

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบ

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER WITH RIBS



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาคณะศึกษาศาสตร์ปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2550

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER WITH RIBS

โดย

นาย ประวัติ สุกแก้ว

นาย วรณชัย แก้วชนะ

นาย ศุภโชค แพเพชรทอง

อาจารย์ที่ปรึกษา

ร.ศ.ร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

ม.พ.
2/372ก
2550

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 82195
วัน,เดือน,ปี..... - 9 ก.ค. 2551

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาค้นคว้าหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2550

.b..... 11944985
.i.....

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2550

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER WITH RIBS

ผู้จัดทำ

1. นายประวิติ สุกแก้ว รหัสประจำตัว 48015381

2. นายวรรณชัย แก้วชนะ รหัสประจำตัว 48015431

3. นายศุภโชค แพเพชรทอง รหัสประจำตัว 48015439

อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ

นายประวัติน สุคแก้ว 48015381
นายวรรณชัย แก้วชนะ 48015431
นายศุภโชค แพเพชรทอง 48015439
รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2550

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษากการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบ โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในการทดลองโดยปรับใช้ความเร็วลมหลาย ๆ ค่าในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 3500 - 16000$ ทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ ท่อที่มีครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบมีแนวเดียวกัน และมีแนวเอียงกัน เพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเทียบคทานจากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบบทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเทียบคทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว จะได้ว่าท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยคำนวณมุมฉากสัมพัทธ์ลม ให้ผลการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER WITH RIBS

Mr.Prawat Soodkaew	48015381
Mr.Wanchai Keawchana	48015431
Mr.Supachok Papetthong	48015439
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 $Re = 3500 - 16000$ in the test section with a constant surface heat flux. Ribs mounted on the bottom and the top tested duct were placed in staggered or in-line arrangements. The experimental result shows that the triangular ribs mounted on the bottom and the top of the duct leads to the highest heat transfer rate and friction factor in comparison with the duct without ribs.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบลำเรือล่องไปได้โดย
ความอนุเคราะห์สนับสนุนจาก รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างดี

ขอขอบพระคุณอาจารย์ที่ปรึกษาที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำ อันเป็นประโยชน์ยิ่งใน
การทำปริญญานิพนธ์ให้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณอาจารย์มณฑา เทียมเมือง ที่ให้คำปรึกษาแนะนำและอำนวยความสะดวกใน
การทดลองอย่างดีเสมอมา นอกจากนี้งานวิจัยเรื่องนี้ยังได้รับคำแนะนำอย่างดีจากคณะกรรมการ
สอบปริญญานิพนธ์ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างสูงที่ทำให้งานวิจัยเรื่องนี้สำเร็จอย่างสมบูรณ์

ขอขอบคุณเพื่อน ๆ น้อง ๆ ผู้ร่วมงานจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะ
วิศวกรรมศาสตร์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือ
ข้าพเจ้าในทุก ๆ ด้านที่ทำให้งานวิจัยสำเร็จไปด้วยดี

ผู้ที่ให้กำลังใจ และให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยมาโดยตลอด
ได้แก่คุณพ่อ และคุณแม่ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

นาย ประวิติ สุกแก้ว

นาย วรณชัย แก้วชนะ

นาย ศุภโชค แพเพชรทอง

III

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	3
2.1 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	3
2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล	3
2.1.2 เจาะใจของการเดินเครื่อง	3
2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล	4
2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	4
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	8
3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	8
3.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้	8
3.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	9
3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์	10

IV

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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 แก้วไฟ	22
4.1.3 แก้ว	24
บทที่ 5 ทฤษฎี	26
5.1 กกลศาสตร์ของไหล	26
5.1.1 สถานะการไหล	26
5.1.2 ความเร็วเฉลี่ย	27
5.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	28
5.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล แบบปรับตัวเต็มที่แล้ว	30
5.2 การถ่ายเทความร้อน	32
5.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย	33
5.2.2 สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้ว	33
5.3 การสมดุลของพลังงาน	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 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า	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
7.2 อุปกรณ์การทดลอง	51
7.3 วิธีการทดลอง	52
บทที่ 8 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง	53
8.1 ผลการทดลองท่อมี่ผนังเรียบ	53
8.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ (Nusselt number)	53
8.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor)	54
8.2 อธิพิลรูปรางครีบ	54

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 อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูโซวี่	23
4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูโซวี่	23
4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้วโดยมีเทฟลอน เป็นแผ่นยึดท่อและซีล	24
4.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว	24
5.1 การก่อตัวของบาวน์คาร์เลเยอร์ของการไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม	26
5.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	29
5.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	31
5.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์ริททางความร้อนในท่อกลม	32
5.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	34
5.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด	40
6.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป	42
7.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า	44
7.2 Blower	45
7.3 Motor	45

IX

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.4 Inverter	46
7.5 Orifice meter	46
7.6 Inclined manometer	47
7.7 ถังพักลม	47
7.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์ และแผ่นฮีตเตอร์ 1000W	48
7.9 Data Logger SUPCON	48
7.10 คอมพิวเตอร์	49
7.11 Thermocouple	49
7.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer	50
7.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445	50
7.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคริบ	51
8.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซิลล์นัมเบอร์กับเร โนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีผนังเรียบ	53
8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเร โนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีผนังเรียบ	54
8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซิลล์นัมเบอร์กับเร โนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีคริบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดคริบ แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	55
8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซิลล์นัมเบอร์ต่อนัสเซิลล์นัมเบอร์ ของท่อที่มีผนังเรียบกับเร โนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีคริบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดคริบแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	56
8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเร โนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีคริบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดคริบแบบ มีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	57

รูปที่	สารบัญรูป (ต่อ)	หน้า
8.6	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	58
8.7	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ต่อนัสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	59
8.8	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	60
ก-1	แสดงครีบบรูที่สี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกัน และมีแนวเอียงกัน	67
ก-2	แสดงครีบบรูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกัน และมีแนวเอียงกัน โดยให้พื้นผิวครีบบด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม	67
ก-3	แสดงครีบบรูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกัน และมีแนวเอียงกัน โดยให้พื้นผิวครีบบด้านมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม	68
ก-4	แสดงครีบบรูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกัน และมีแนวเอียงกัน	68
ก-5	แสดงครีบบรูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกัน และมีแนวเอียงกัน	68
ก-6	แสดงครีบบรูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร สลับกัน ตามลำดับตลอดความกว้างครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน	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	ระยะร่อน, m
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2.K$
k	ค่าการนำความร้อน, $W/m.K$
L	ความยาวท่อ, m
\dot{m}	อัตราการไหลของของไหล, kg/s
Nu_D	นัสเซิลต์นัมเบอร์
Nu_0	นัสเซิลต์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบ
n	ค่าคงที่
η	ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
P	เส้นรอบรูป, m
Pr	พลาตันนัมเบอร์
p	ระยะพิคค์
Δp	ความดันลอคของของไหล, N/m^2
Q	อัตราการไหลของของไหล, m^3/s
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W
q_s	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m^2
R	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg.K$

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

Re_D	เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์
r	รัศมีที่ตำแหน่งใด ๆ, m
r_o	รัศมีท่อกลม, m
St	สแตคคันทันนัมเบอร์
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}_m	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

บทที่ 1

บทนำ

ในปัจจุบันจะเห็นได้ว่าความต้องการพลังงานมีมากขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญมากขึ้น ทำให้มีการใช้พลังงานในปริมาณมากขึ้น จะเห็นได้ว่าวงการอุตสาหกรรมได้พัฒนาไปอย่างรวดเร็ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์แบบหนึ่งที่สำคัญพบได้บ่อย ๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมาย จนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย หลายประเทศพยายามที่จะหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากที่สุด ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระหรือคิดครีบบึงที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าว ถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้นเป็นผลให้เพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการเดิมเป็นการคิดครีบบึงที่ผิวภายในท่อเป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบึงจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1.2.1 ศึกษาและออกแบบแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบึง

1.2.2 ศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ

1.2.3 ศึกษาผลของรูปร่างครีบบึงและตำแหน่งครีบบึง โดยคิดครีบบึงที่ผิวบนและผิวด้านล่างภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป

1.3.2 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

1.3.3 ครีปรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร, ครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร และครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 กับ 6 มิลลิเมตร สลักกันตามลำดับตลอดความกว้างครีป ครีปทุกแบบมีความกว้าง 2 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีป 2 เซนติเมตร และมีระยะพิคค์ 4 เซนติเมตร ครีปถูกติดกับผิวท่อแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

1.3.4 ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร

1.3.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน ในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 3500 - 16000$

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.4.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในการไหลภายในท่อ

1.4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.4.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไปประยุกต์ใช้ในกระบวนการต่าง ๆ

1.5 โครงร่างปริญญานิพนธ์

1.5.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมการไหลของลม และผลของรูปร่างครีปและตำแหน่งครีป

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป

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 ผ่านผนังกันระหว่างของไหลทั้งสอง 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 อาจเกิดการสันสะเทือนราวกับถูกฆ้อนน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

เงื่อนไขต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อนและความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเชลล์ (Shell) ที่บางที่สุดที่ต้องใช้ ตลอดจนสัดส่วนของแฟลนจ์ (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นแบบพัก ๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่องและผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

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

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานทั่วไป จะเป็นที่น่าพอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมชาติของอุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณี โดยเฉพาะ 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 ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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) ถูกเกี่ยวข้องกับ การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลงในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้าง ๆ ที่ระบุในปัญหาการประเมินค่าคือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต, การจัดการไหล, อัตราการไหล และอุณหภูมิด้านเข้า

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

งานของผู้ที่จะออกแบบคือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิตทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้าง ๆ คือ อุณหภูมิของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก, อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้อง ให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด 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 และเพลาตันน้ำมันเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่าสหสัมพันธ์ (Correlation)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรมของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด, เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, 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, การหักและการขยายที่ทางเข้าและทางออกของ Matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลงเนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้ออ (Bends), หัวจ่าย (Headers) และท่อรวม (Mainfolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหา และเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงถูกคำนวณ การแก้ปัญหาของ 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 ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก็จะถูกปรับให้เหมาะกับแต่ละกรณีที่เกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุดปัญหาเกี่ยวพันเงื่อนไขที่เปิดเผยเห็นแจ้ง 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 อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวางพร้อมลักษณะคุณสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถแต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อได้โดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกซิลิก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททานเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่น ๆ ของโลหะบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้วไฟต์ แก้ว เป็นต้น

4.1.1 พลาสติก

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

4.1.2 แก้วไฟต์

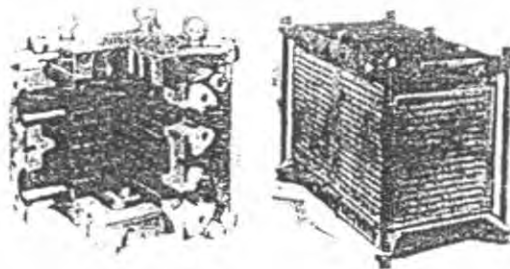
แก้วไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แก้วไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระชอกทางความร้อน) แก้วไฟต์สามารถรับการกดกลึงทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แก้วไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ข้อจำกัดทางด้านอุณหภูมิและความดันสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แก้วไฟต์โดยทั่วไปคือ 175 องศาเซลเซียส และ 1.7 MPa ตามลำดับ การใช้แก้วไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติยาวนาน แต่ได้ขยายขอบเขตการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้งานในขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิคทำให้แกรไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อ้อมตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัว โดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกรไฟต์มีความแข็งแรงด้านทานแรงดึงต่ำ สามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกรไฟต์ด้วยเปลือกโลหะชิ้นส่วนแกรไฟต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันก่อนข้างแน่น จะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกรไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูงมักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกรไฟต์ชิ้น รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน ชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักกักทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักกักทางด้านเซลล์ รูปที่ 4.1 และรูปที่ 4.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าว แม้ว่าแกรไฟต์จะสามารถต้านทานการกัดกร่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่นำมาใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออรีน ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซัลเฟอร์ไดออกไซด์ กรดไนตริก และกรดโครมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกรไฟต์โดยตรง

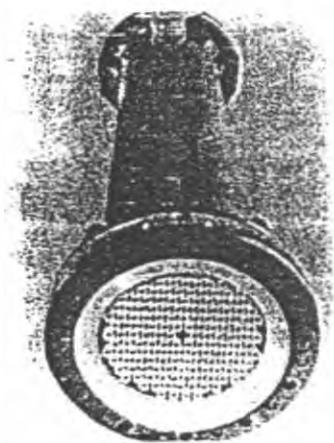


รูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำการแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล



