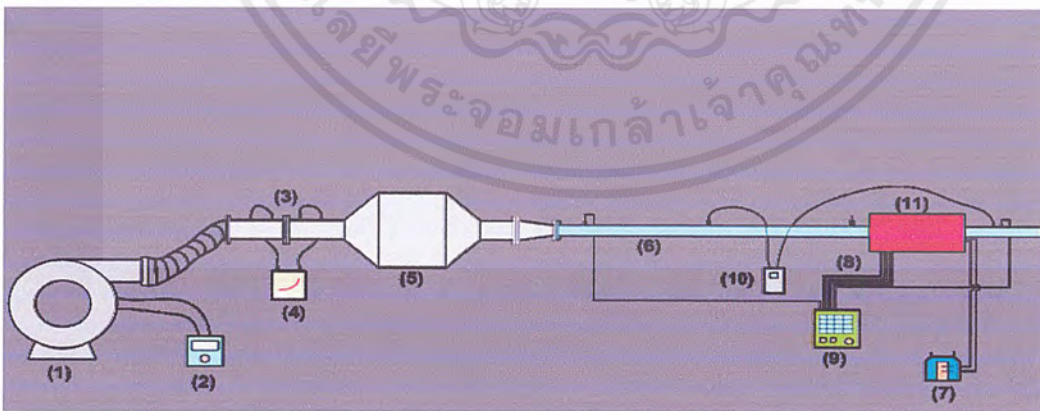
7.1.9 แผ่นบางติดครีบริบรูปตัวดับเบิลยู



รูปที่ 7.14 แผ่นบางติดครีบริบรูปตัวดับเบิลยู

7.2 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริบ และอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 7.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ทางเข้าชุดทดลองเป็นท่ออลูมิเนียมขนาดหน้าตัด 4.526×4.526 เซนติเมตร และมีความยาว 242 เซนติเมตร มีแผ่นบางติดครีบริบที่ทำจากอลูมิเนียมมีความสูง 10% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา สูง 15% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา และ สูง 20% ของ D_h มุม 10, 15, 20 องศา ทุกครีบริบหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิชต์ 4.526 เซนติเมตร และแผ่นบางแต่ละอันจะติดครีบริบให้มีความพอดีกับช่วง test section



รูปที่ 7.15 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบริบ ประกอบด้วย

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

7.3 วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีแผ่นบางติดครีบริบรูปตัวดับเบิลยูโดยติดครีบริบทั้งสองฝั่งของแผ่นบางและวางในแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยให้ลมไหลแบบตรง

1. ทำการติดครีบริบที่ผิวทั้งสองด้านของแผ่นบาง และวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส
2. วัดค่าความดันตกคร่อม และบันทึกผล
3. เปิดสวิทช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลองโดยอินเวอร์เตอร์
4. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่
5. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ที่ต้องการวัดจนคงที่
6. บันทึกอุณหภูมิผิวครีบริบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบริบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบริบ
7. ปรับความเร็วลมเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ โดยให้เลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง

$$Re = 4000-40000$$

8. ทำการเปลี่ยนความสูง และมุมของครีบริบ
9. ดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2-7

บทที่ 8

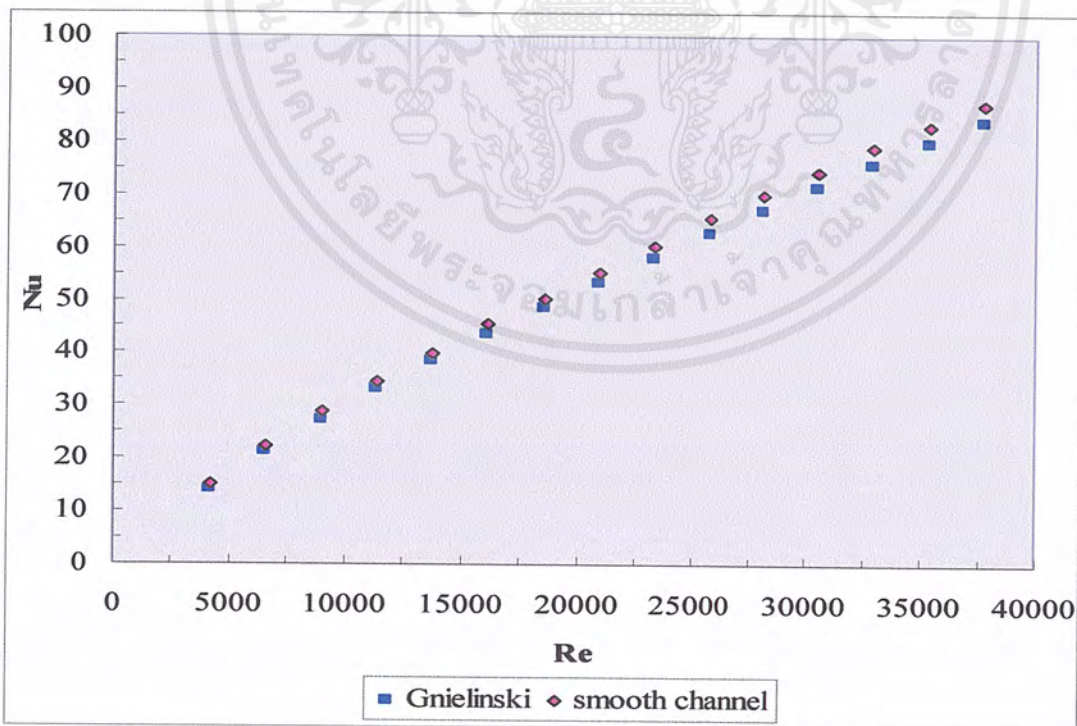
ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

งานวิจัยนี้สามารถแยกการวิเคราะห์ได้เป็น 2 ส่วน การวิเคราะห์ผลสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient) และการวิเคราะห์ผลตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor) ดังต่อไปนี้

8.1 ผลการทดลองที่มีผนังเรียบ

8.1.1 เลขนัสเซิลท์ (Nusselt number)

ในรูปที่ 8.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเรโนลด์เบอร์ กรณีที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์เลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบเลขนัสเซิลท์จากการทดลองและเลขนัสเซิลท์จากทฤษฎี (Gnielinski) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์เลขนัสเซิลท์จากการทดลองมีค่ามากกว่าเลขนัสเซิลท์จากทฤษฎี โดยเลขนัสเซิลท์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.9588% เมื่อเทียบกับ Gnielinski



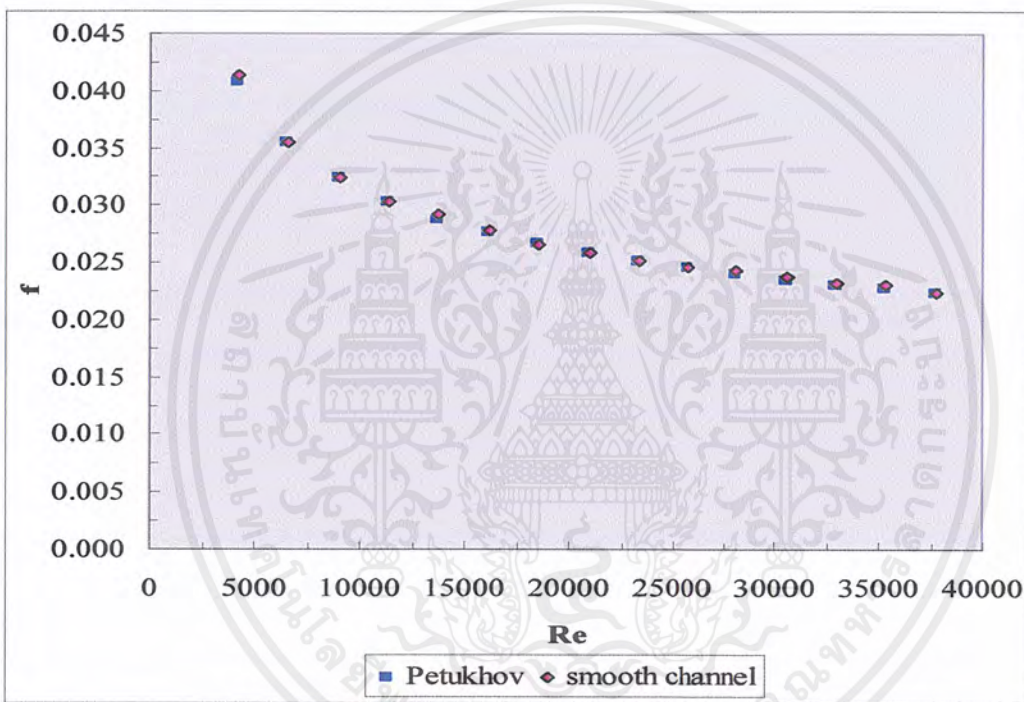
รูปที่ 8.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี (Petukhov) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 0.4734% เมื่อเทียบกับ Petukhov



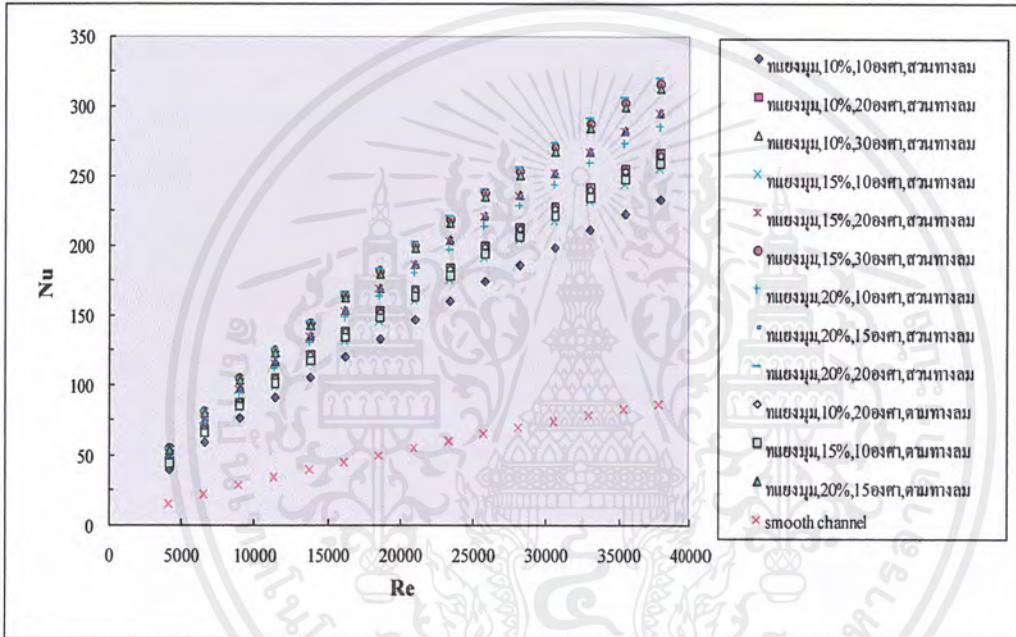
รูปที่ 8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีผนังเรียบ

8.2 อิทธิพลรูปร่างครีบ

ในรูปที่ 8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลต์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อเลขเรย์โนลด์ของครีบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซิลต์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ขอดมมุมแหลมสองขอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเซิลต์มากที่สุด ตามด้วย ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ขอดมมุมแหลมสองขอดสามเหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ขอดมมุมแหลมขอดเดี่ยวสามเหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ขอดมมุมแหลมสอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยอดสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดียวสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดียวสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีเลขนัสเชิลล์ลดลงตามลำดับ การติดตั้งครีปลักษณะต่าง

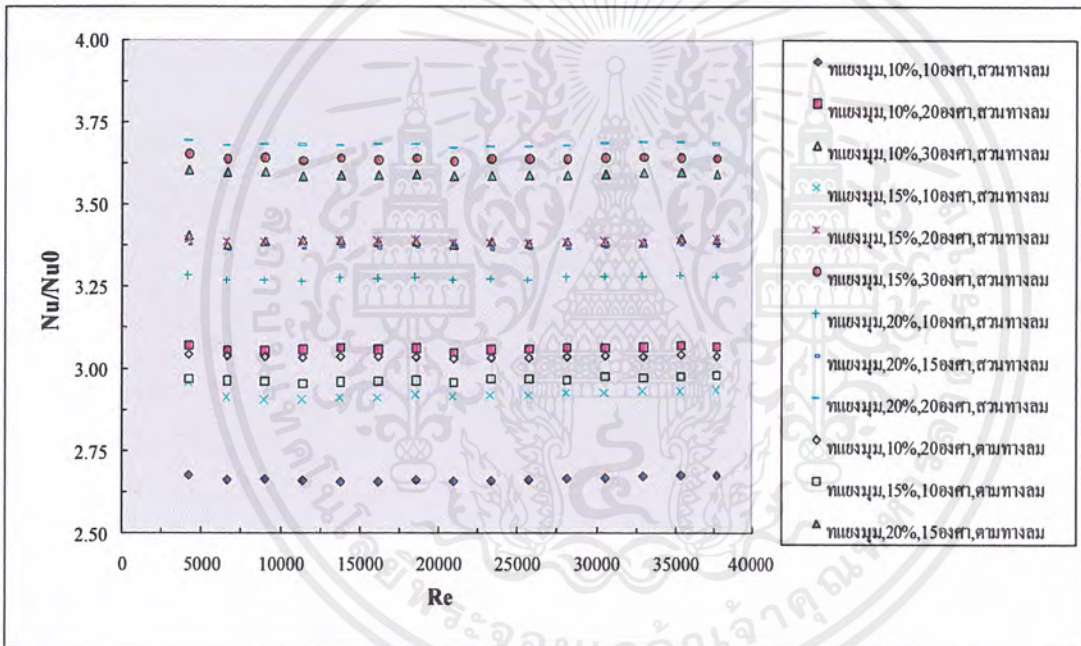


รูปที่ 8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเชิลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเชิลล์ต่อเลขนัสเชิลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเชิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.6846 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเชิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.6413 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดียวสามเหลี่ยม มีเลขนัสเชิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.5925 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเชิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.3874 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.3873 เท่า ครีบริบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.3699 เท่า ครีบริบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.2754 เท่า ครีบริบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม มีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.0615 เท่า ครีบริบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสามเหลี่ยมมีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.0384 เท่า ครีบริบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสามเหลี่ยม มีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.9669 เท่า ครีบริบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยมมีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.9252 เท่า และครีบริบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยมมีเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.6646 เท่า

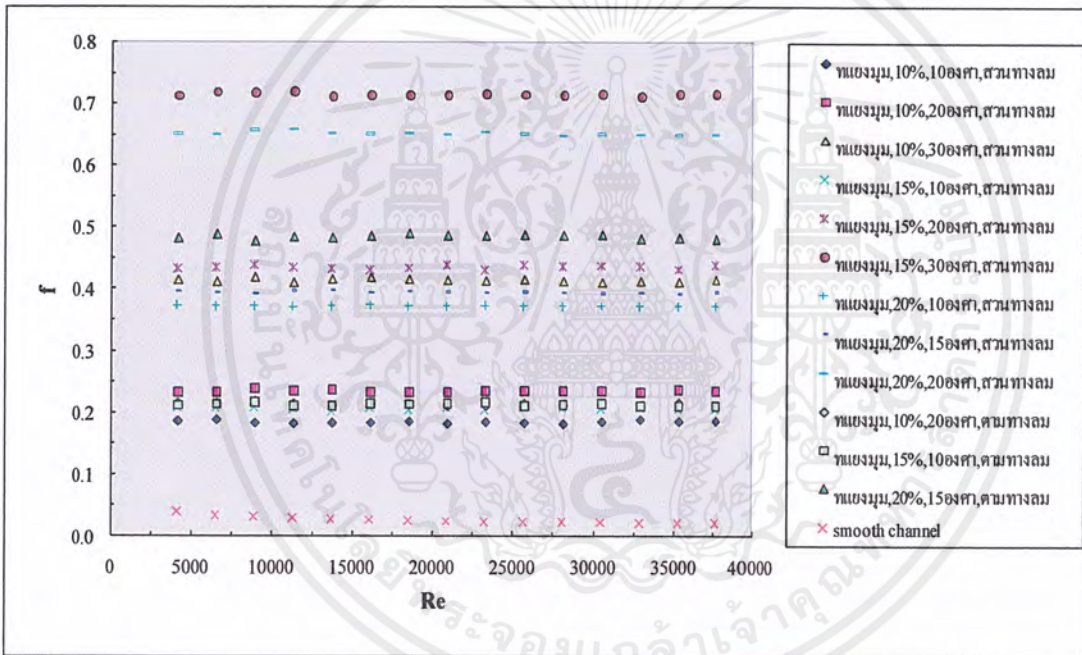


รูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์ต่อเลขนัสเซิลต์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบริบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบริบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์รูเลนซ์ ครีบริบทุกขนาดมีค่าตัวประกอบเสียดทานใกล้เคียงกันเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การคิดครีบริบลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบริบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสามเหลี่ยม ครีบริบที่มี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ

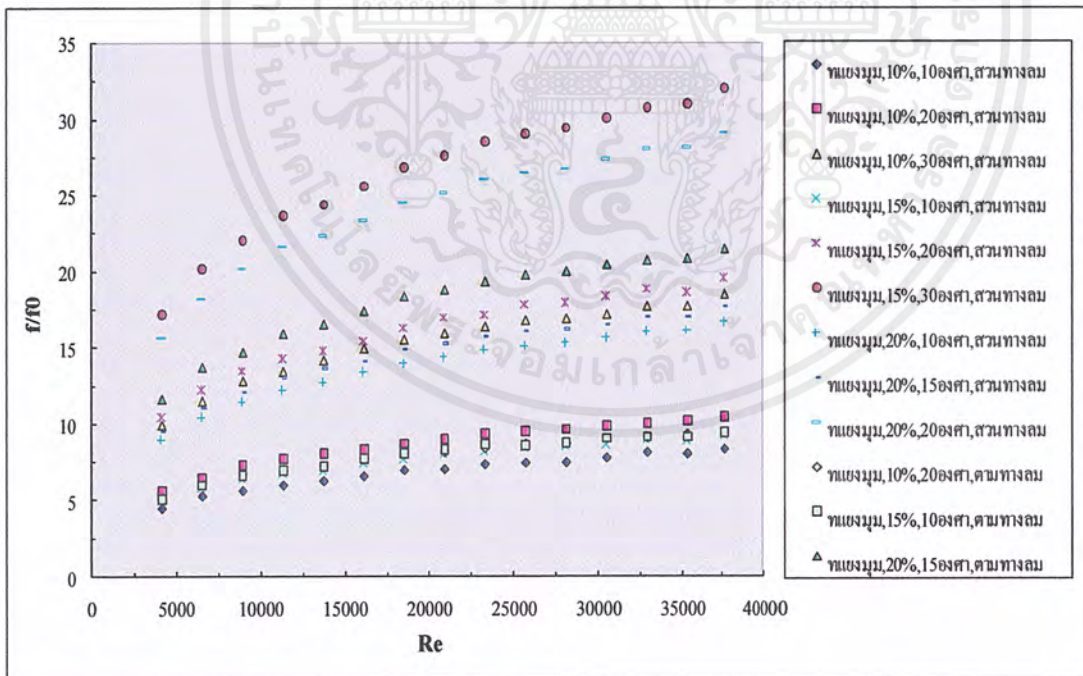


รูปที่ 8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 8.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 26.5750 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 24.2372 เท่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

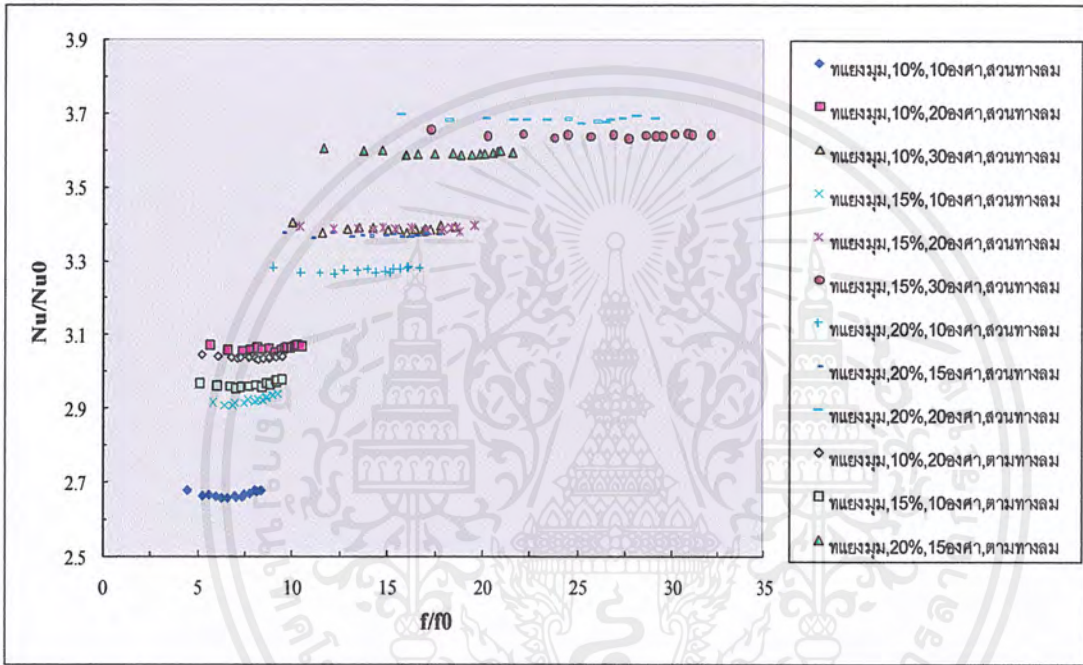
ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเคียวสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 18.0200 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 16.1709 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 15.3622 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 14.6692 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.8834 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 8.7441 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเคียวสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.9656 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเคียวสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.9385 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.7188 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.9000 เท่า