รูปที่ 4.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบชุดท่อแก้ว

4.1.3 แก้ว

แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่ง ที่มีการนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานพิเศษเฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กักความร้อนอื่น ๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูง โดยนอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยาและอาหาร ซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ถือเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทฟลอนเท่านั้น โอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้ว โดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูปที่ 4.3 และรูปที่ 4.4 รูปที่ 4.3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้ว และใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทฟลอน ตัวเซลล์อาจจะทำด้วยแก้วถ้าของไหลทั้งทางด้านเซลล์และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กักความร้อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kPa และ 175 องศาเซลเซียส ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกว่านี้ จะต้องใช้เซลล์ที่ทำด้วยเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทฟลอนหรือเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยาง รูปที่ 4.4 แสดงขดท่อคอนเดนเซอร์และขดท่ออบยเลอรัที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็นจะไหลเวียนอยู่ในขดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อ ในการใช้งานอาจมีขดท่อหลายชุดวางซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อเทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในทุก ๆ แง่แล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิดแต่แรกก็เป็นได้ ปัจจัยก็คือพื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกอย่างได้ผลในหลาย ๆ กรณี ความต้านทานทางด้านเฟาถึงเป็นด้วต้านทานความร้อนที่มีอิทธิพลที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบกันแล้วความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วคงจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็นวัสดุทางการถ่ายเทความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกัดกร่อนดีเยี่ยม ไม่ทำให้เกิดการปนเปื้อนและป้องกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้หลายรูปแบบในราคาที่ต่ำ จึงทำให้ยังคงมีการใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่าง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม



บทที่ 5

ทฤษฎี

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

5.1 กลศาสตร์ของไหล

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัคคมโดยตรง ซึ่งความดันตกมากจำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัคคม, W_m

$$W_m = Q \Delta p$$

(5.1)

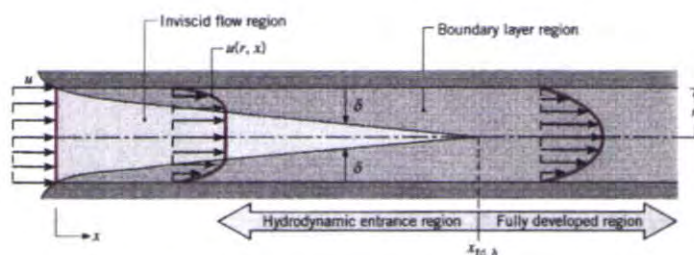
ความดันตกของของไหล, Δp

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

(5.2)

5.1.1 สภาวะการไหล

พิจารณาการไหลแบบลามินาร์ในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 การก่อตัวของบาวนด์คาร์เลเยอร์ของการไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์ เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์, Re_D

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

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนต์ เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2300$ และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนต์เต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$ สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

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

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

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

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

5.1.2 ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยคือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

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

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า m และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

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

เพราะว่าค่า m อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

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

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

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

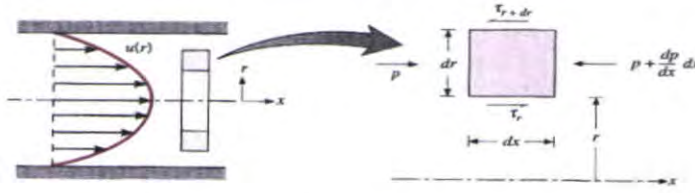
ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ตำแหน่งนั้น

5.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบลามินาร์ของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับเทอร์บูเลนซ์ ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

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

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนต์ตามแนว x หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนต์ก็ได้ตามรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

ดังนี้

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 5.2 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้

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

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

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

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

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 อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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

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

5.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันตกในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้ เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ 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 $\tau_r = \mu (du/dr)_{r=0}$ ได้

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

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

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ต่าง ๆ ได้แสดงในโคอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 5.2 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และสถานะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

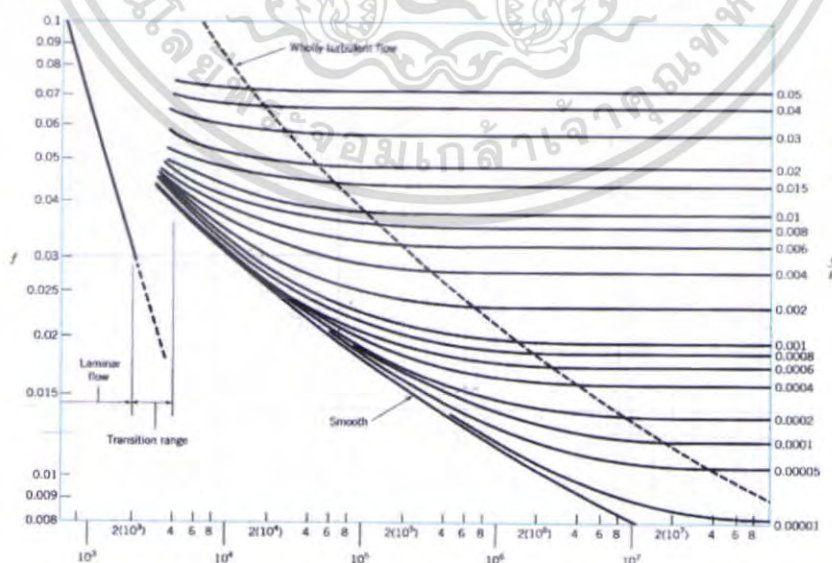
$$f = 0.316 \text{Re}_D^{-1/4} \quad \text{Re}_D < 2 \times 10^4 \quad (5.22)$$

$$f = 0.184 \text{Re}_D^{-1/5} \quad \text{Re}_D > 2 \times 10^4 \quad (5.23)$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตก ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = - \int_{p_2}^{p_1} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (5.24)$$

ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 5.3 หรือจากสมการ (5.21) สำหรับการไหลแบบลามินาร์ และจากสมการ (5.22) และ (5.23) สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ในท่อกลมผิวเรียบ

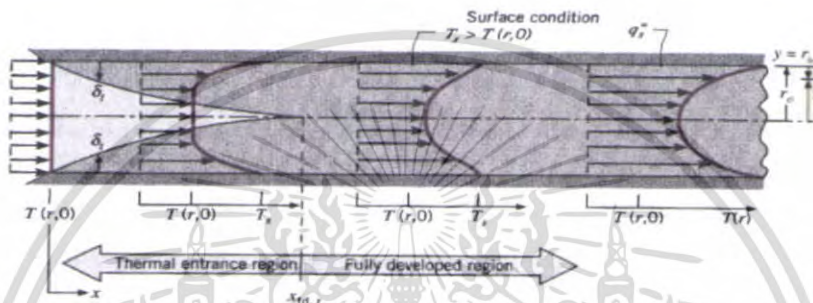


รูปที่ 5.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 การถ่ายเทความร้อน

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



รูปที่ 5.4 การก่อตัวของบาวน์คาร์เลเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \text{Pr} \quad (5.25)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (5.25) กับสมการของความเร็ว (5.4) จะพบว่าค่ากันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $\text{Pr} > 1$ แล้ว ไฮโดรไดนามิกบาวน์คาร์เลเยอร์ขยายเร็วกว่าบาวน์คาร์เลเยอร์ของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd}$) และจะกลับกันถ้า $\text{Pr} > 1$ สำหรับค่า Pr สูง ๆ เช่น น้ำมัน ($\text{Pr} \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า x_{fd} มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปร่างของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อนในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมาก ๆ เช่น โลหะเหลว ($\text{Pr} \leq 0.05$) รูปร่างอุณหภูมิอาจเป็นแบบปรับตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนต์เงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า $x_{fd}/D = 10$

5.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} p u c_v T dA_c}{m c_v} \quad (5.26)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^r u T r dr \quad (5.27)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

พลັกซ์ความร้อน (q_s^n) ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใด ๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s^n = h (T_s - T_m) \quad (5.28)$$

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

5.2.2 สภาวะปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

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

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

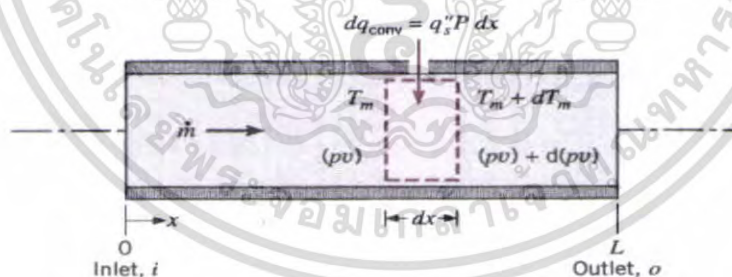
$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{r=r} = 0 \quad (5.29)$$

เมื่อ	T_s	คือ อุณหภูมิผิวท่อ
	T	คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใด ๆ
	T_m	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (5.29) 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 m และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้น ถ้าไม่มีงานเพล่าซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 5.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 5.5 และจากนิยามของ T_m จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dq_{conv} + m(c_v T_m + pv) - \left[m(c_v T_m + pv) + m \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (5.30)$$

หรือ
$$dq_{conv} = m d(c_v T_m + pv) \quad (5.31)$$

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

$$dq_{conv} = m c_p dT_m \quad (5.32)$$

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

รูปของสมการ (5.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = m c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (5.33)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{m C_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (5.34)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

$$T_b = \frac{(T_{m,o} + T_{m,i})}{2} \quad (5.35)$$

นัสเซิลล์นัมเบอร์, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (5.36)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขความร้อนที่ผิวคือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Surface Heat Flux) โดยคิดผ่านฮีตเตอร์ที่ผิวกริบ

5.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบลามินาร์ในท่อกลม

5.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region)

ที่จุดใด ๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5.37)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (5.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทางขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (5.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในช่วงนี้การประมาณบาวน์คาร์รีเลเยอร์ของความเร็วนั้นเป็นที่พอใจ นั่นคือ $v = 0$ และ $(\partial w / \partial x) = 0$ สำหรับกรณีของรูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่การประมาณบาวน์คาร์รีเลเยอร์ของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ $\partial^2 T / \partial x^2 = 0$ แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (5.37) ลดรูปเป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(\frac{\alpha}{r} \frac{dT_m}{dx} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \frac{dT_m}{dx} \left[1 - \left(r/r_0 \right)^2 \right] \quad \rho_s^m = \text{คงที่} \quad (5.38)$$

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

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

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต c_1 และ c_2 หาจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

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

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_0^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_0} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (5.39)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่น ๆ ก็สามารถหาได้ เช่น ถ้ารู้รูปร่างของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (5.15) และ (5.39) โดยแทนในสมการ (5.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง r จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left(\frac{u_m r_0^2}{\alpha} \right) \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (5.40)$$

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

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

$$T_m - T_s = \frac{11}{48} \frac{q_s'' D}{k} \quad (5.41)$$

จากกฎการเยื้องตัวของนิวตัน สมการ (5.28) และ (5.41) ได้ว่า

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

หรือ

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s'' \text{ คงที่} \quad (5.42)$$

ดังนั้น ในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าตัวเลขที่นับเบอร์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ Re_D , Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

5.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนต์ในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอ โดย Colburn ซึ่งได้จาก Chilton – Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} \quad (5.43)$$

แทน f จากสมการ (5.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (5.44)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Dittus – Boelter ได้เสนอสมการเป็น

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

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

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

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

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (5.46)$$

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

5.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพเป็นความยาวเฉพาะ (characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก











เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), D_h

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (5.47)$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด
 P คือ เส้นรอบรูปของการไหล

เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น Re_D และ Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ค่า Nu_D ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากตารางที่ 5.1

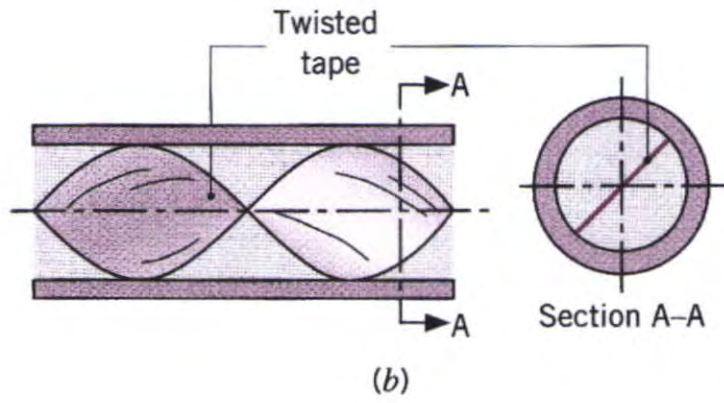
ตารางที่ 5.1 ค่า Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$	
		(Uniform q_w')	(Uniform T_w)
	—	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 ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการบิดแผ่นเกลียวบิด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

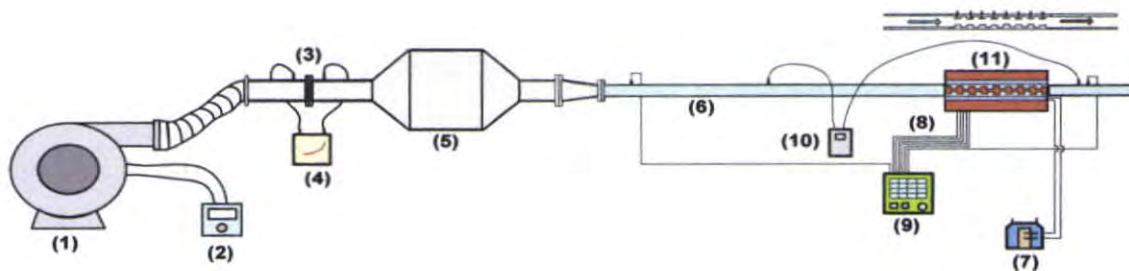
บทที่ 6

การออกแบบและการคำนวณ

6.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เทคนิคอากาศไหลแบบหมุนวนช่วยในการถ่ายเทความร้อน การไหลแบบหมุนวนได้ถูกนำมาใช้ในงานทางด้านอุตสาหกรรมเป็นจำนวนมาก การหมุนวนได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันของอากาศที่ถูกถ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีป การติดครีปได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกถ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีป และช่วยเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีป ซึ่งการติดครีปที่ผิวภายในท่อเป็นผลให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น สามารถนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ลดพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป็นผลให้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ถูกออกแบบมาเพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีความกว้าง 30 เซนติเมตร มีความยาว 44 เซนติเมตร และมีระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยเซรามิกชั้นที่สองเป็นแผ่นกระเบื้อง ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และมีแผ่นฉนวนทั้งด้านบนและด้านล่างของชุดทดลอง ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน ครีปทุกแบบทำจากอูมิเนียมมีความกว้าง 2 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีป 2 เซนติเมตร และมีระยะพิคดี 4 เซนติเมตร ครีปต่างๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ขึ้นออกมาคือครีปและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะไม่มีมีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีป แผ่นครีปถูกติดกับผิวท่อแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นครีปแต่ละแผ่นจะมีครีปจำนวน 10 ครีป โดยหลักการทำงานของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ Blower เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ทำให้เกิดการไหลของอากาศผ่านถังพักลม ท่อทางเข้าชุดทดลอง และชุดทดลอง ในการทดลองกำหนดให้ม้อัตรการไหลของอากาศในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 3500 - 16000$ ซึ่งอัตราการไหลของอากาศจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ และวัดค่าอัตราการไหลออกมาโดยชุดออร์ฟิสมิเตอร์



รูปที่ 6.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบ ประกอบด้วย

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

6.2 การคำนวณ

6.2.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = 16000$ ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุด จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

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

$$= \frac{4(0.3 \times 0.02)}{2(0.3 + 0.02)}$$

$$= 0.0375m$$

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

จากสมการเรย์โนลด์นัมเบอร์

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{16000 \times 185.1428 \times 10^{-7}}{1.15757 \times 0.0375}$$

$$= 6.824 \text{ m/s}$$

จากสมการ $Q = \bar{V}A_c$ (6.3)

$$= 6.824 \times 0.3 \times 0.02$$

$$= 0.040944 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 2.45667 \text{ m}^3/\text{min}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้พัดลมมีอัตราการไหลมากกว่า 2.45667 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

6.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 1400$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนต์ เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} = 1400$ และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนต์เต็มที่ที่ $Re_D \geq 4000$

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ($Re_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ 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)

จากสมการ $X_{fd} > 10D_h$

$$> 10 \times 0.0375$$

$$> 0.375 \text{ m}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้ท่อทางเข้าชุดทดลองมีความยาวมากกว่า 0.375 เมตร

บทที่ 7

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบสามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

7.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการทดลองชุดอุปกรณ์ถึงผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลองจึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

7.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ โดยให้ลมไหลแบบตรง, ท่อที่มีครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว โดยคิดครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน โดยให้ลมไหลแบบตรงดังแสดงในรูปที่ 7.1



รูปที่ 7.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชุดทดลองมีความกว้าง 30 เซนติเมตร มีความยาว 44 เซนติเมตร และมีระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยเซรามิก ฉนวนชั้นที่สองเป็นแผ่นกระเบื้อง ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และมีแผ่นปิดทั้งด้านบนและด้านล่างของชุดทดลอง ถูกหุ้มด้วยฉนวน

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 อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

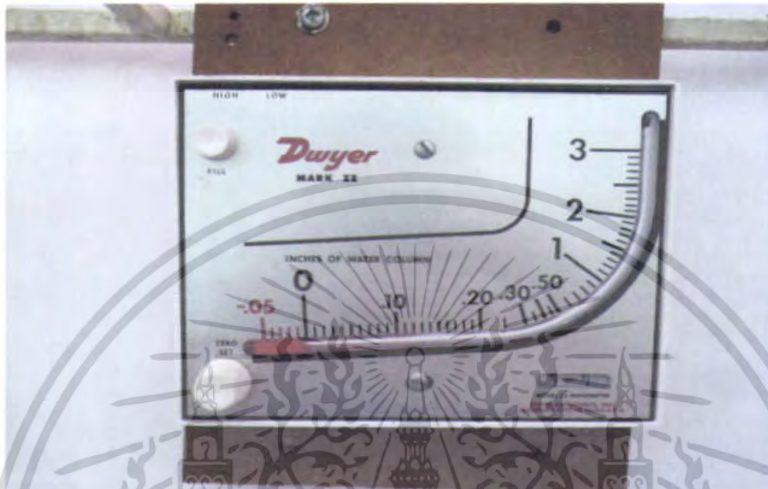
Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ โดย Orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลองดังแสดงในรูปที่ 7.5 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes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



รูปที่ 7.5 Orifice meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

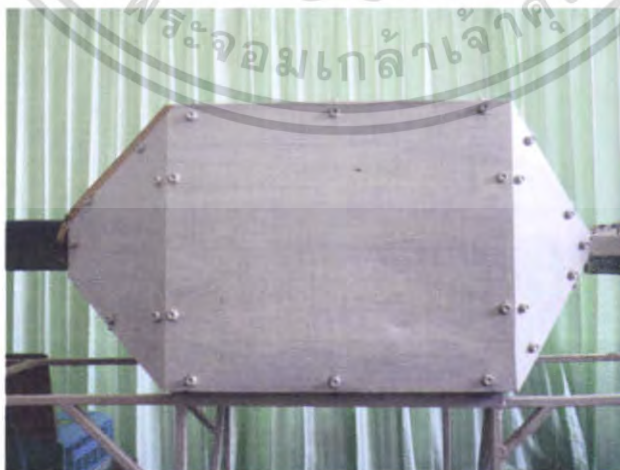
Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดัน เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สามารถอ่านค่าของระดับ red gage Oil (specific gravity 0.826) ได้มีความถูกต้องมากขึ้นดังแสดงในรูปที่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



รูปที่ 7.6 Inclined manometer

7.1.4 ถังพักลม

ถังพักลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับความเร็วลมให้คงที่ซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม มีความกว้าง 38 เซนติเมตร ยาว 45 เซนติเมตร และ สูง 38 เซนติเมตร ดังแสดงในรูปที่ 7.7

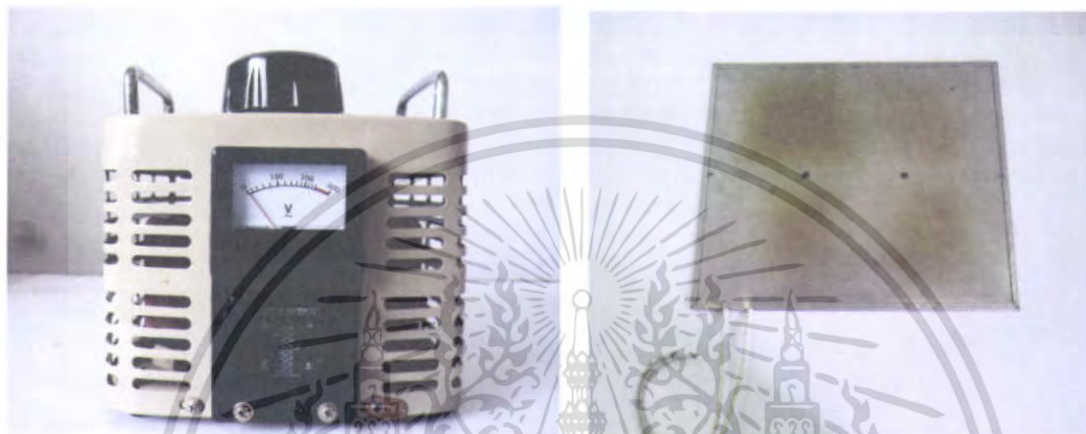


รูปที่ 7.7 ถังพักลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

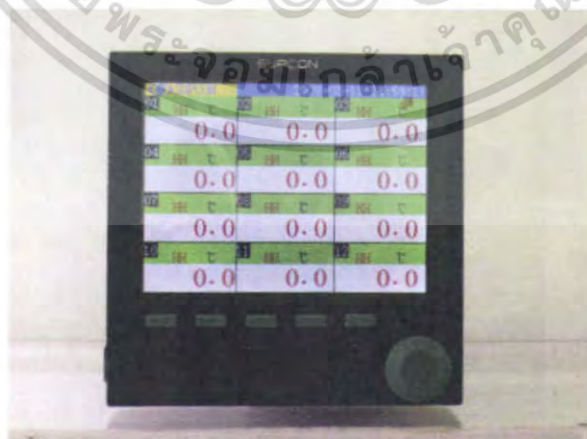
เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์ แบบสไลด์โวลท์เทจ TDBC 2-3 kVA CAPACITY: 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เทจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 7.8 โดยเครื่องควบคุมความร้อนสามารถปรับโวลท์เทจได้สูงสุดเท่ากับ 250 V



รูปที่ 7.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์ และแผ่นฮีตเตอร์ 1000 W

7.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data Logger SUPCON เป็นอุปกรณ์แสดงอุณหภูมิผิวครีปที่ตำแหน่งต่าง ๆ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป และอุณหภูมิที่ทางออกครีปดังแสดงในรูปที่ 7.9 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 12 ตำแหน่ง



รูปที่ 7.9 Data Logger SUPCON

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.10 คอมพิวเตอร์

คอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิผิวครีบนั่นละ 10 ตำแหน่ง อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบน อุณหภูมิที่ทางออกครีบน และใช้เก็บข้อมูลความดันตกคร่อมระหว่างข้างหน้าครีบนและข้างหลังดังแสดงในรูปที่ 7.10

Thermocouple เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวครีบน อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบน และอุณหภูมิที่ทางออกครีบนดังแสดงในรูปที่ 7.11 ซึ่งเป็น Thermocouple type K และใช้ Thermocouple ในการทดลองทั้งหมด 12 ตัว



รูปที่ 7.11 Thermocouple

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 102 เซนติเมตร ช้างหน้าคืบและตำแหน่งทางออก 21 เซนติเมตร ช้างหลังคืบในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 7.12



รูปที่ 7.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer

7.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกชุดทดลอง ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 7.13

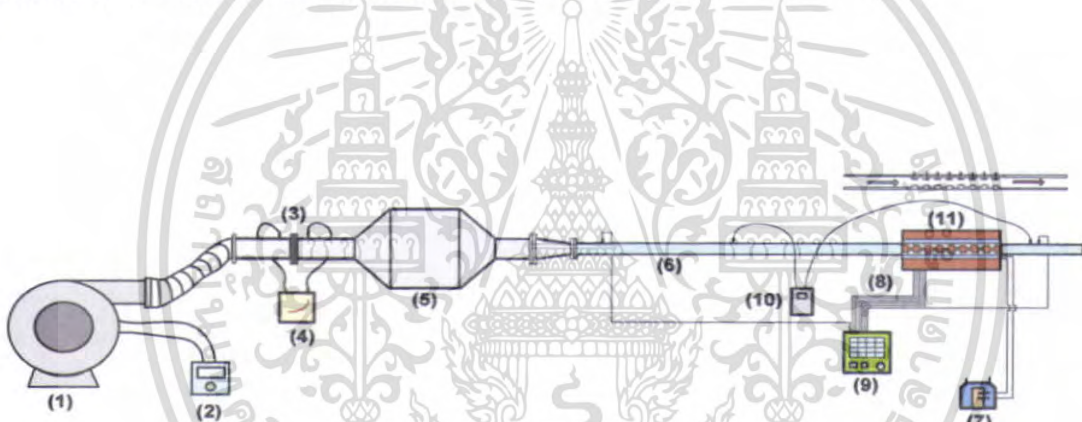


รูปที่ 7.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป และอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 7.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดหน้าตัดกว้าง 30 เซนติเมตร สูง 2 เซนติเมตร และมีความยาว 200 เซนติเมตร ครีปรูปสี่เหลี่ยมมุมฉากและครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร, ครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร และครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร สลับกันตามลำดับตลอดความกว้างครีป ครีปทุกแบบทำจากอลูมิเนียมมีความกว้าง 2 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีป 2 เซนติเมตร และมีระยะพิศ 4 เซนติเมตร ครีปต่าง ๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีปเป็นเนื้อเดียวกันจะ ไม่มีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีป แผ่นครีปถูกติดกับผิวท่อแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นครีปแต่ละแผ่นจะมีครีป จำนวน 10 ครีป



รูปที่ 7.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป ประกอบด้วย (1) พัดลม, (2) อินเวอร์เตอร์, (3) ออร์ิฟิสมิเตอร์, (4) มานอมิเตอร์, (5) ถึงพักลม, (6) ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลอง, (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, (8) เทอร์โมคัพเบิล, (9) ชุดวัดอุณหภูมิ, (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม และ (11) ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