รูปที่ 8.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 8.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีท่อมีครีบกจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบของครีบกทุกแบบเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อที่มีผนังเรียบเท่าเดิม การทำให้พื้นที่ผิวภายในท่อขรุขระหรือติดครีบกที่ผิวภายในท่อเพื่อให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น เป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

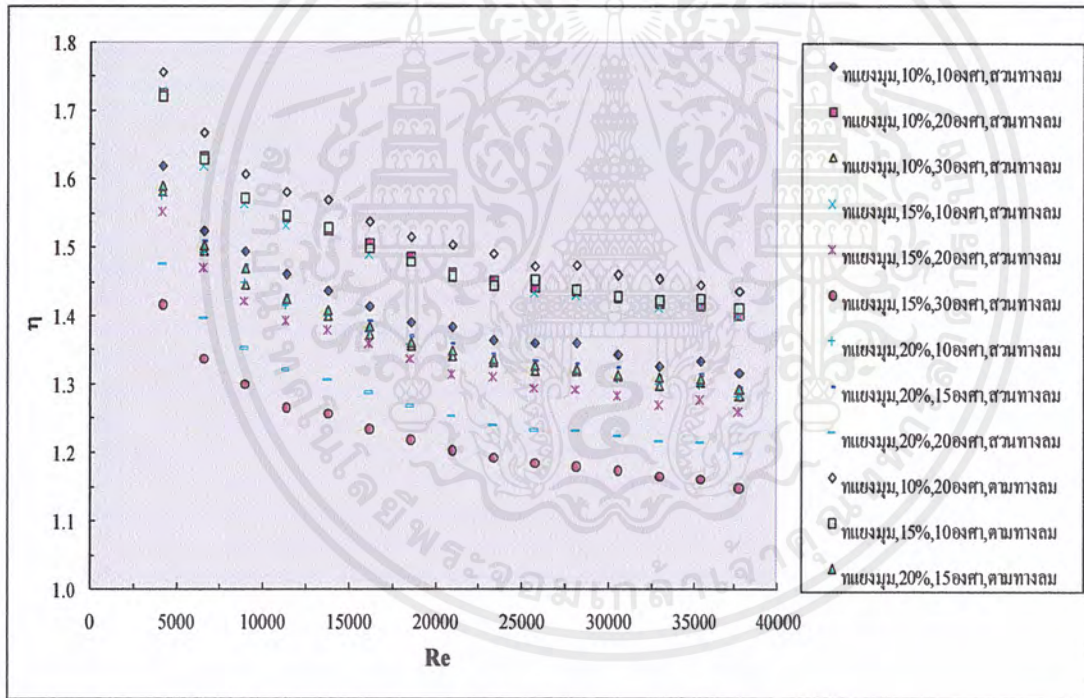


รูปที่ 8.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีท่อมีครีบกจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 8.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์์ กรณีท่อมีครีบกจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบกที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเคียวสัมพันธ์มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.5305 เท่า ครีบกที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเคียวสัมพันธ์มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4963 เท่า ครีบกที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4894 เท่า ครีบกที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เรียบ 1.4860 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4084 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3852 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ขอดมูมแหลมยอดเดียวคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3790 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3713 เท่า ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3711 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3481 เท่า ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.2811 เท่า ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ขอดมูมแหลมสองยอดคัมผัสลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.2278 เท่า



รูปที่ 8.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีปจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 9

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

9.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ จากการทดลองพบว่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ โดยการติดครีบบที่แผ่นบาง โดยวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การติดครีบบจะส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อน 2 ประการคือ ประการแรก จะช่วยทำให้อากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองปั่นป่วนอันเนื่องมาจากแผ่นบางติดครีบบที่เสียบเข้าไปทำให้อากาศหมุนวนและช่วยพาความร้อนออกจากท่อ ประการที่สอง เป็นการเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนภายในท่อให้นานมากขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

2. การศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ จากการทดลองจะได้ว่าท่อที่มีครีบบ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น

3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ โดยติดครีบบที่แผ่นบางและวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ เมื่อเลขเรย์โนลด์์ของครีบบทุกขนาดเพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซิลล์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบบลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้เลขนัสเซิลล์เพิ่มขึ้น ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสมีเลขนัสเซิลล์มากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ด้านมุมแหลมยอดเดียวสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ด้านมุมแหลมยอดเดียวสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ด้านมุมแหลมยอดเดียวสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีเลขนัสเซิลล์ลดลงตามลำดับ ครีบบทุกแบบมีความหนา 0.3 มิลลิเมตร จากการทดลองพบว่าครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา โดยให้ด้านมุมแหลมสองยอดสัมผัส มีเลขนัสเซิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6846 เท่า และครีปที่ความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวยาวสัมพันธ์สม มีความหนา 0.3 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.5305 เท่า การติดตั้งครีปที่มีความสูงและมุมมากจะให้เลขนิตเซลล์มากกว่าการติดตั้งครีปที่มีความสูงและมุมน้อย

4. ในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีปทุกขนาดมีค่าตัวประกอบเสียดทานใกล้เคียงกัน เมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การติดครีปลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวยาวสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวยาวสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ครีปที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์สม ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ

9.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีปเป็นงานวิจัย ซึ่งได้ทำการศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และศึกษาผลของรูปร่างครีปและความสูงครีป ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ฉะนั้นแล้วควรจะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิชชอื่น ๆ ของครีป
2. ศึกษาถึงการใช้ครีปรูปอื่น ๆ เช่น รูปพาราโบลา
3. ศึกษาถึงการใช้ครีปที่มีร่อง (Rib – grooved)
4. ศึกษาถึงชุดทดลองที่เป็นท่อกลม
5. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] ณรงค์ ทรัพย์พิริวงษ์ 2550. การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบและตัวสร้างกระแสวน. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [2] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-252.
- [3] Ahn, S.W. 2001. The effects of roughness types on friction factors and heat transfer In roughened rectangular duct. *Int. Comm. Heat Mass Transfer* Vol.28, 28, pp. 933-942
- [4] Benlu and Pei-Xue Jiang. 2005. Experimental and numerical investigation of Convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs.. *Int. J. Experimental Thermal and Fluid Science*.
- [5] Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden. 1998. Experimental study of flow and heat Transfer in rib-roughened rectangular channel. *Experimental Thermal and Fluid Science* 16, pp. 349-365.
- [6] Cengel, Yunus A 1998. *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill, New York, pp 349-394.
- [7] Fox, Robert W. and Alan T. McDonald. 1998. *Introduction to Fluid Mechanics*. Wiley, New York, pp 332-395.
- [8] Giovanni Tanda. 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-Shaped broken ribs. *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 47, pp. 229-243.
- [9] Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow. 1978. An investigation of heat Transfer and Friction for rib-roughened surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 21, pp. 1143-1156.
- [10] Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee. 1991. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. *ASME J. Heat Transfer* Vol. 113, pp. 590-596.
- [11] Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee. 1993. Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters. *J. Enhanced Heat Transfer* Vol. 1, pp. 37-52.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [12] Holman, J.P. 1990. Heat Transfer. McGraw-Hill, New York, pp. 217-321.
- [13] Incropera, Frank P. and David P. Dewitt. 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, New York, pp. 419-461.
- [14] Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi. 2005. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. Solar Energy.
- [15] Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu. 1990. Effects of Rib Angle and Orientation on Local Heat Transfer in Square Channels with Angled Roughness Ribs. In: R.K. Shah, A.D. Kraus, D.E. Metzger, Compact Heat Exchangers, Hemisphere, Washington.
- [16] Munson, Bruce R., Donald F. Young, and Theodore H. Okiishi. 1990. Fundamentals of Fluid Mechanics. John Wiley & Sons, New York, pp. 465-547.
- [17] Ozisik, M.N. 1985. Heat Transfer: A Basic Approach. McGraw-Hill, New York, pp. 281-338.
- [18] Rajendra Karwa. 2003. Studies of Augmented Heat Transfer and Friction in Asymmetrically Heated Rectangular Ducts with Fins on The heated wall in Transverse, Inclined, V-Continuous and V-Discrete Pattern. Int. Comm. Heat Mass Transfer Vol. 30, pp. 241-250.
- [19] Taslim, M.E., T. Li, and D.M. Kercher. 1996. Experimental heat transfer and friction In channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls. ASME J. Turbomachinery Vol. 118, pp. 20-28.
- [20] Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han. 1994. Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls. ASME J. Heat Transfer Vol. 116, pp. 58-65.
- [21] Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine Introduction to Heat Transfer Fifth Edition, John Wiley & Sons, pp. 499