พัดลมขนาด 1.5 กิโลวัตต์ มีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบขับลมผ่านท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในชุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยแผ่นฮีตเตอร์ขนาด 1000 วัตต์ จำนวน 1 แผ่น โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ซึ่งมีพื้นที่เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 30 เซนติเมตร และยาว 38 เซนติเมตร ที่ผิวครีปด้านบน ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวนในช่วงระยะการทำความร้อนโดยแผ่นฮีตเตอร์ การวัดอุณหภูมิผิวครีปแต่ละแผ่นถูกวัดด้วยเทอร์โมคัพเบิลชนิด K จำนวน 10 ตัว โดยตำแหน่งที่ทำการวัดมีระยะห่างเท่ากับ 4 เซนติเมตร และอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

102 เซนติเมตร ข้างหน้าครีบบและตำแหน่งทางออก 21 เซนติเมตร ข้างหลังครีบบ อ่านค่าจาก เครื่องวัดความดันตกคร่อม

7.3 วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว โดยติดแผ่นครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน โดยให้ลมไหลแบบตรง

1. ทำการติดแผ่นครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกัน

2. เปิดสวิทช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลองโดยอินเวอร์เตอร์

3. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่

4. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ คงที่

5. บันทึกผลของความดันตกคร่อม อุณหภูมิผิวครีบบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบบ

6. ปรับความเร็วลมเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ โดยให้ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์อยู่ระหว่าง $Re = 3500-16000$

7. ทำการติดแผ่นครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ แบบมีแนวเอียง

8. ดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2-6

บทที่ 8

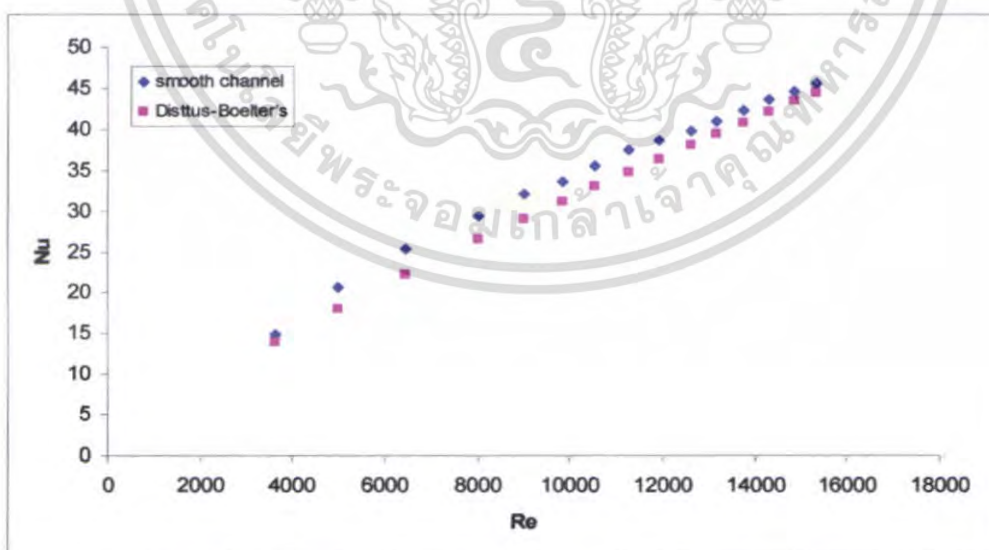
ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

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

8.1 ผลการทดลองที่มีผนังเรียบ

8.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ (Nusselt number)

ในรูปที่ 8.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซิลท์นัมเบอร์กับเรโนลด์เบอร์ กรณีสที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าเรโนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่านัสเซิลท์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่านัสเซิลท์นัมเบอร์จากการทดลองและค่านัสเซิลท์นัมเบอร์จากทฤษฎี (Dittus-Boelter correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่านัสเซิลท์นัมเบอร์จากการทดลองมีค่ามากกว่าค่านัสเซิลท์นัมเบอร์จากทฤษฎี โดยค่านัสเซิลท์นัมเบอร์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6.41% เมื่อเทียบกับ Dittus-Boelter correlation

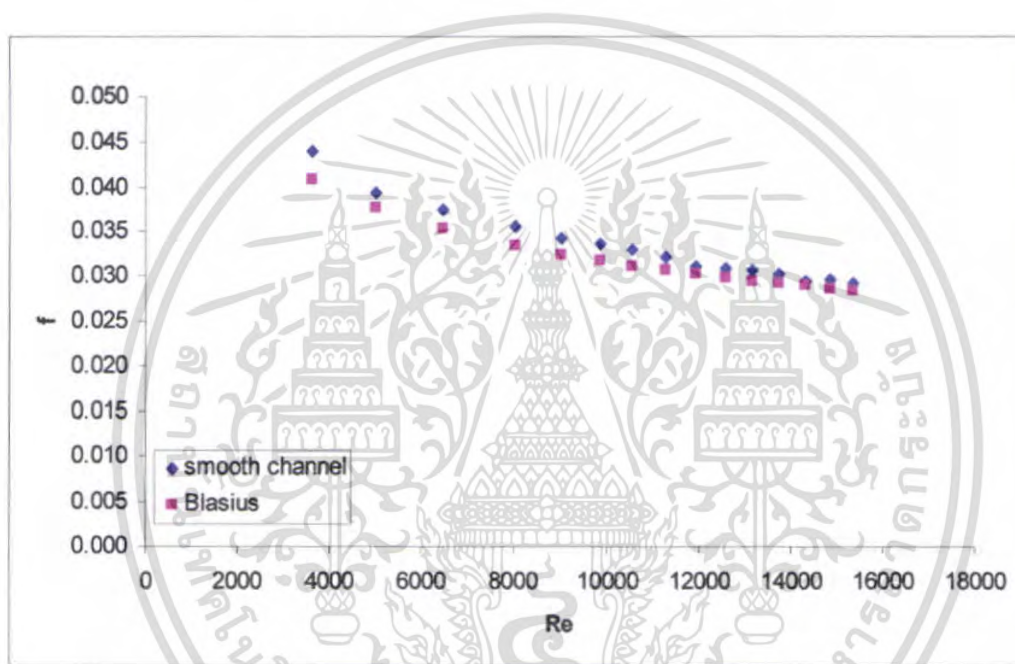


รูปที่ 8.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซิลท์นัมเบอร์กับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีสที่มีผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีท่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี (Blasius correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 4.68% เมื่อเทียบกับ Blasius correlation



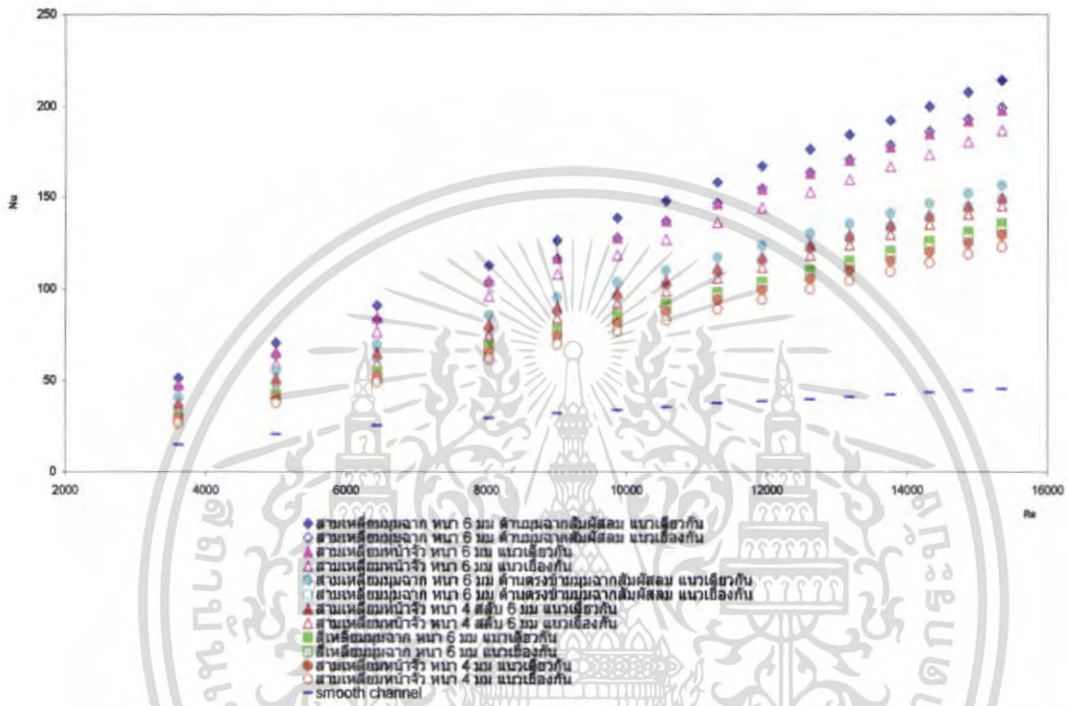
รูปที่ 8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีท่อมีผนังเรียบ

8.2 อิทธิพลรูปร่างครีบ

ในรูปที่ 8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซิลส์นัมเบอร์กับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนผิวท่อมีแนวเดียวกันและมีแนวเฉียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อค่าเรโนลด์ส์นัมเบอร์ของครีบบนผิวท่อเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่านัสเซิลส์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ครีบบนผิวท่อสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสกับผิวท่อ มีค่านัสเซิลส์นัมเบอร์มากที่สุด ตามด้วย ครีบบนผิวท่อสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบนผิวท่อสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสกลม ครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร ครีบริปสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์ลดลงตามลำดับ การติดตั้งครีบริปลักษณะต่าง ๆ แบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่านัสเซิลล์นัมเบอร์มากกว่าการติดตั้งครีบริปแบบมีแนวเอียงกัน เมื่อเทียบกับครีบริปรูปร่างเดียวกัน

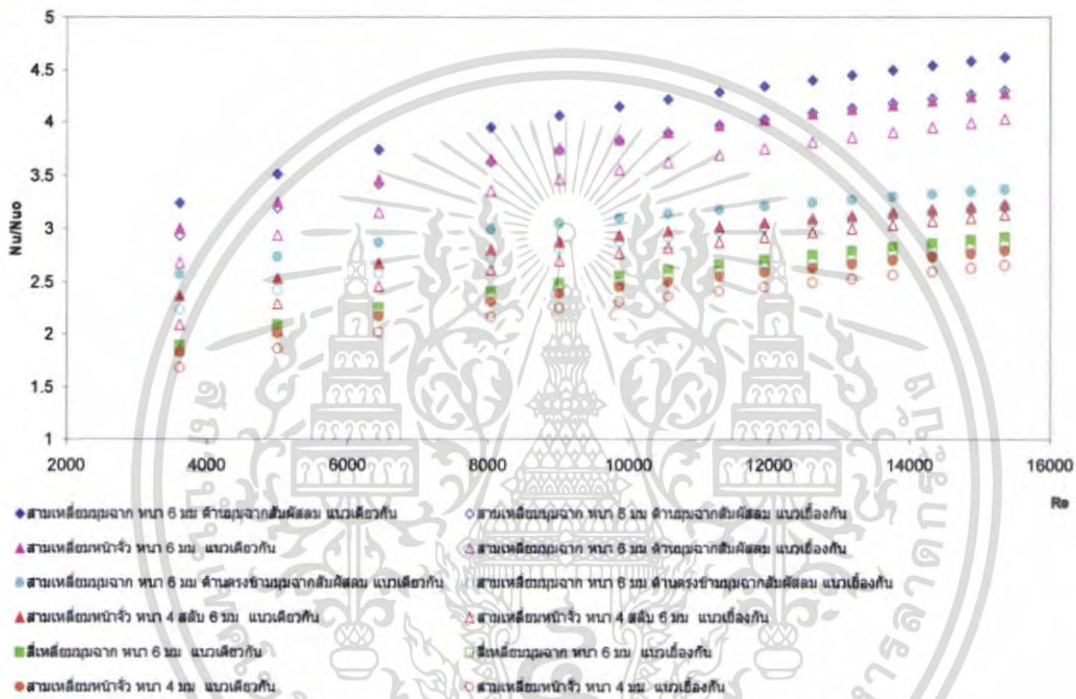


รูปที่ 8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซิลล์นัมเบอร์กับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบริปลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซิลล์นัมเบอร์ต่อนัสเซิลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบริปลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์ลูเลนต์ครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสกลมมีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.17 และ 3.85 เท่า สำหรับการติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.86 และ 3.58 เท่า สำหรับการติดครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสกลม มีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.11 และ 2.89 เท่า สำหรับการติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบบางสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร มีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.95 และ 2.79 เท่า สำหรับการติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบบางสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.58 และ 2.50 เท่า สำหรับการติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ และครีบบางสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.47 และ 2.33 เท่า สำหรับการติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ

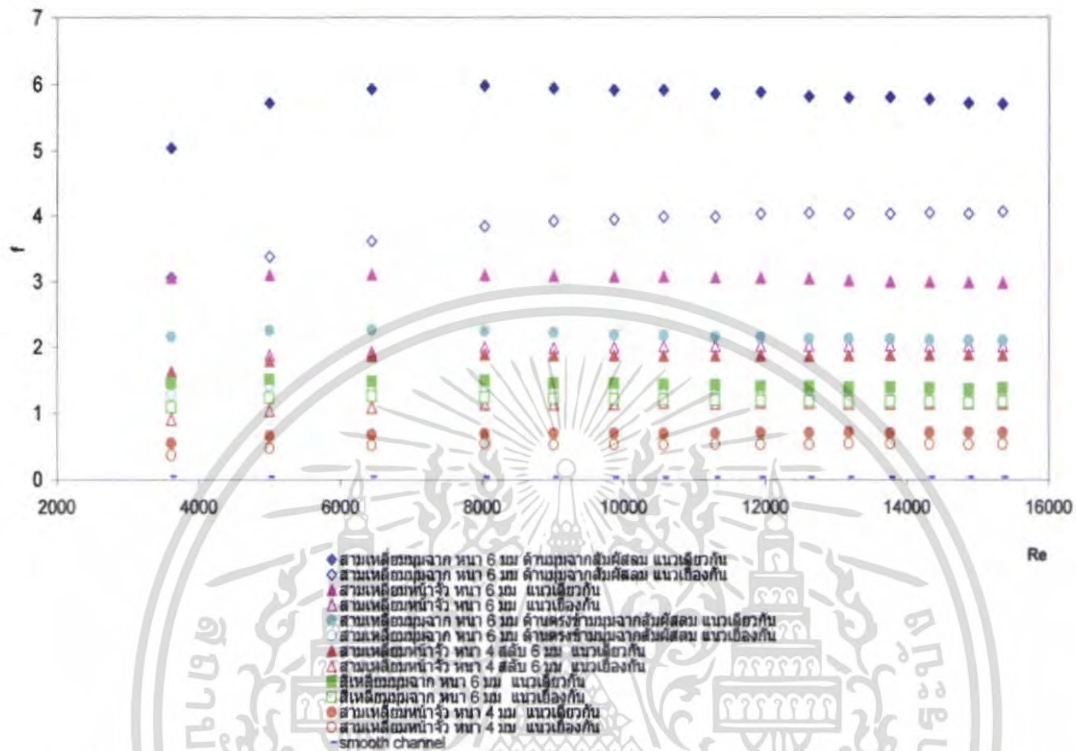


รูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซิลล์นัมเบอร์ต่อนัสเซิลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบางมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบบางทุกแบบมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบางสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร ครีบบางสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบางสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร ครีบบางสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสกลม ครีบบาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร และครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมพันธ์สม ซึ่งการติดตั้งครีบริปแบบมีแนวเดียวกันจะมีค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการติดตั้งครีบริปแบบมีแนวเอียงกัน เมื่อเทียบกับครีบริปรูปร่างเดียวกัน

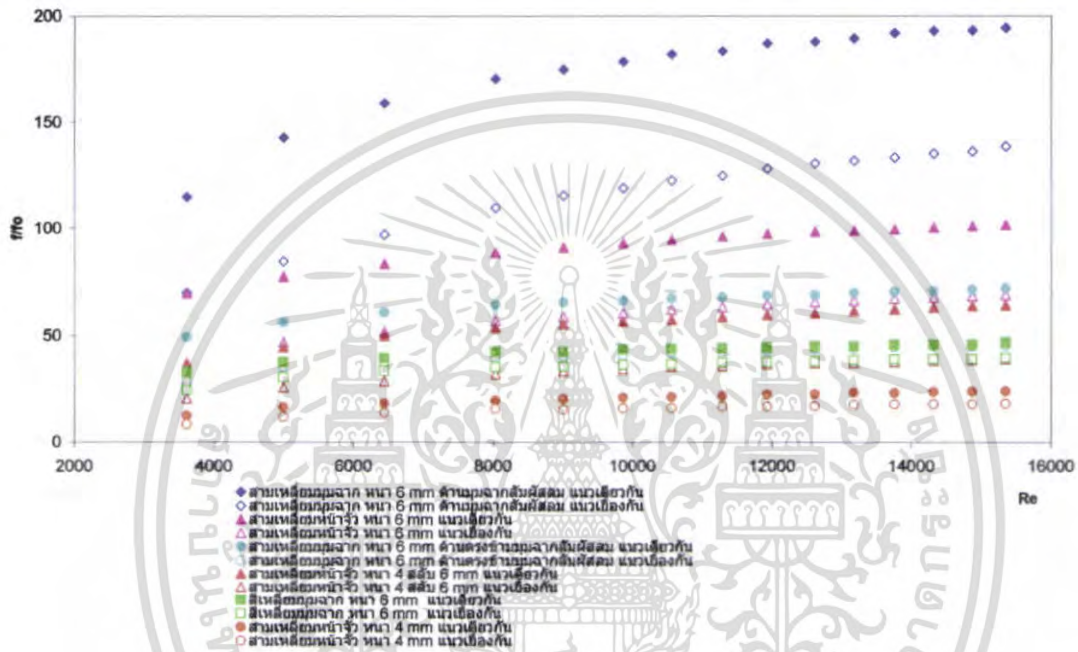


รูปที่ 8.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบริปลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดตั้งแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 8.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบริปลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดตั้งแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมพันธ์สม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 176.16 และ 118.35 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 92.57 และ 60.22 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมพันธ์สม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 65.79 และ 40.93 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริปแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลัก 6 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

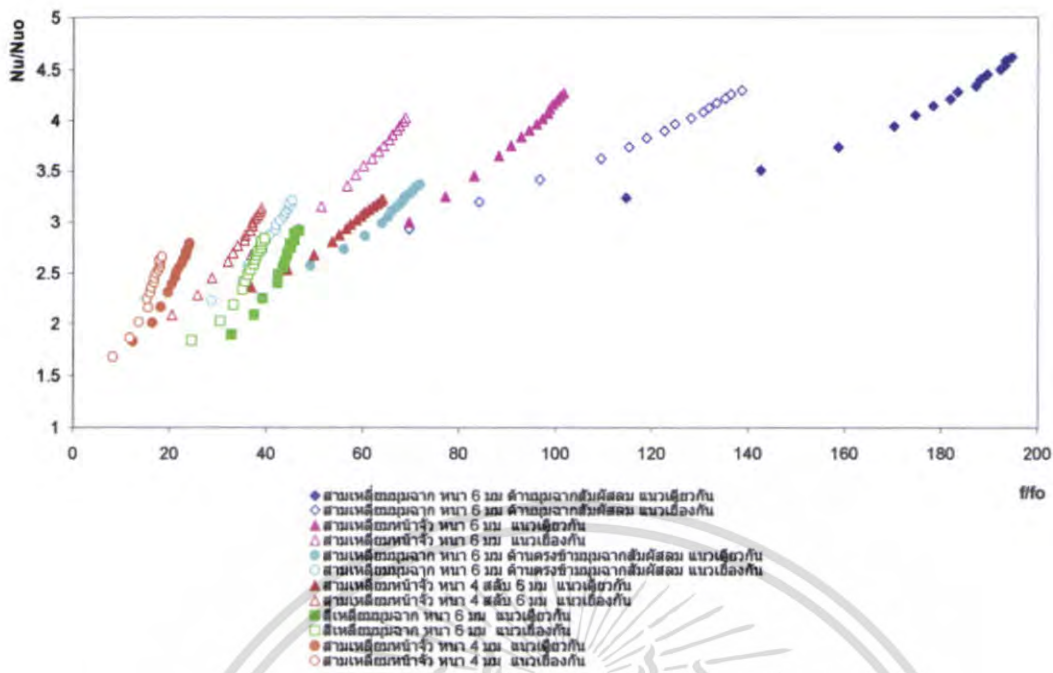
ผนังเรียบ 56.44 และ 33.95 เท่า สำหรับการดัดคريبแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีปรูปสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 42.96 และ 35.98 เท่า สำหรับการดัดคريبแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับและครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 20.97 และ 15.77 เท่า สำหรับการดัดคريبแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ



รูปที่ 8.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อดัดคريبแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 8.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ต่ออันสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อดัดคريبแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบของครีบบวกเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ต่ออันสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การทำให้พื้นที่ผิวภายในท่อขรุขระหรือดัดคريبที่ผิวภายในท่อเพื่อให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้นเป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

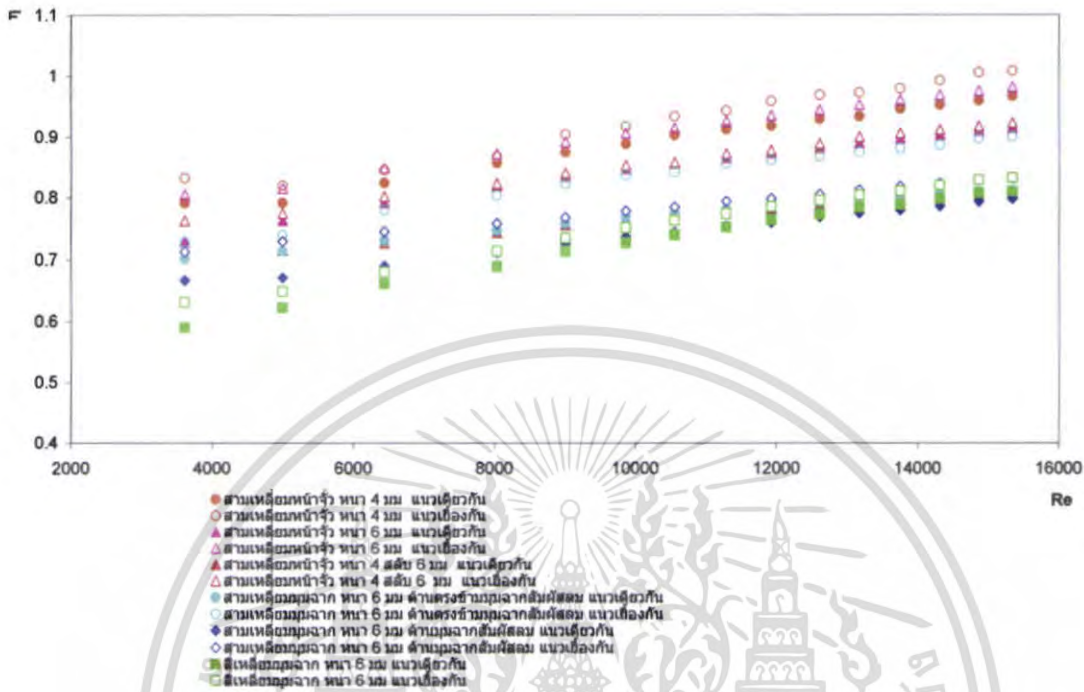


รูปที่ 8.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ต่อนัสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกรณีท่อมีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 8.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบบนมสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.896 และ 0.929 เท่า สำหรับการติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบบนมสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.852 และ 0.913 เท่า สำหรับการติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบบนมสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.768 และ 0.860 เท่า สำหรับการติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบบนมสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสผลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.771 และ 0.838 เท่า สำหรับการติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ ครีบบนมสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมผัสผลม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.743 และ 0.785 เท่า สำหรับการติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ และครีบบนม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.734 และ 0.758 เท่า สำหรับการติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ



รูปที่ 8.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับ เรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่างๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

บทที่ 9

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

9.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบ จากการทดลองพบว่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ โดยการติดครีบบที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การติดครีบบจะส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อน

2. ประการคือ ประการแรก จะช่วยทำให้เกิดการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบบมากขึ้น ประการที่สอง เป็นการเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีบบให้นานมากขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

2. การศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ จากการทดลองจะได้ว่าท่อที่มีครีบบ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น

3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ โดยติดครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ เมื่อค่าเรโนลด์ส์นัมเบอร์ของครีบบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบบลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสลม มีค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์มากที่สุด ตามด้วยครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสลม ครีบบสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลัก 6 มิลลิเมตร สลักกันตามลำดับ ครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์ลดลงตามลำดับ จากการทดลองพบว่าครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสลม มีค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.17 และ 3.85 เท่า สำหรับการติดครีบบแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ และครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.896 และ 0.929 เท่า สำหรับการติดครีบบแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ การติดครีบบลักษณะต่าง ๆ แบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์มากกว่าการติดครีบบแบบมีแนวเอียงกัน เมื่อเทียบกับครีบบรูปร่างเดียวกัน

4. ในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบบททุกแบบมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อย เมื่อค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์เพิ่มขึ้น การคิดครีบลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบรูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร ครีบบรูสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบรูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลัก 6 มิลลิเมตร ครีบบรูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสกลม ครีบบรูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร และครีบบรูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมผัสกลม ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ การคิดตั้งครีบลักษณะต่าง ๆ แบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการคิดตั้งครีบบรูแบบมีแนวเอียงกัน เมื่อเทียบกับครีบบรูปร่างเดียวกัน

9.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบรูเป็นงานวิจัย ซึ่งได้ทำการศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และศึกษาผลของรูปร่างครีบบรูและตำแหน่งครีบบรู โดยคิดครีบบรูที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ฉะนั้นแล้วควรมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิชชอื่น ๆ ของครีบบรู
2. ศึกษาถึงค่า aspect ratio อื่น ๆ ของครีบบรู
3. ศึกษาถึงการใช้ครีบบรูอื่น ๆ เช่น รูปร่างพาราโบลา
4. ศึกษาถึงการใช้ครีบบรูที่มีร่อง (Rib – grooved)
5. ศึกษาถึงชุดทดลองรูปทรงกระบอก
6. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] ฌรงค์ ทรัพย์สุทธิวิงษ์ 2550. การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบและตัวสร้างกระแสนวน. 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 Sundén. 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.