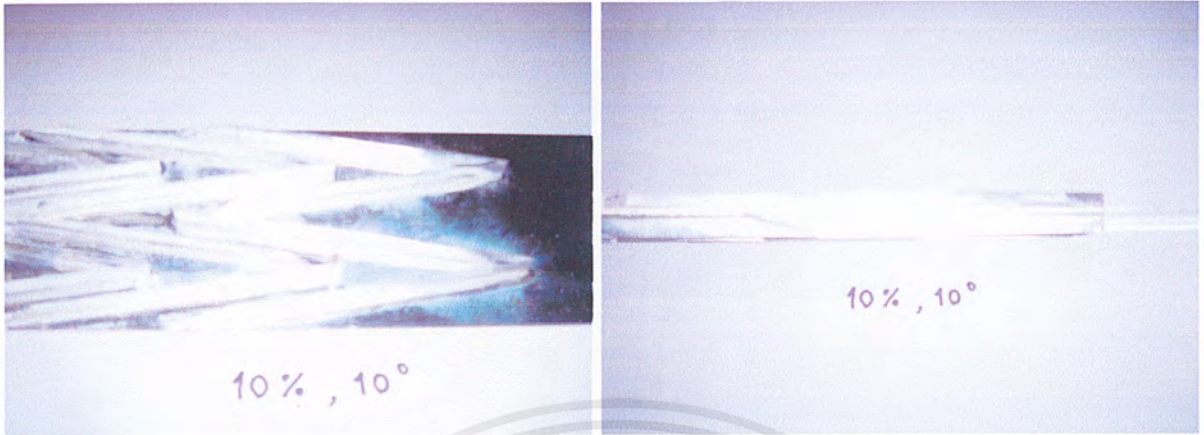


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

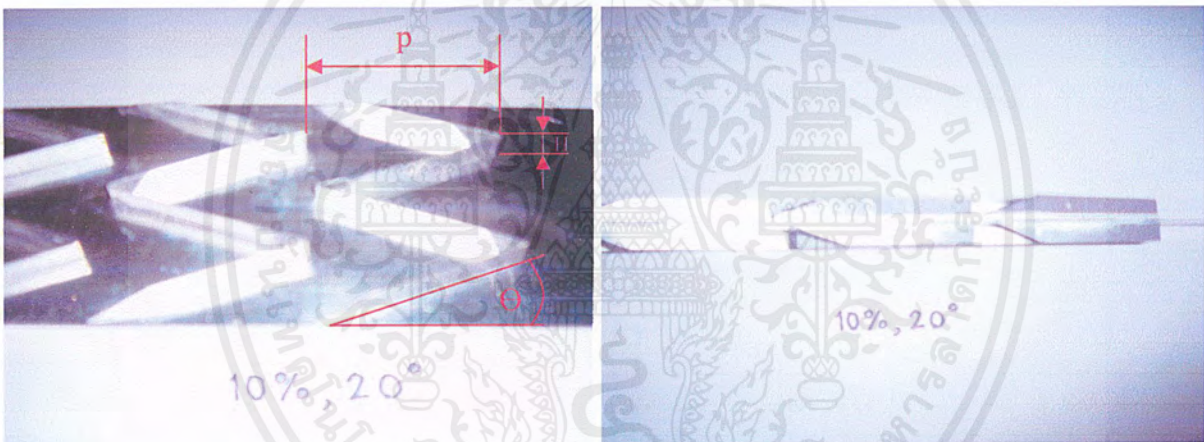


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

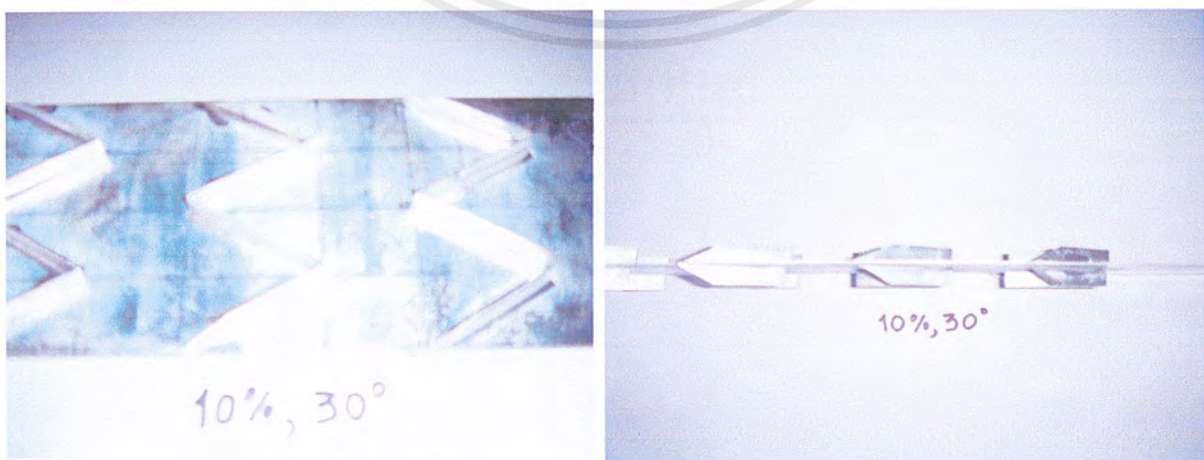
คิริบทุกแบบที่ติดบนแผ่นบางมีความหนา 0.3 มิลลิเมตร และมีระยะพิตซ์ 4.526 เซนติเมตร



รูปที่ ก-1 แสดงคิริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา

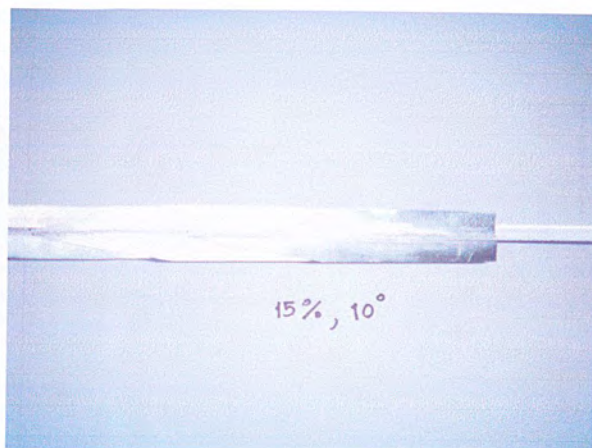
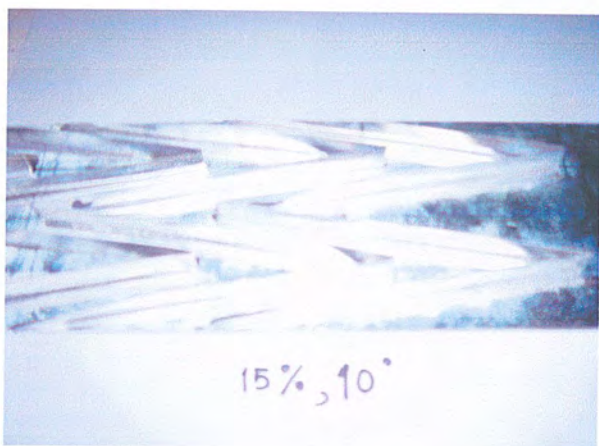


รูปที่ ก-2 แสดงคิริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา

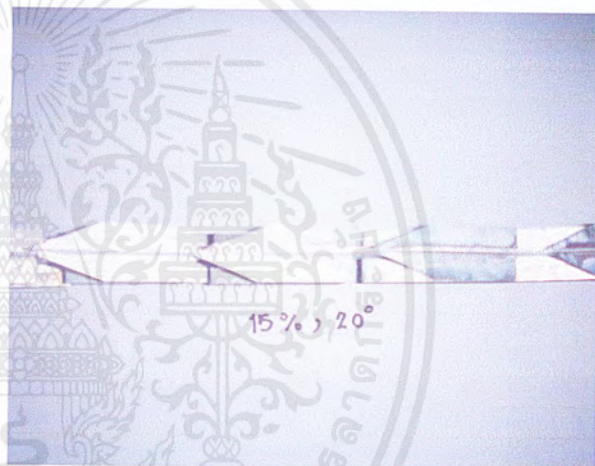
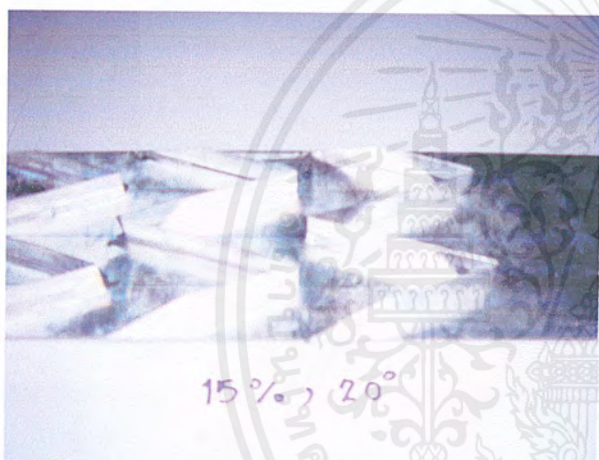


รูปที่ ก-3 แสดงคิริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา

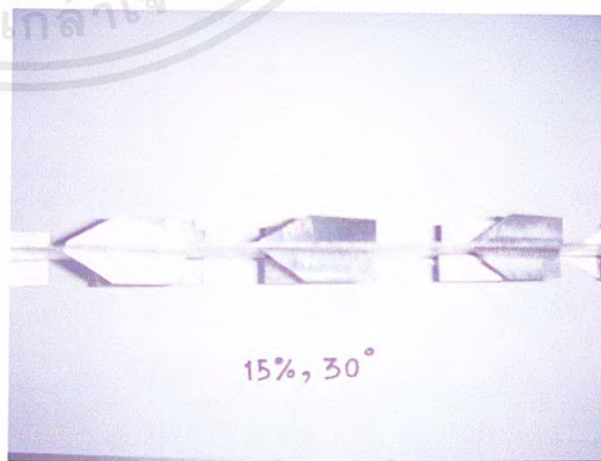
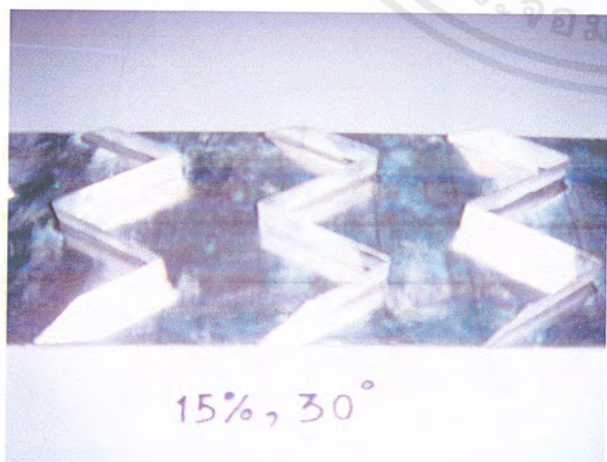
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก-4 แสดงครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา

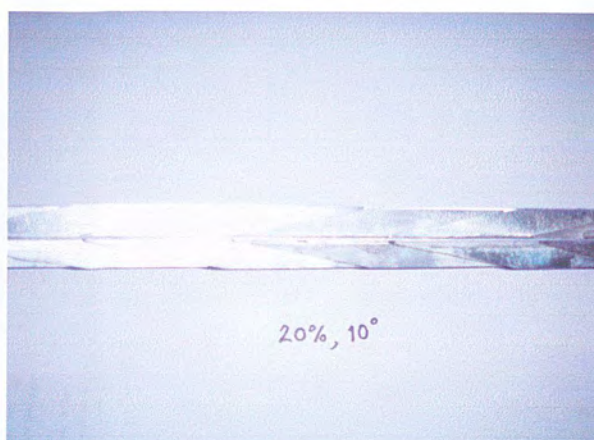
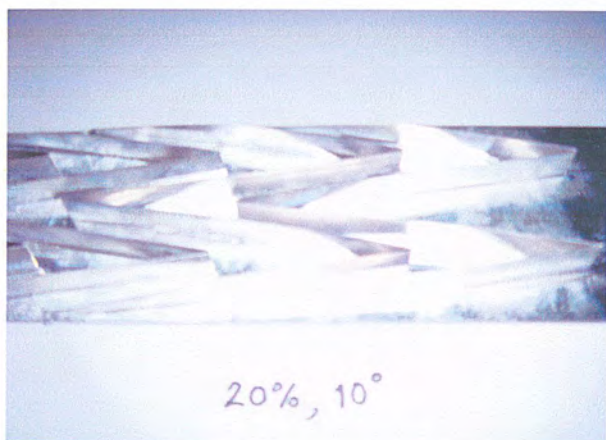


รูปที่ ก-5 แสดงครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา



รูปที่ ก-6 แสดงครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก-7 แสดงครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา



รูปที่ ก-8 แสดงครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา



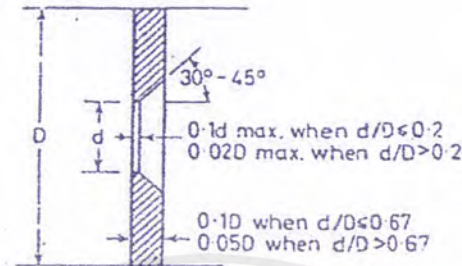
รูปที่ ก-9 แสดงครีบริบรูปตัวดับเบิลยูที่ความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



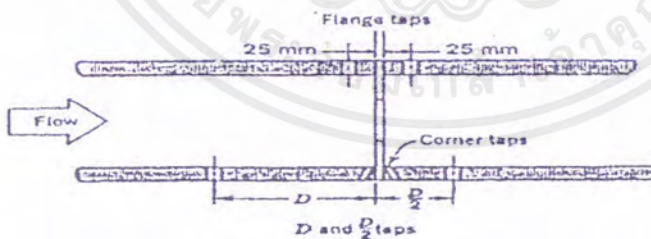
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออริฟิซชนิดต่าง ๆ คล้ายคลึงกัน สามารถอธิบายด้วยกันได้ แต่ละชนิดแตกต่างกันที่ pressure tapping ซึ่ง orifice มาตรฐานกำหนดดังนี้ รูปร่างลักษณะ (description) ออริฟิซ (orifice) ได้แสดงหน้าตัดต่าง ๆ ดังรูปที่ ข-1



รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

แผ่นออริฟิซเป็นแผ่นบาง ๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย ๆ ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีการสึกกร่อนได้ อันเนื่องมาจากการชนของอนุภาคเล็ก ๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการก็คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแสทำให้มี head loss ถาวรที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิซนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่ง ดังรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล

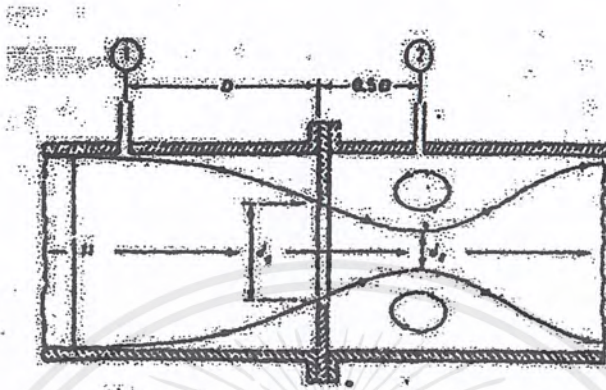


รูปที่ ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิซ

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิซเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัดให้ของไหลไหลผ่านออริฟิซมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิซไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดัน

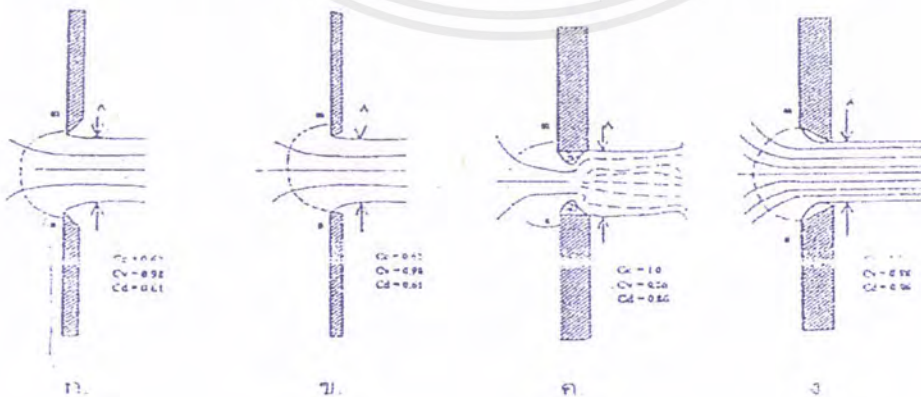
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตกร้อมออริฟิส ซึ่งความดันตกร้อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกร้อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกร้อมออริฟิสก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)

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



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อดีของออริฟิสคือมีราคาต่ำกว่าเครื่องวัดชนิดอื่น ๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากมาของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ V_1 เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหลลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ $D/2$ เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vens Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตต่ำสุด (จากสมการของ Bernoulli)

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

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

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

เมื่อ	C_d	คือ Discharge coefficient
	A_o	คือ พื้นที่หน้าตัดรูออริฟิส (m^2)
	P	คือ ความดันสถิตของของไหล (N/m^2)
	Y	คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, N/m^3)
	d_o	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออริฟิส
	D	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

Subscript 1t คือ ค่าที่จุดที่ 1 ในทางทฤษฎี

Subscript 2t คือ ค่าที่จุดที่ 2 ในทางทฤษฎี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ¹

อรรถวุฒิ เลาะเหม็ง², ทศพล แก้วจันทร์เกตุ², สมยศ แก้วจันทร์เกตุ², พงษ์เจต พรหมวงศ์³

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในการทดลองโดยปรับใช้ความเร็วลมหลาย ๆ ค่าในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4000 - 40000$ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ กับท่อที่มีแผ่นบางวางในแนวทแยงมุมโดยมีครีบบรูปร่างตัวดับเบิลยูจัดวางในลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส เพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน จากการทดลองพบว่า ชุดทดลองที่มีครีบบรูปร่างตัวดับเบิลยูทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีครีบบรูปร่างตัวดับเบิลยูที่มีความสูงและมุมต่าง ๆ จะได้ว่าท่อที่มีครีบบรูปร่างตัวดับเบิลยูที่มีความสูง 10% ของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก และมุม 20 องศา ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

Abstract

This research presents the study of performance enhancement in a rectangular duct using ribs. The experiments are made by varying air velocity for Reynolds number $Re = 4000 - 40000$ in the test section with a constant surface heat flux. W shape ribs mounted on the diagonal plate in tested duct were placed in in-line arrangements for examination of heat transfer coefficient and friction factor. From the test, when increasing the blockage ratio and Reynolds number will increase the Nusselt number and friction factor. When considering of thermal performance, the blockage ratio of 10% of hydraulic diameter and 20 degree is the best.

Keywords: Reynolds number; Heat transfer coefficient; Friction factor

1. บทนำ

ที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระหรือติดครีบที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าว ถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น เป็นผลให้เพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการเดิมเป็นการติดครีบที่ผิวภายในท่อ เป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ดังนั้นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ จึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

¹ ชื่ออังกฤษ: Heat transfer enhancement in a heat exchanger duct with ribs

² นักศึกษาภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล. ห้อง 3Q/1 รหัส 49015516 ห้อง 3Q/2 รหัส 49015523 และ 49015544 ตามลำดับ ใช้ประโยชน์ด้านการค้า

³ รองศาสตราจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล., โทร. 0 2326 4197, อีเมล kppongje@kmitl.ac.th

สงวนลิขสิทธิ์ในสิ่งพิมพ์นี้ ห้ามนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต และต้องจ่ายค่าลิขสิทธิ์แก่เจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ
- 2.2 ศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส
- 2.3 ศึกษาผลของรูปร่างครีบและตำแหน่งครีบ ภายในท่อชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่มีแผ่นบางวางในแนวเส้นทแยงมุมโดยมีครีบบูตัวดับเบิลยูจัดวางในลักษณะต่างๆ

3. ขอบเขตของงานวิจัย

- 3.1 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่
- 3.2 ทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลระหว่างท่อที่ไม่มีครีบบกับท่อที่ติดครีบบูตัวดับเบิลยูในลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส
- 3.3 แผ่นบางติดครีบบูตัวดับเบิลยูมีความสูง 10% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา สูง 15% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา และสูง 20% ของ D_h มุม 10, 15, 20 องศา ทุกครีบบหน้า 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิทช์ 4.526 เซนติเมตร
- 3.4 พิจารณาท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 4.526x4.526 เซนติเมตร
- 3.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน ในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 4000 - 40000$

4. ประโยชน์ที่ได้รับ

- 4.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ
- 4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น
- 4.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไปประยุกต์ใช้ในกระบวนการต่าง ๆ

5. ทฤษฎี

ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor) จากทฤษฎี [4]

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} ; 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \quad (1)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากทฤษฎี [4]

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2)$$

การจำแนกลักษณะการไหลของของไหลภายในท่อซึ่งจะพิจารณาจากเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number: Re) [1] ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3)$$

โดย Re คือ ค่า Reynolds Number

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

V คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s

D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, m

μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล, $kg/m \cdot s$

โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic Diameter: D_h) [1] มีนิยามดังนี้

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

โดย A คือ พื้นที่หน้าตัดของช่องขนาน, m^2

P คือ ความยาวของเส้นรอบรูปช่องขนาน, m

สำหรับความดันตกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะพิจารณาจาก

ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor: f) [2] ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho L V^2} \quad (5)$$

โดย ΔP คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ, Pa

f คือ Friction Factor ของช่องขนานเรียบ

L คือ ความยาวของท่อ, m

ในการศึกษาจะพิจารณาเป็นกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat Flux) [1] ซึ่งสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้จากสมการดังนี้

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (6)$$

$$T_b = \frac{(T_{m,o} + T_{m,i})}{2} \quad (7)$$

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

\dot{m} คือ อัตราการไหลของของไหล, kg/s

C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะของของไหล, $J/kg K$

A_s คือ พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน, m^2

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

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

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

T_b คือ อุณหภูมิเฉลี่ยทางเข้าและออกของของไหล, $^{\circ}C$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะพิจารณาในรูปของค่า

Nusselt Number [3] ดังสมการ

$$Nu_D = \frac{h D_h}{k} \quad (8)$$

โดย Nu_D คือ Nusselt Number

k คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ, $W/m K$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์อื่นใด

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. วิธีการดำเนินงาน

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบสามารถแบ่งขั้นตอนทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