- [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.



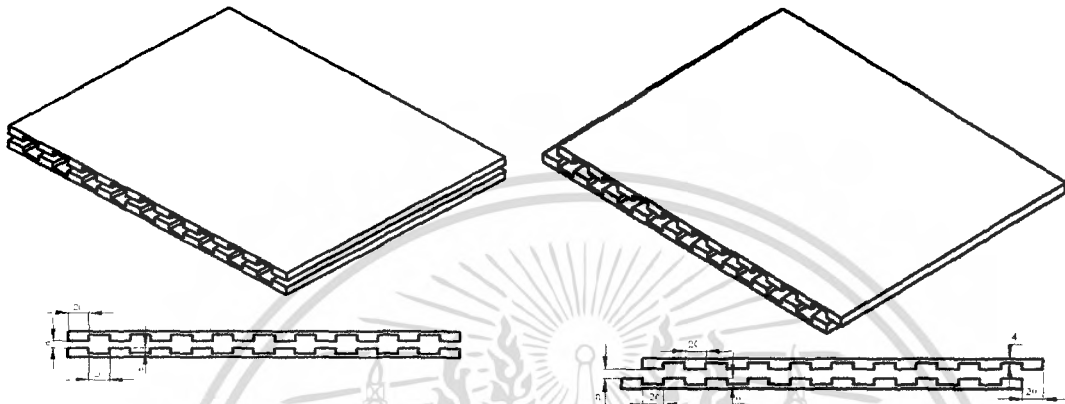
ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

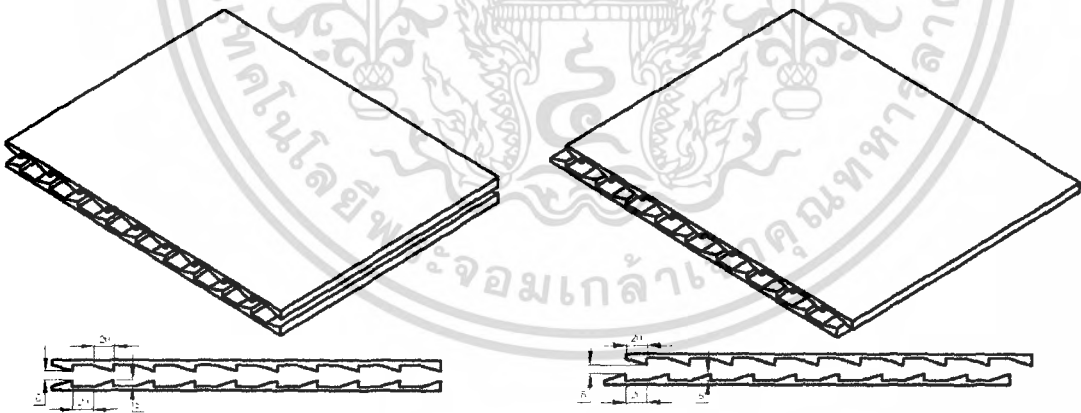


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ครีบบททุกแบบทำจากอลูมิเนียมมีความกว้าง 2 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบ 2 เซนติเมตร และมีระยะพิคต์ 4 เซนติเมตร ครีบบทต่าง ๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบบทและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะ ไม่มีความต้านทานของน้ำสัมผัสที่ฐานครีบบท แผ่นครีบบทติดกับผิวท่อแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นครีบบทแต่ละแผ่นจะมีครีบบทจำนวน 10 ครีบบท

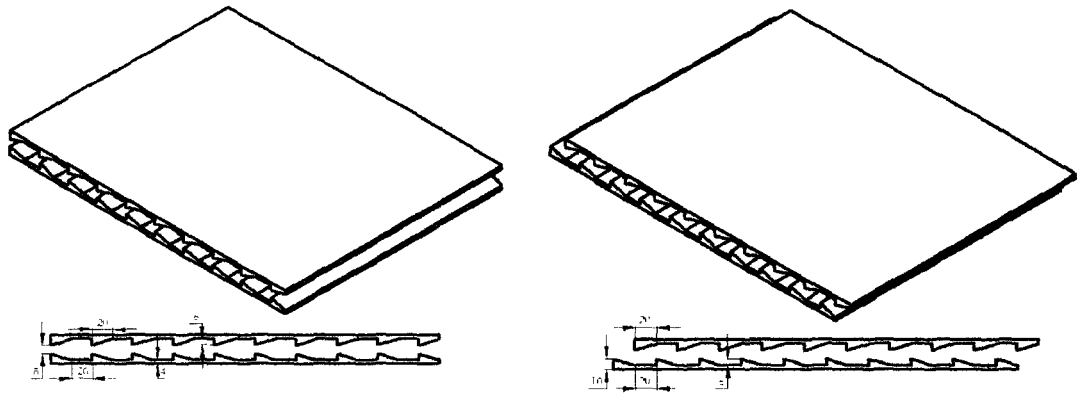


รูปที่ ก-1 แสดงครีบบทรูปสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

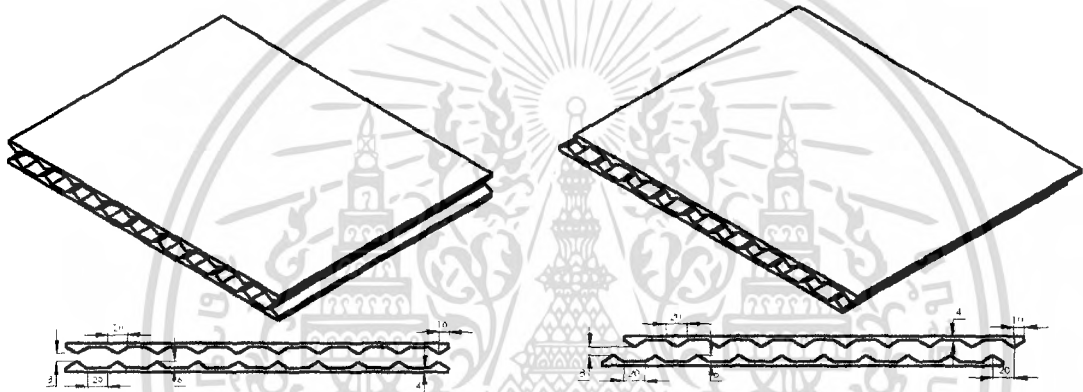


รูปที่ ก-2 แสดงครีบบทรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน โดยให้พื้นผิวครีบบทด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม

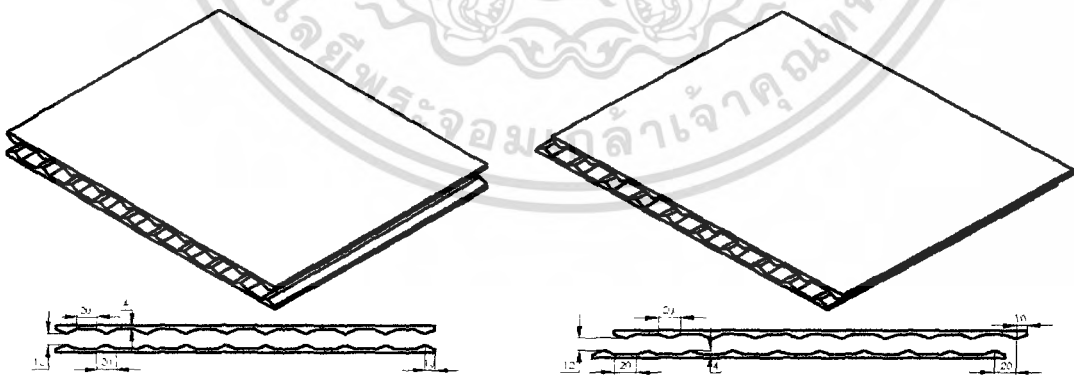
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก-3 แสดงครีบริปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน โดยให้พื้นผิวครีบริปด้านมุมฉากสัมผัสกับทิศทางการไหลของลม

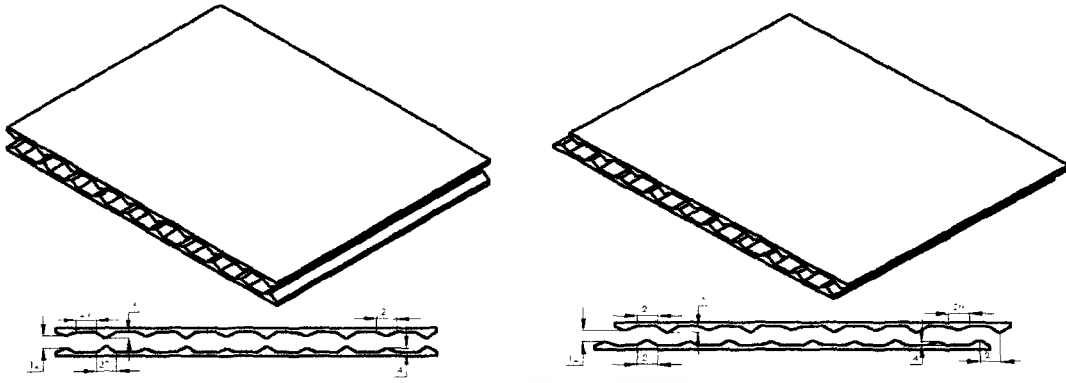


รูปที่ ก-4 แสดงครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน



รูปที่ ก-5 แสดงครีบริปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก-6 แสดงกริบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลัก 6 มิลลิเมตร สลักกันตามลำดับ
ตลอดความกว้างกริบบ แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

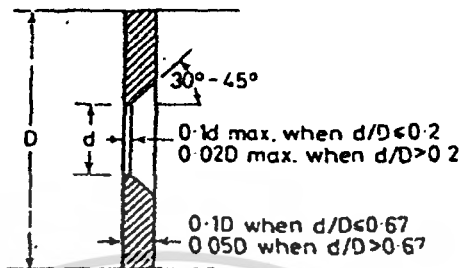


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



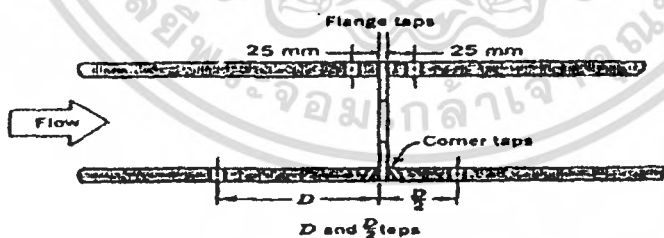
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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 เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของคาน้ำลางของกระแสทำให้มี head loss ถาวรที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิซนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่ง ดังรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล

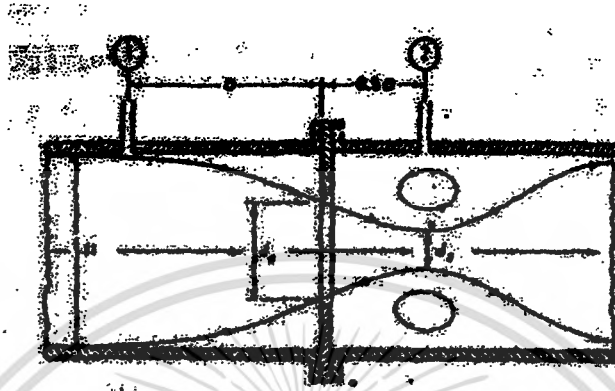


รูปที่ ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิซ

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิซเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัดให้ของไหลไหลผ่านออริฟิซมีขนาดเล็กกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิซไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดัน

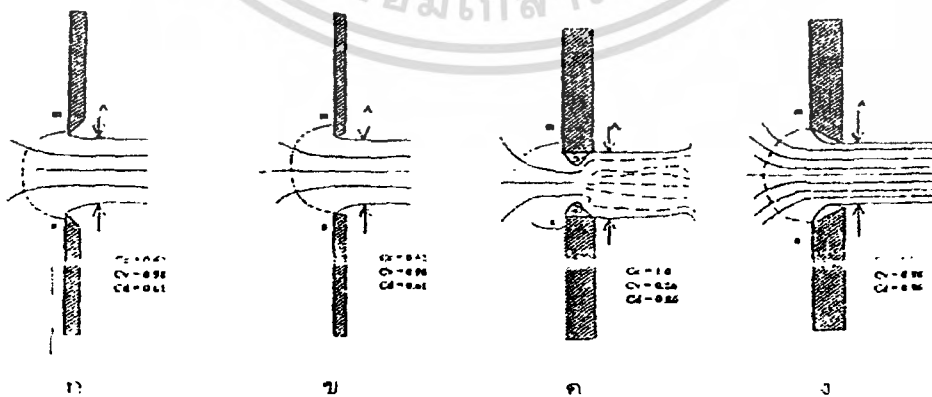
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คคร์อมออริฟิส ซึ่งความคคร์อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความคคร์อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความคคร์อมออริฟิสก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)

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



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อดีของออริฟิสคือมีราคาต่ำกว่าเครื่องมีควัดชนิดอื่น ๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากมาของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็ววงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (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 สามารถนำมาใช้อธิบายคุณสมบัติในการไหลที่จุดต่าง ๆ 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 ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีป¹

ประวัติ สุตแก้ว², วรณชัย แก้วชนะ², ศุภโชค แพเพชรทอง², พงษ์เจต พรหมวงศ์³

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในการทดลองโดยปรับใช้ความเร็วลมหลาย ๆ ค่าในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 3500 - 16000$ ทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ ท่อที่มีครีปรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน เพื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีปทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีครีปรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีปรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว จะได้ว่าท่อที่มีครีปรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก โดยด้านมุมฉากสัมผัสลม ให้ผลการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

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 $Re = 3500 - 16000$ in the test section with a constant surface heat flux. Ribs mounted on the bottom and the top tested duct were placed in staggered or in-line arrangements. The experimental result shows that the triangular ribs mounted on the bottom and the top of the duct leads to the highest heat transfer rate and friction factor in comparison with the duct without ribs.