7. อุปกรณ์การทดลอง

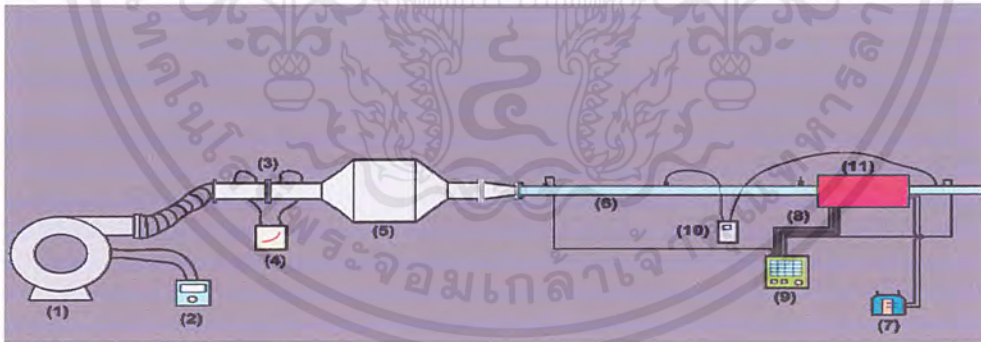
7.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบโดยให้ลมไหลแบบตรง ท่อที่มีแผ่นบางติดครีบบรูปตัวดับเบิลยู โดยวางตามแนวเส้นทแยงมุมภายในท่อชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยให้ลมไหลแบบตรง ชุดทดลองมีขนาด 4.526×4.526 เซนติเมตร มีความยาว 101 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 2 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยเซรามิก ฉนวนชั้นที่สอง เป็นแผ่น FLEX กันความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ และอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 7.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสทางเข้าชุดทดลองเป็นท่ออลูมิเนียมขนาดหน้าตัด 4.526×4.526 เซนติเมตร

และมีความยาว 242 เซนติเมตร มีแผ่นบางติดครีบบที่ทำจากอลูมิเนียมมีความสูง 10% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา สูง 20% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา และ สูง 30% ของ D_h มุม 10, 20, 30 องศา ทุกครีบบหนา 0.3 มิลลิเมตร มีระยะพิทช์ 4.526 เซนติเมตร และแผ่นบางแต่ละอันจะติดครีบบให้มีความพอดีกับช่วง test section

พัดลมขนาด 1.5 กิโลวัตต์ มีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบขับลมผ่านท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในชุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยฮีตเตอร์ขนาด 1500 วัตต์ จำนวน 2 แผ่น โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ประกบเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีความยาว 101 เซนติเมตร ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวนในช่วงระยะการทำความร้อนโดยแผ่นฮีตเตอร์วัดอุณหภูมิเข้า-ออก และวัดอุณหภูมิผิวท่อช่วง test section แต่ละตำแหน่งถูกวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 30 ตำแหน่ง โดยตำแหน่งที่ทำกรวัดในช่วง test section ด้านบนและด้านข้างมีระยะห่างแต่ละตัวเท่ากับ 10 เซนติเมตร และด้านล่างมีระยะห่างแต่ละตัว 20 เซนติเมตร โดยอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 4.526 เซนติเมตร ก่อนเข้า test section และตำแหน่งทางออก test section 4.526 เซนติเมตร อ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อม



รูปที่ 7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบประกอบด้วย

- (1) พัดลม
- (2) อินเวอร์เตอร์
- (3) ออร์ิฟิสมิเตอร์
- (4) มานอมิเตอร์
- (5) ถังพักลม
- (6) ท่อทางเข้าชุดทดลอง
- (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์
- (8) เทอร์โมคัปเปิล (Type K)
- (9) ชุดวัดอุณหภูมิ
- (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม
- (11) ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีแผ่นบางติดครีบริบตัวดับเบิลยูโดยติดครีบริบทั้งสองฝั่งของแผ่นบาง และวางในแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยให้ลมไหลแบบตรง

1. ทำการติดครีบริบที่ผิวทั้งสองด้านของแผ่นบาง และวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส
2. วัดค่าความดันตกคร่อม และบันทึกผล
3. เปิดสวิทช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลองโดยอินเวอร์เตอร์
4. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่
5. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ที่ต้องการวัดจนคงที่
6. บันทึกอุณหภูมิผิวครีบริบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบริบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบริบ
7. ปรับความเร็วลมเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ โดยให้เลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง $Re = 4000-40000$
8. ทำการเปลี่ยนความสูง และมุมของครีบริบ
9. ดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2-7

9. ผลการทดลอง

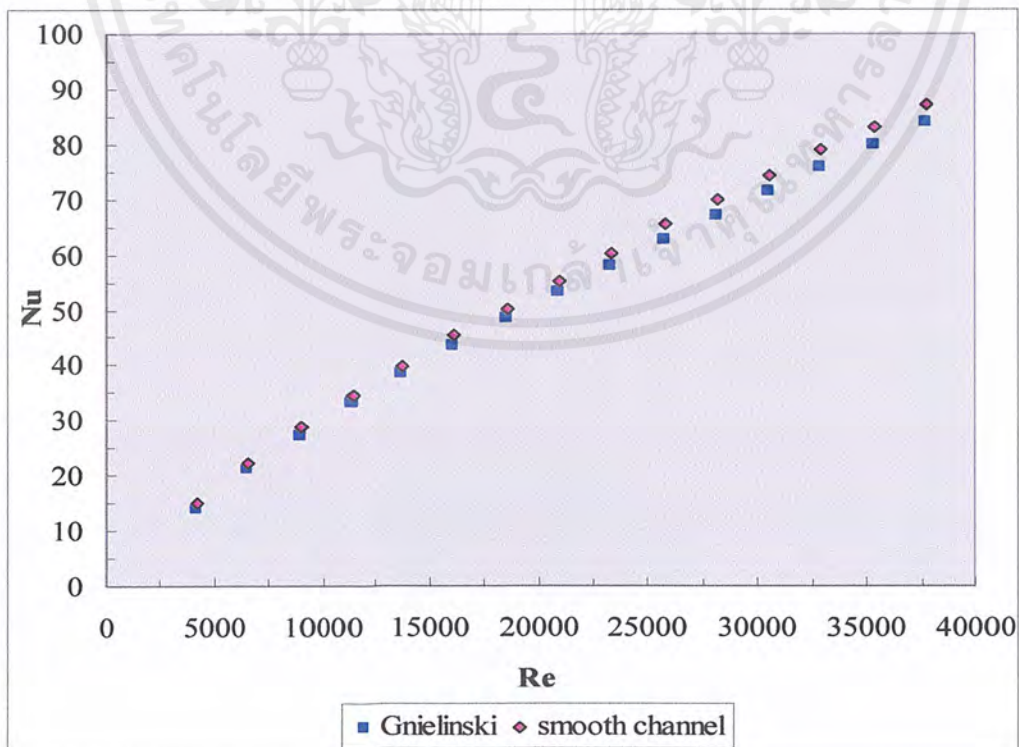
9.1 ผลการทดลองท่อมีผนังเรียบ

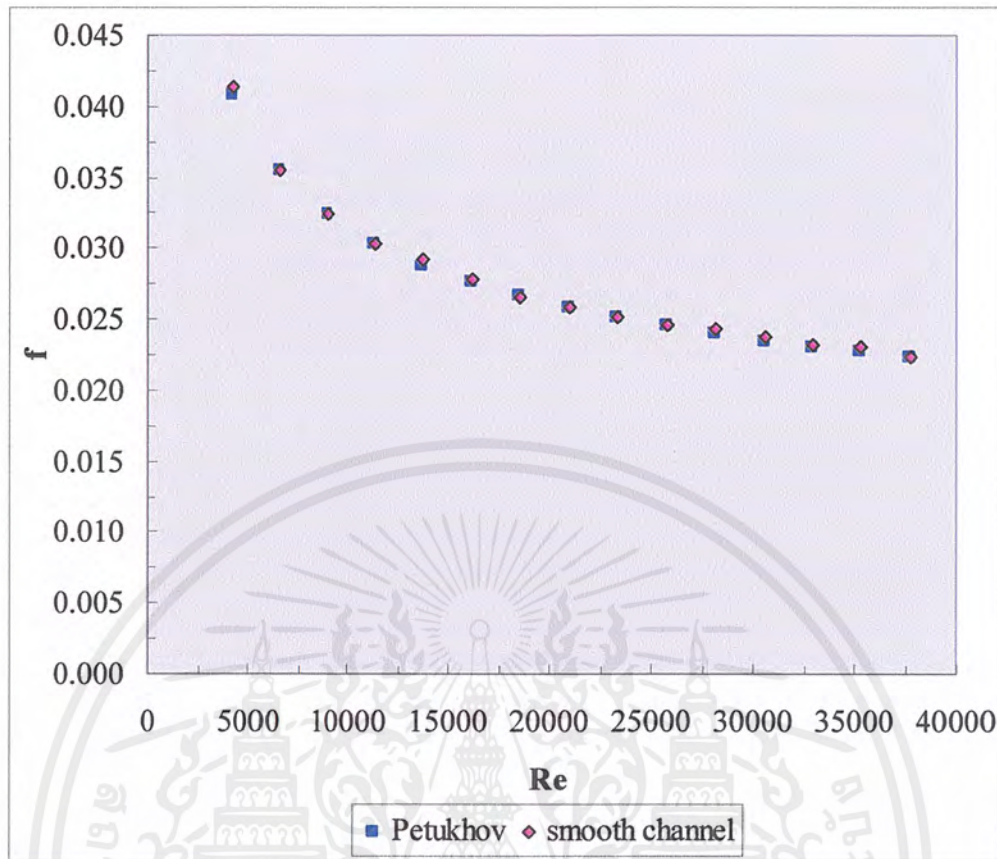
9.1.1 เลขนัสเซลต์ (Nusselt number)

ในรูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลต์กับเรย์โนลด์เบอร์ กรณีท่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์เลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบเลขนัสเซลต์จากการทดลองและเลขนัสเซลต์จากทฤษฎี (Gnielinski) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์เลขนัสเซลต์จากการทดลองมีค่ามากกว่าเลขนัสเซลต์จากทฤษฎี โดยเลขนัสเซลต์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.9588% เมื่อเทียบกับ Gnielinski

9.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี (Petukhov) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 0.4734% เมื่อเทียบกับ Petukhov