Keywords: Artificial roughness; Thermo-hydraulic performance; Heat transfer coefficient; Friction factor; Solar air heater; Aspect ratio

1. บทนำ

ที่ผ่านมามีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระหรือติดครีปที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าว ถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น เป็นผลให้เพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการเดิมเป็นการติดครีปที่ผิวภายในท่อ เป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ดังนั้นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีป จึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

¹ ชื่ออังกฤษ: Performance enhancement of a heat exchanger with ribs

² นักศึกษานิติศาสตร์บัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สจล. ห้อง 3Q/1 รหัส 48015381 ห้อง 3Q/2 รหัส 48015431 และ 48015439 ตามลำดับ

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

2. วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

- 2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบ
- 2.2 ศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อสี่เหลี่ยม
- 2.3 ศึกษาผลของรูปร่างครีบและตำแหน่งครีบ โดยติดครีบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

3. ขอบเขตของงานวิจัย

- 3.1 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่
- 3.2 ครีบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉากและครีบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร, ครีบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร และครีบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร สลับกันตามลำดับตลอดความกว้างครีบ ครีบทุกแบบมีความกว้าง 2 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบ 2 เซนติเมตร และมีระยะพิตต์ 4 เซนติเมตร ครีบถูกติดกับผิวท่อแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

3.3 ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร

3.4 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน ในช่วงเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ $Re = 3500-16000$

4. ประโยชน์ที่ได้รับ

- 4.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ
- 4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น
- 4.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไปประยุกต์ใช้ในระบบการต่างๆ

5. ทฤษฎี

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทดลองนี้ได้แก่

การจำแนกลักษณะการไหลของของไหลภายในท่อซึ่งจะพิจารณาจากเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number : Re) ซึ่งมีนิยามดังนี้

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

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 Radius : D_h) มีนิยามดังนี้

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

โดย A คือ พื้นที่หน้าตัดของช่องทาง, m^2

P คือ ความยาวของเส้นรอบรูปช่องทาง, m

สำหรับความดันตกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะพิจารณาจากค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (Friction Factor : f) ซึ่งมีนิยามดังนี้

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

โดย ΔP คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ, Pa

f คือ Friction Factor ของช่องทางเรียบ

L คือ ความยาวของท่อ, m

ในการศึกษาจะพิจารณาเป็นการมีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat Flux) ซึ่งสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้จากสมการดังนี้

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

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

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 ดังสมการ

$$Nu_D = \frac{h D_h}{k} \quad (6)$$

โดย Nu_D คือ Nusselt Number

k คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ, $W/m \cdot K$

6. วิธีการดำเนินงาน

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบสามารถแบ่งขั้นตอนทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

7. อุปกรณ์การทดลอง

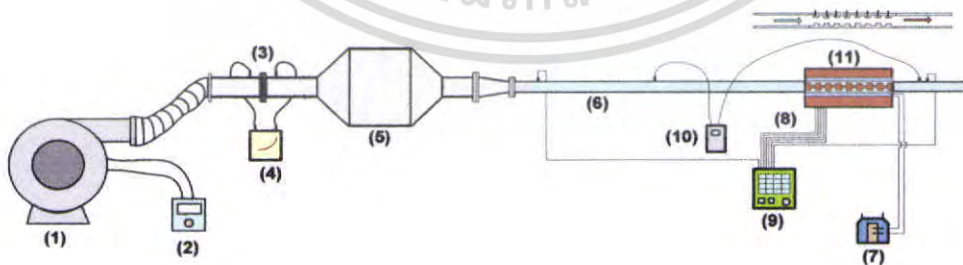
7.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ โดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ ท่อที่มีครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วโดยติดครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน โดยให้ลมไหลแบบตรง ชุดทดลองมีความกว้าง 30 เซนติเมตร มีความยาว 44 เซนติเมตร และมีระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยเซรามิก ฉนวนชั้นที่สองเป็นแผ่นกระเบื้อง ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และมีแผ่นปิดทั้งด้านบนและด้านล่างของชุดทดลอง ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน

7.2 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบ และอุปกรณ์ต่างๆได้ถูกแสดงในรูปที่ 7.1 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 2 เซนติเมตร ท่อทางเข้าชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดหน้าตัดกว้าง 30 เซนติเมตร สูง 2 เซนติเมตร และมีความยาว 200 เซนติเมตร ครีบบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว ครีบบทุกแบบทำจากอลูมิเนียมมีความกว้าง 2 เซนติเมตร ยาว 30 เซนติเมตร มีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบบ 2 เซนติเมตร และมีระยะพิคต์ 4 เซนติเมตร ครีบบต่างๆเป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบบและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะไม่มีมีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบบ แผ่นครีบบติดกับผิวท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นครีบบแต่ละแผ่นจะมีครีบบจำนวน 10 ครีบบ

พัดลมจะมีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบขับลมผ่านท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในชุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยแผ่นฮีตเตอร์ขนาด 1000 วัตต์ จำนวน 1 แผ่น โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ซึ่งมีพื้นที่เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 30 เซนติเมตร และยาว 38 เซนติเมตร ที่ผิวครีบบ ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวนในช่วงระยะการทำความร้อนโดยแผ่นฮีตเตอร์ การวัดอุณหภูมิผิวครีบบแต่ละแผ่นถูกวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 10 ตัว โดยตำแหน่งที่ทำการวัดมีระยะห่างเท่ากับ 4 เซนติเมตร และอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้ากับตำแหน่งทางออก อ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อม



ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบ ประกอบด้วย (1) พัดลม, (2) อินเวอร์เตอร์, (3) ออร์ฟิสมิเตอร์, (4) มานอมิเตอร์, (5) ฮีตเตอร์, (6) ท่อทางเข้าชุดทดลอง, (7) ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, (8) เทอร์โมคัปเปิล (Type K), (9) ชุดวัดอุณหภูมิ, (10) ชุดวัดความดันตกคร่อม และ (11) ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.1 แบบจำลองโครงสร้างชุดทดลอง

๖. วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีครีบริบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉาก ท่อที่มีครีบริบรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก และท่อที่มีครีบริบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว โดยติดแผ่นครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยใช้ลมไหลแบบตรง

1. ทำการติดแผ่นครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกัน
2. เปิดสวิทช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลองโดยอินเวอร์เตอร์
3. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่
4. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ คงที่
5. บันทึกผลของความดันตกคร่อม อุณหภูมิผิวครีบริบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบริบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบริบ
6. ปรับความเร็วลมเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ โดยให้ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์อยู่ระหว่าง $Re = 3500 - 16000$
7. ทำการติดแผ่นครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ แบบมีแนวเอียงกัน
8. ดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2 - 6

9. ผลการทดลอง

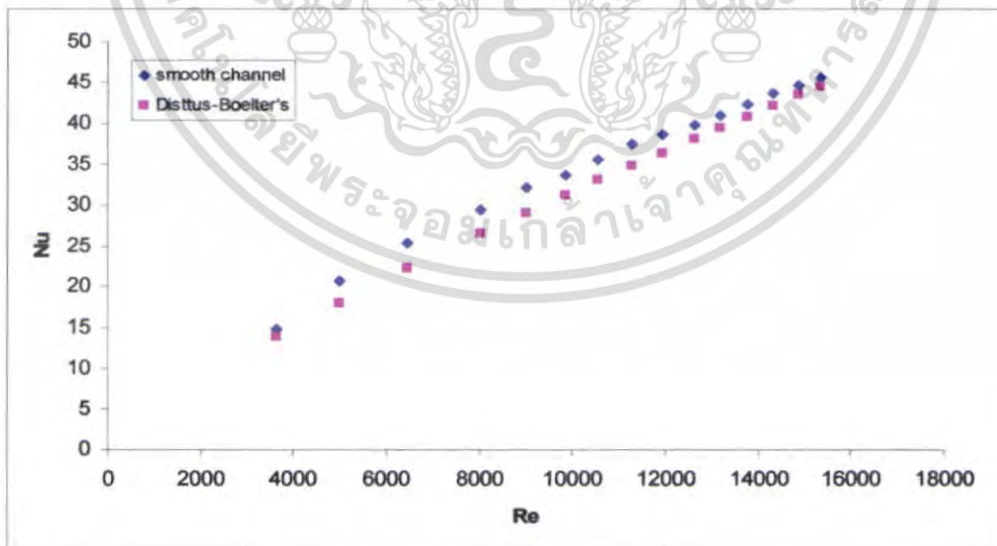
9.1 ผลการทดลองท่อมีผนังเรียบ

9.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)

ในรูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซลท์นัมเบอร์กับเรโนลด์ส์เบอร์ กรณีสื่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าเรโนลด์ส์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่านัสเซลท์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่านัสเซลท์นัมเบอร์จากการทดลองและค่านัสเซลท์นัมเบอร์จากทฤษฎี (Dittus-Boelter correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่านัสเซลท์นัมเบอร์จากการทดลองมีค่ามากกว่าค่านัสเซลท์นัมเบอร์จากทฤษฎี โดยค่านัสเซลท์นัมเบอร์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6.41% เมื่อเทียบกับ Dittus-Boelter correlation

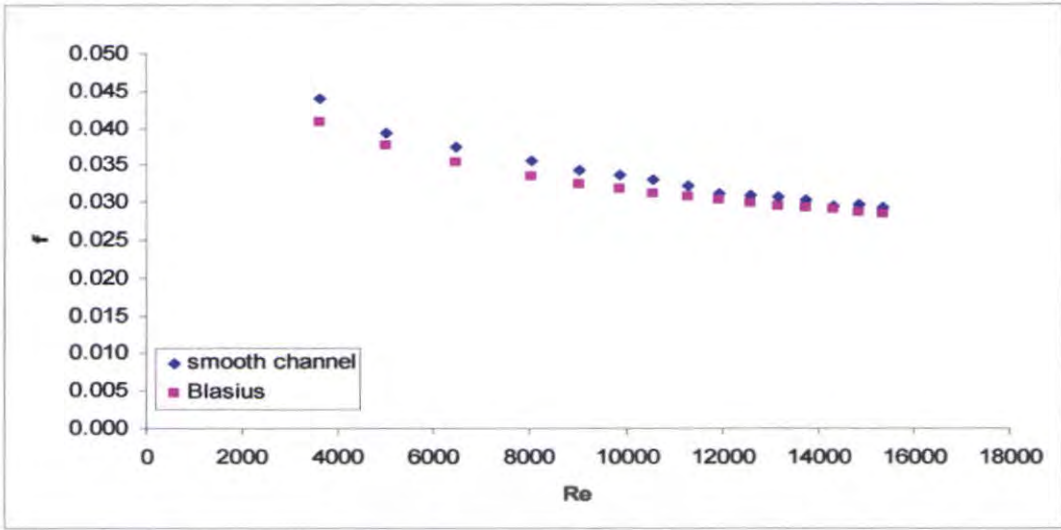
9.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีสื่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี (Blasius correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากทฤษฎี โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 4.68% เมื่อเทียบกับ Blasius correlation



รูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างนัสเซลท์นัมเบอร์กับเรโนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีสื่อมีผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