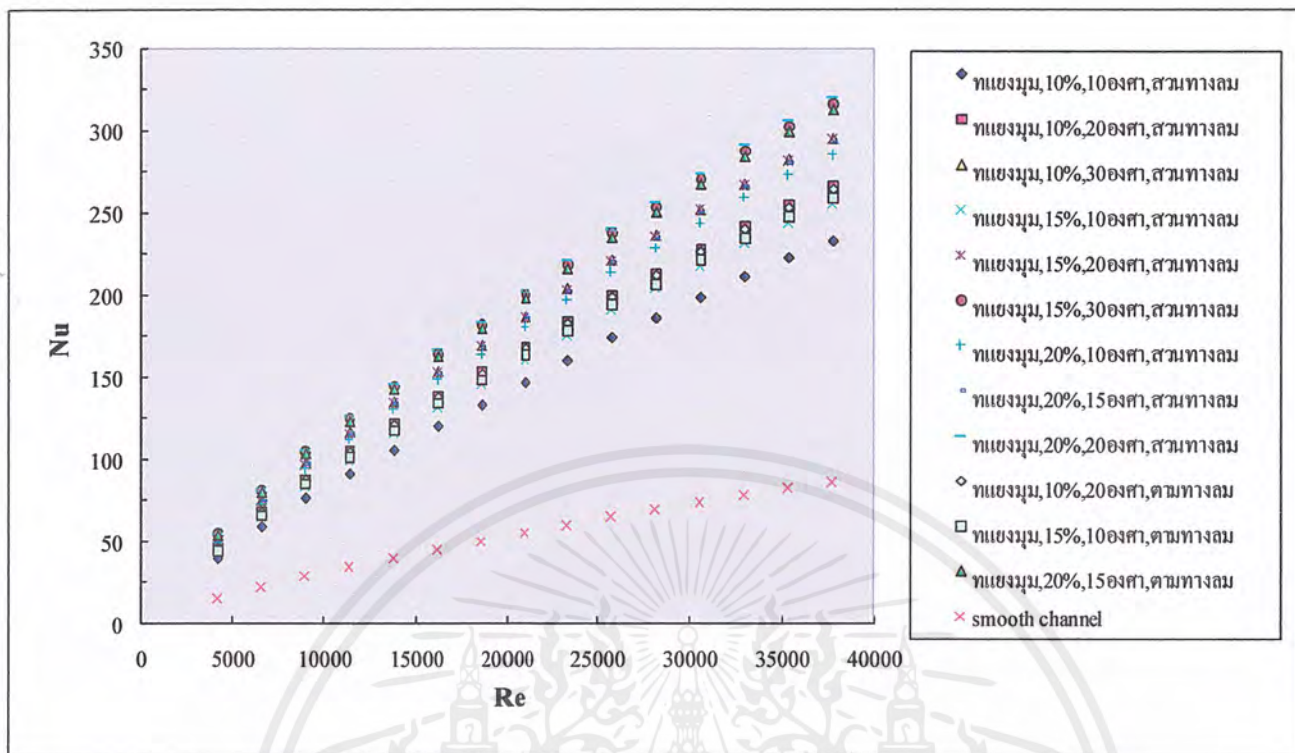


รูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีผนังเรียบ

9.2 อิทธิพลรูปร่างครีบ

ในรูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อเลขเรย์โนลด์ของครีบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม มีเลขนัสเซลมากที่สุด ตามด้วย ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุม

แหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสกลมและท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีเลขนัสเซลลดลงตามลำดับ ในการติดตั้งครีบที่จัดวางในลักษณะต่าง ๆ ดังที่ได้กล่าวไปแล้วข้างต้น



รูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบทุกขนาดมีค่าตัวประกอบเสียดทานใกล้เคียงกันเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การติดครีบลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา

ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ

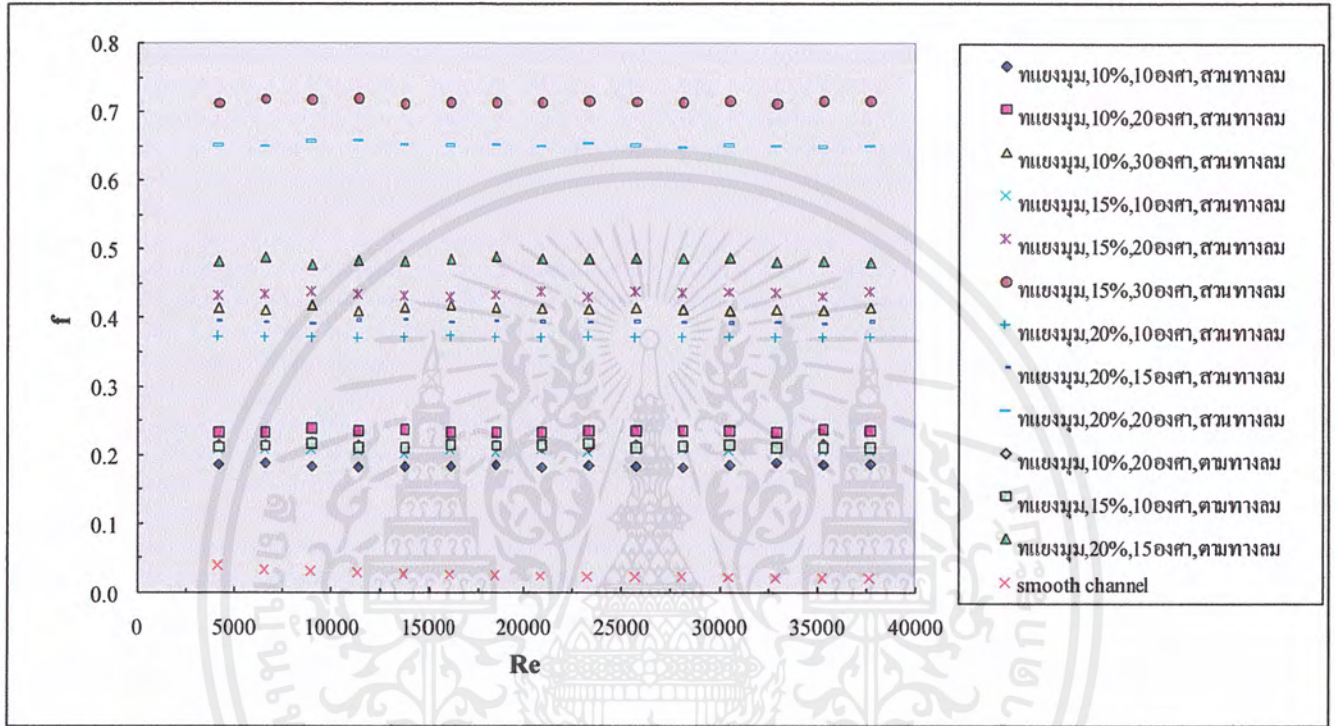
ในรูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.6846 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.6413 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.5925 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.3874 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.3873 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.3699 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.2754 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสี่เหลี่ยม มี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งมอบไว้สำหรับใช้ในการเรียนการสอนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า

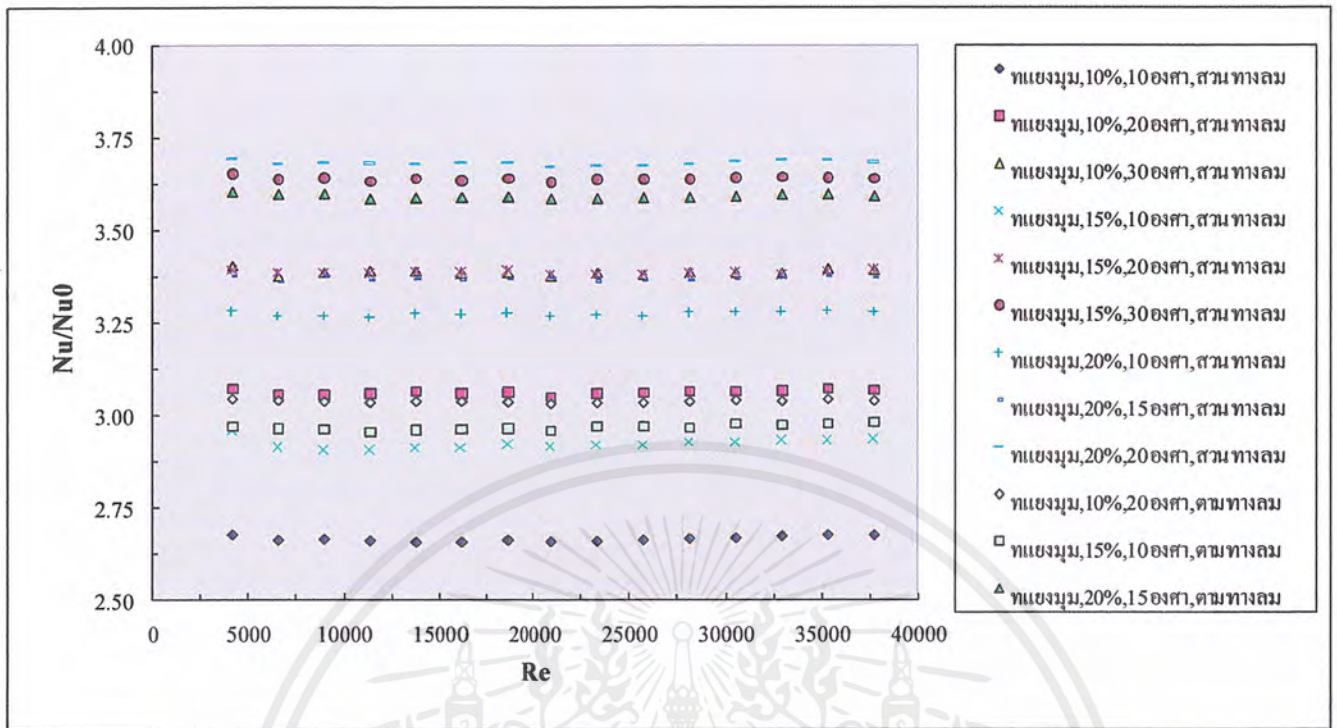
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลขนัสเซิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.0615 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมพันธ์มีเลขนัสเซิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.0384 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมพันธ์มีเลขนัสเซิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.9669 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีเลขนัสเซิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ

2.9252 เท่า และครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีเลขนัสเซิลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.6646 เท่า



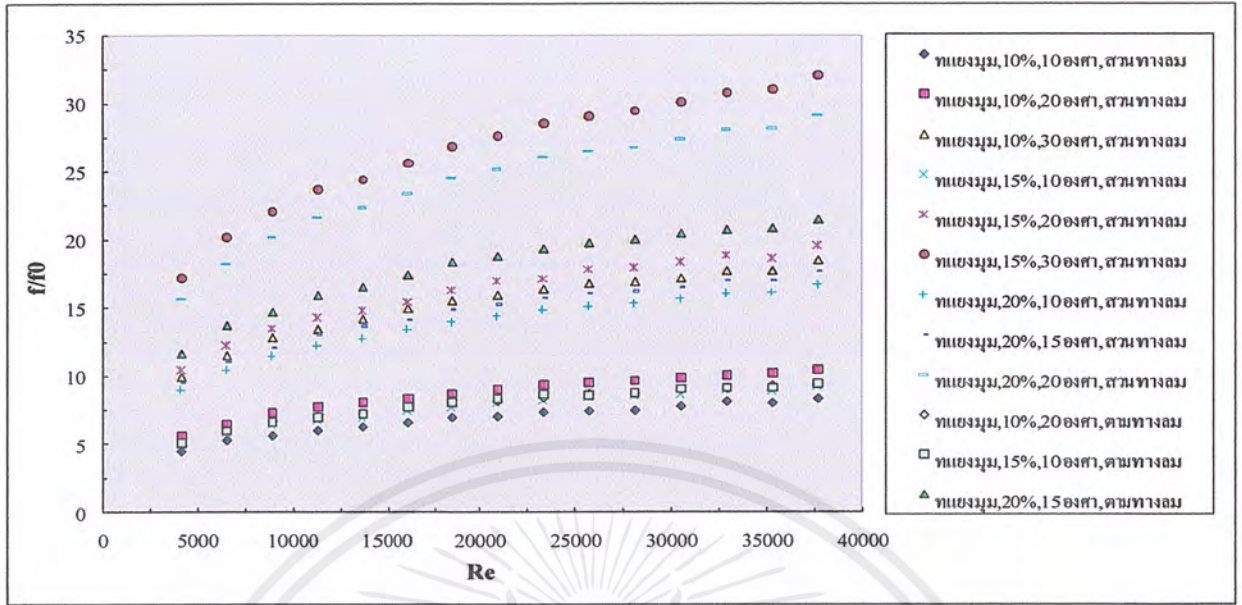
รูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีที่มีครีบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ



รูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ต่อเลขนัสเซลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อมีครีบกั้นจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

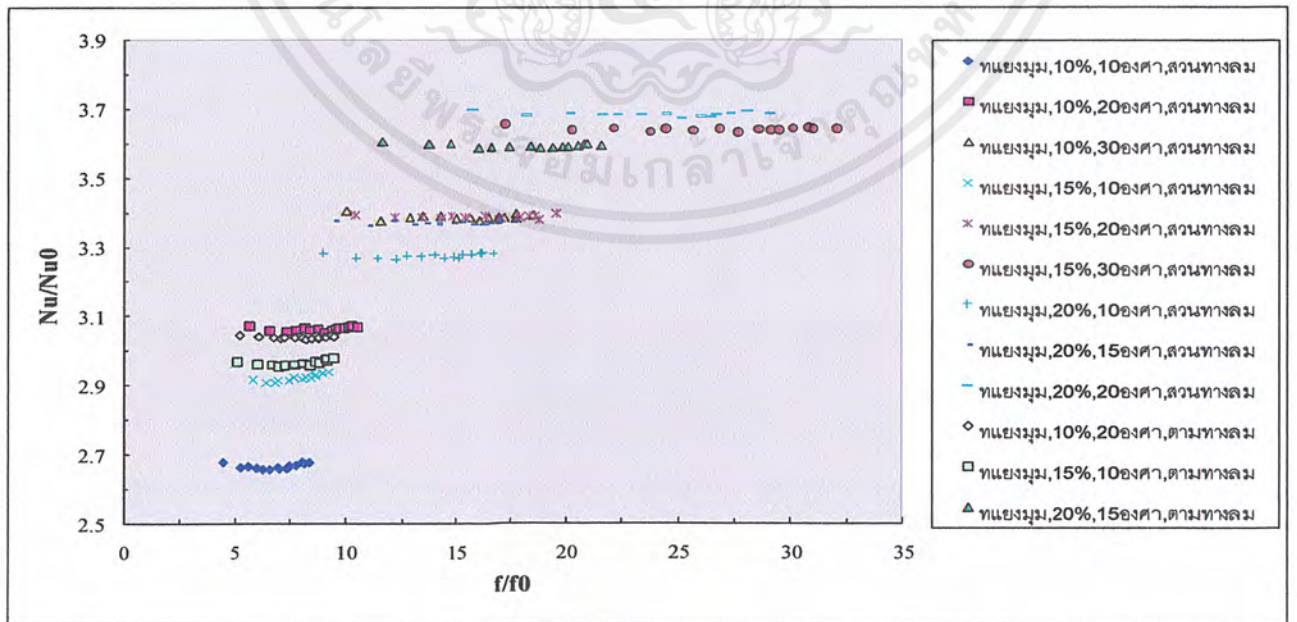
ในรูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 26.5750 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 24.2372 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 18.0200 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 16.1709 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 15.3622 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุม

แหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 14.6692 เท่า ครีบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.8834 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 8.7441 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.9656 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.9385 เท่า ครีบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 7.7188 เท่า ครีบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมพันธ์มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.9000 เท่า

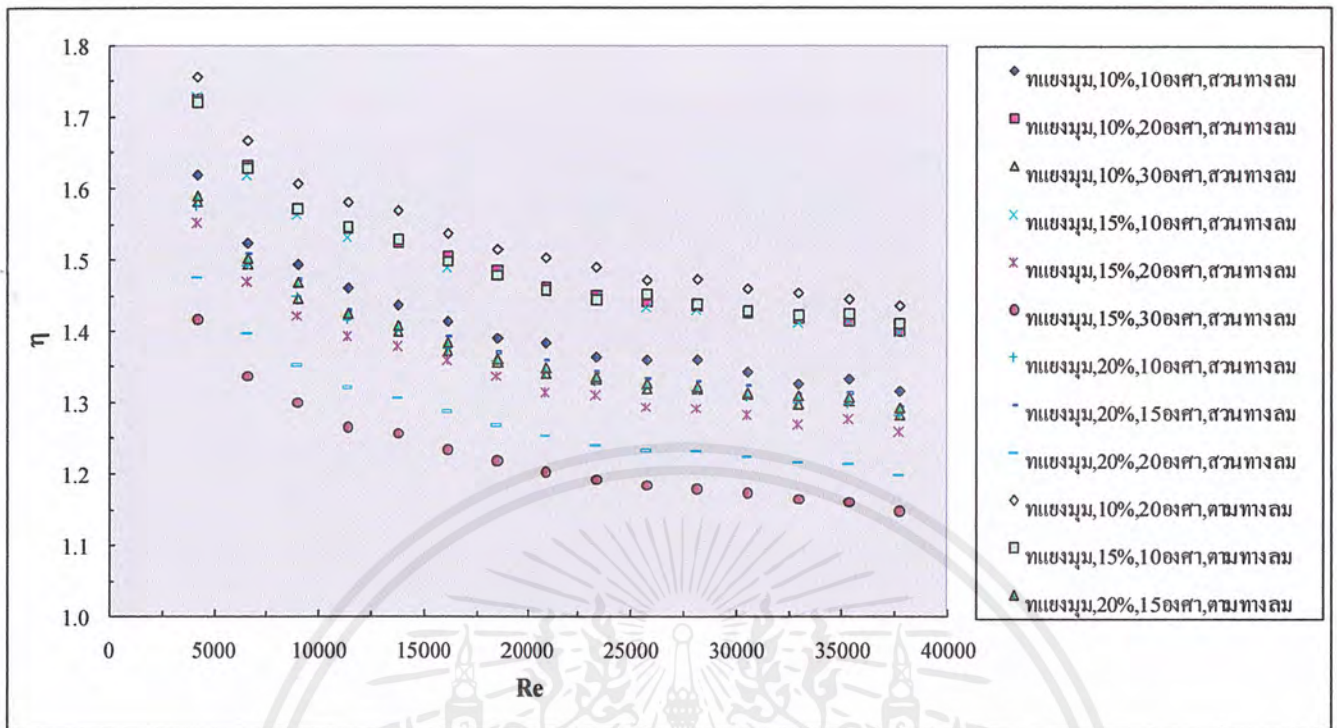


รูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบริบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลล์ของท่อใส่ครีบริบต่อเลขนัสเซิลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของท่อใส่ครีบริบต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีท่อมีครีบริบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของท่อใส่ครีบริบต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบของครีบริบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลล์ต่อเลขนัสเซิลล์ของท่อที่มีผนังเรียบเท่าเดิม การทำให้พื้นที่ผิวภายในท่อขรุขระหรือติดครีบริบที่ผิวภายในท่อเพื่อให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น เป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น



รูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลล์ต่อเลขนัสเซิลล์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีท่อมีครีบริบจัดวางในลักษณะต่าง ๆ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบริ้วจัดวางในลักษณะต่าง ๆ

ในรูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อมีครีบริ้วจัดวางในลักษณะต่าง ๆ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบริ้วที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยว สัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.5305 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4963 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4894 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4860 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.4084 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3852 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3790 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3713 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3711 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง

15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.3481 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.2811 เท่า ครีบริ้วที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัมผัสลม มีค่า f เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.2278 เท่า

10. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

10.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ จากการทดลองพบว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในภาวไหลภายในท่อโดยการติดครีบบที่แผ่นบางโดยวางในแนวเส้นแวงมุมภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การติดครีบบจะส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อน 2 ประการคือ ประการแรก จะช่วยทำให้อากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองปั่น่วน อันเนื่องมาจากแผ่นบางติดครีบบที่เสียบเข้าไปทำให้อากาศหมุนวนและช่วยพาความร้อนออกจากท่อ ประการที่สอง เป็นการเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนภายในท่อให้นานมากขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

2. การศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ จากการทดลองจะได้ว่าท่อที่มีครีบบ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น

3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ โดยติดครีบบที่แผ่นบางและวางในแนวเส้นทแยงมุมภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์เมื่อค่า

เลขเรย์โนลด์ของครีบบทุกขนาดเพิ่มขึ้น จะทำให้เลขนัสเซลล์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบบลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้เลขนัสเซลล์เพิ่มขึ้น ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลมมีเลขนัสเซลล์มากที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ด้านมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ด้านมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ด้านมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ด้านมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีเลขนัสเซลล์ลดลงตามลำดับ ครีบบทุกแบบมีความหนา 0.3 มิลลิเมตร จากการทดลองพบว่าครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา โดยให้ด้าน

มุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม มีเลขนัสเซลล์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.6846 เท่า และครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม มีความหนา 0.3 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.5305 เท่า การติดตั้งครีบบที่มีความสูงและมุมมากจะให้เลขนัสเซลล์มากกว่าการติดตั้งครีบบที่มีความสูงและมุมน้อย

4. ในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ครีบบทุกขนาดมีค่าตัวประกอบเสียดทานใกล้เคียงกันเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การติดครีบบลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 10 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 10% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 15 องศา ยอดมุมแหลมยอดเดี่ยวสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 20% ของ D_h มุม 20 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ครีบบที่มีความสูง 15% ของ D_h มุม 30 องศา ยอดมุมแหลมสองยอดสัณฆ์สลม ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ

10.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบเป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และศึกษาผลของรูปร่างครีบบและความสูงครีบบ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ฉะนั้นแล้วควรจะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิชชอื่น ๆ ของครีบบ
2. ศึกษาถึงการใช้ครีบบรูปอื่น ๆ เช่น รูปพาราโบลิก
3. ศึกษาถึงชุดทดลองรูปทรงระบอบ
4. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167–252.
- [2] Munson, Bruce R., Donald F. Young, and Theodore H. Okiishi. 1990. Fundamentals of Fluid Mechanics. John Wiley & Sons, New York, pp. 465-547.
- [3] Incropera, Frank P. and David P. Dewitt. 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, New York, pp. 419-461.
- [4] Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine Introduction to Heat Transfer Fifth Edition, John Wiley & Sons, pp. 499