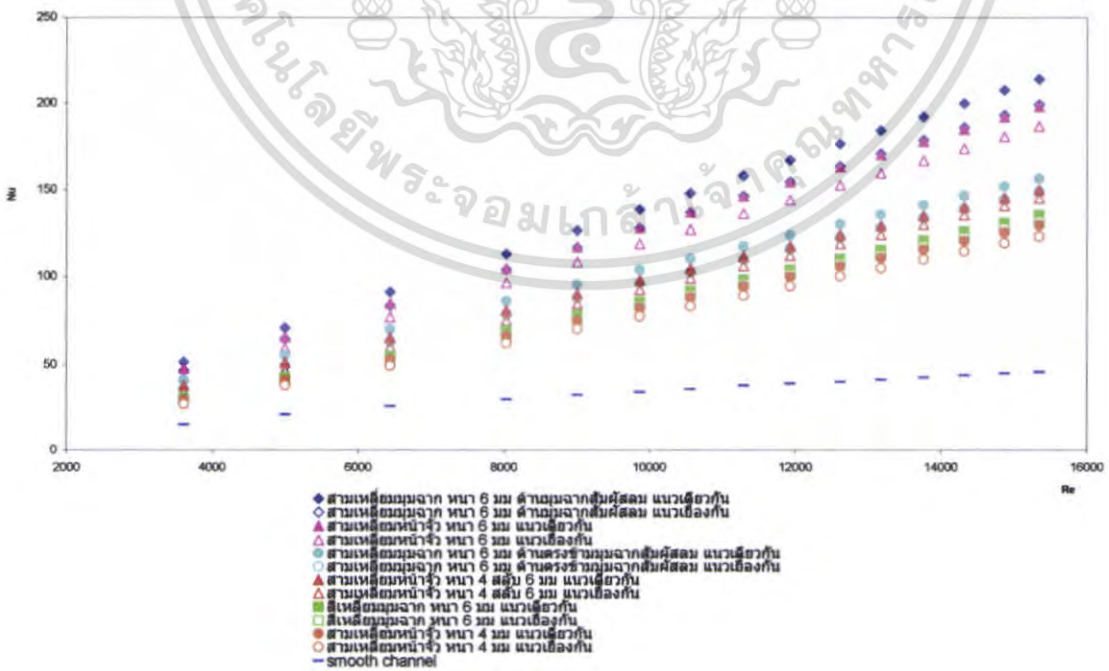


รูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีผนังเรียบ

9.2 อิทธิพลรูปร่างครีบ

ในรูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสเกลล์นัมเบอร์กับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันจากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อค่าเรโนลด์นัมเบอร์ของครีบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าสเกลล์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น เช่นเดียวกัน ครีบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสสลม มีค่าสเกลล์นัมเบอร์มากที่สุด ตามด้วย

ครีบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมผัสสลม ครีบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร ครีบรูปสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าสเกลล์นัมเบอร์ลดลงตามลำดับ การติดตั้งครีบลักษณะต่าง ๆ แบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่าสเกลล์นัมเบอร์มากกว่าการติดตั้งครีบแบบมีแนวเอียงกันเมื่อเทียบกับครีบรูปร่างเดียวกัน

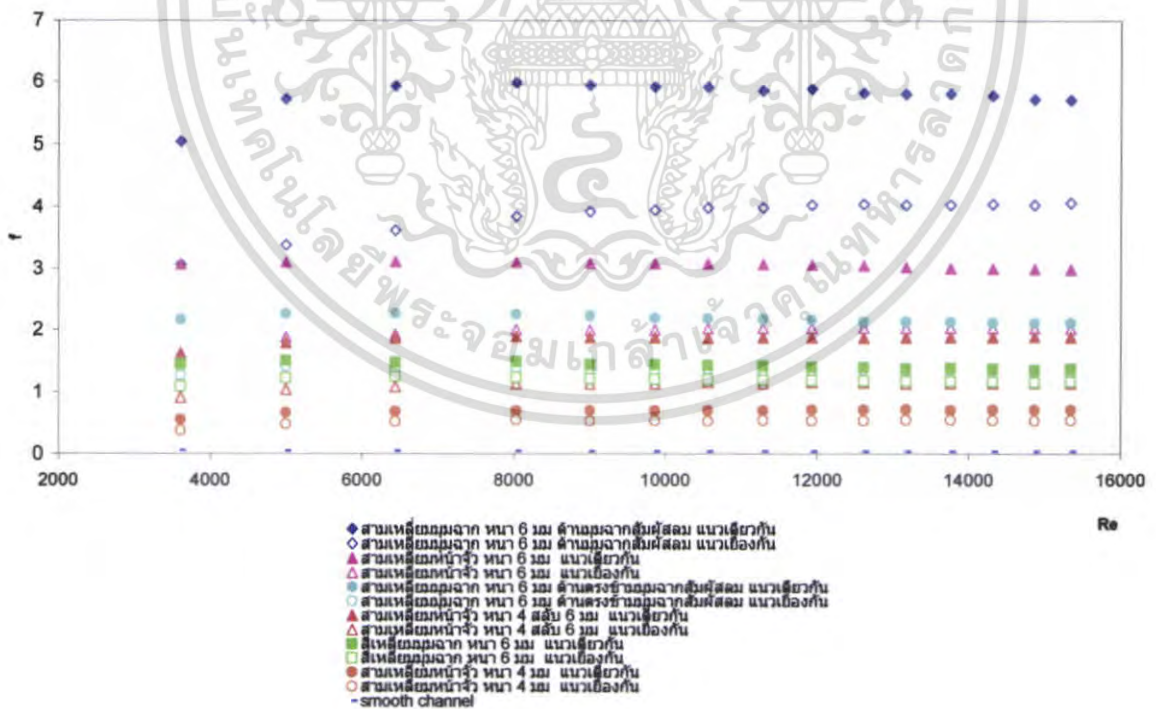


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เฉพาะในวงจำกัด ไม่สามารถนำข้อมูลไปเผยแพร่ในที่อื่นได้โดยไม่ได้รับอนุญาต
รูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสเกลล์นัมเบอร์กับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีครีบลักษณะ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น ต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบบนทุกแบบมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรโนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตามด้วยครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 4 มิลลิเมตร ครีบบนสี่เหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร ครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสผิบลื่น ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร และครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมผัสผิบลื่น ซึ่งการติดตั้งครีบบนมีแนวเดียวกันจะมีค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการติดตั้งครีบบนมีแนวเอียงกันเมื่อเทียบกับครีบบนว่างเดียวกัน

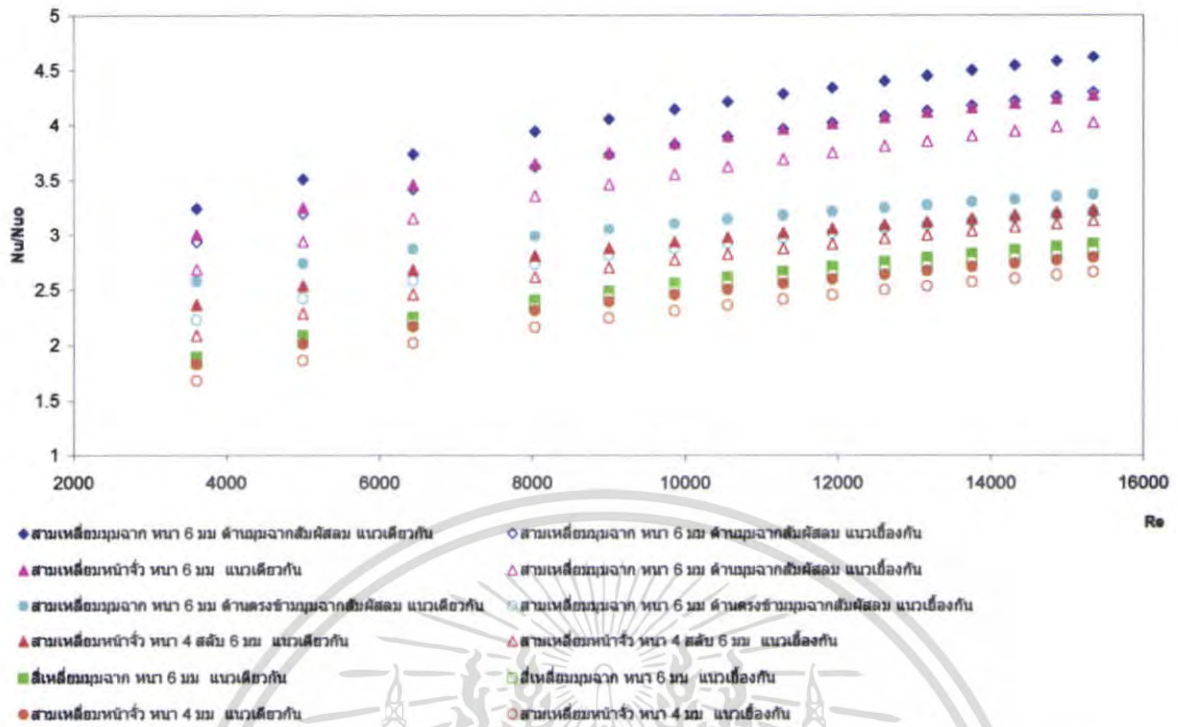
ในรูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์ นัมเบอร์ต่อนัสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์นัมเบอร์

กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมผัสผิบลื่น มีค่านัสเซลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.17 และ 3.85 เท่า ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่านัสเซลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.86 และ 3.58 เท่า ครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมผัสผิบลื่น มีค่านัสเซลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.11 และ 2.89 เท่า ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร มีค่านัสเซลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.95 และ 2.79 เท่า ครีบบนสี่เหลี่ยมมุมฉากที่มีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่านัสเซลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.58 และ 2.50 เท่า และครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วที่มีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่านัสเซลล์นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.47 และ 2.33 เท่า สำหรับการติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ



รูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูใช้เฉพาะที่โรงเรียนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่หรือใช้ในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

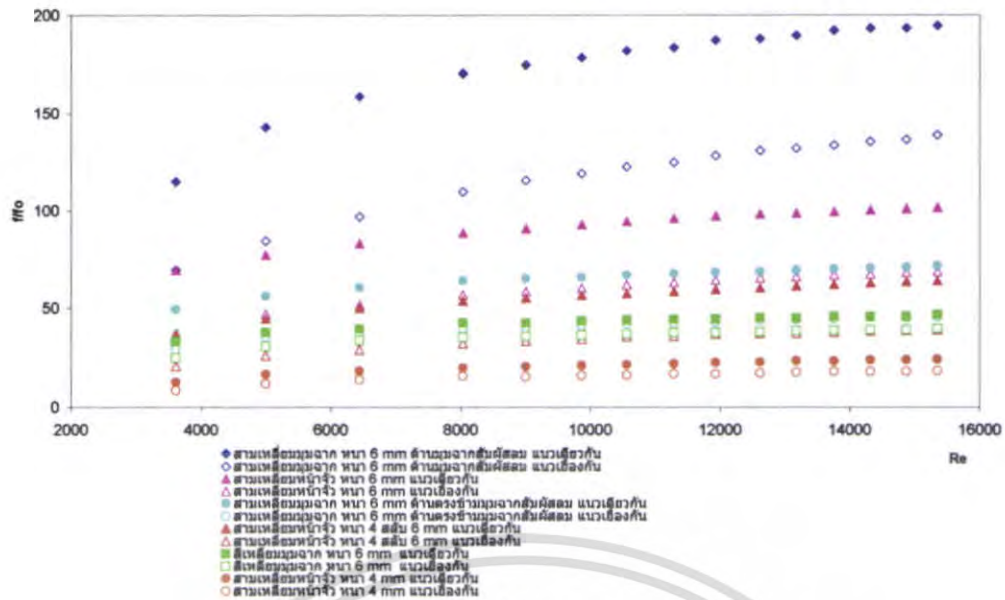


รูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์กับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีที่ท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ กรณีที่ท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมจากสัณฆ์สกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 176.16 และ 118.35 เท่า ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 92.57 และ 60.22 เท่า ครีบบนสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรง

ข้ามมุมจากสัณฆ์สกลม มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 65.79 และ 40.93 เท่า ครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 56.44 และ 33.95 เท่า ครีบบนสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 42.96 และ 35.98 เท่า และครีบบนสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 20.97 และ 15.77 เท่า สำหรับการติดครีบบนแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

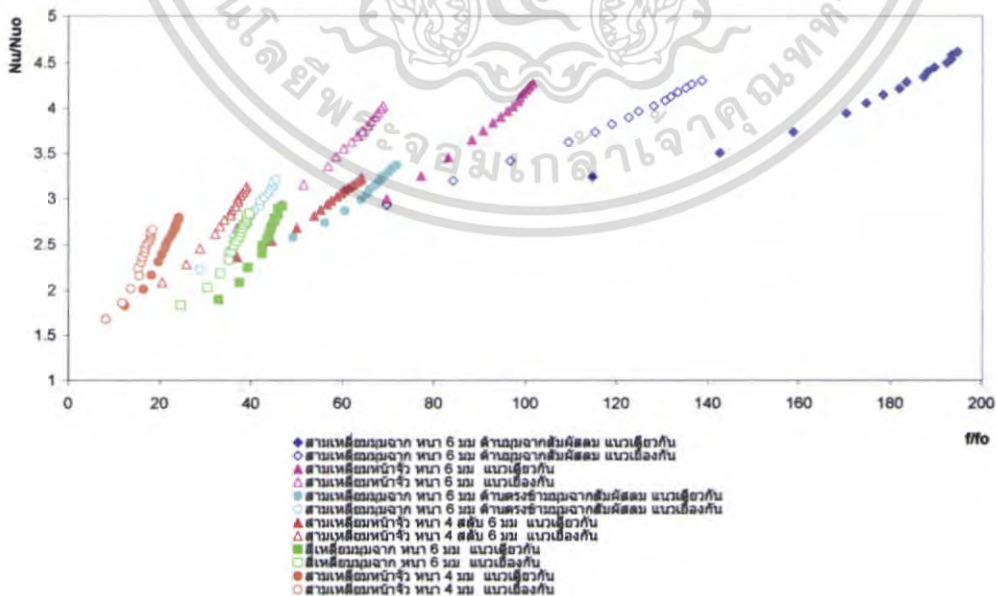


รูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของ

ท่อที่มีผนังเรียบกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ ต่อ นัสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการศึกษาพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เมื่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัว

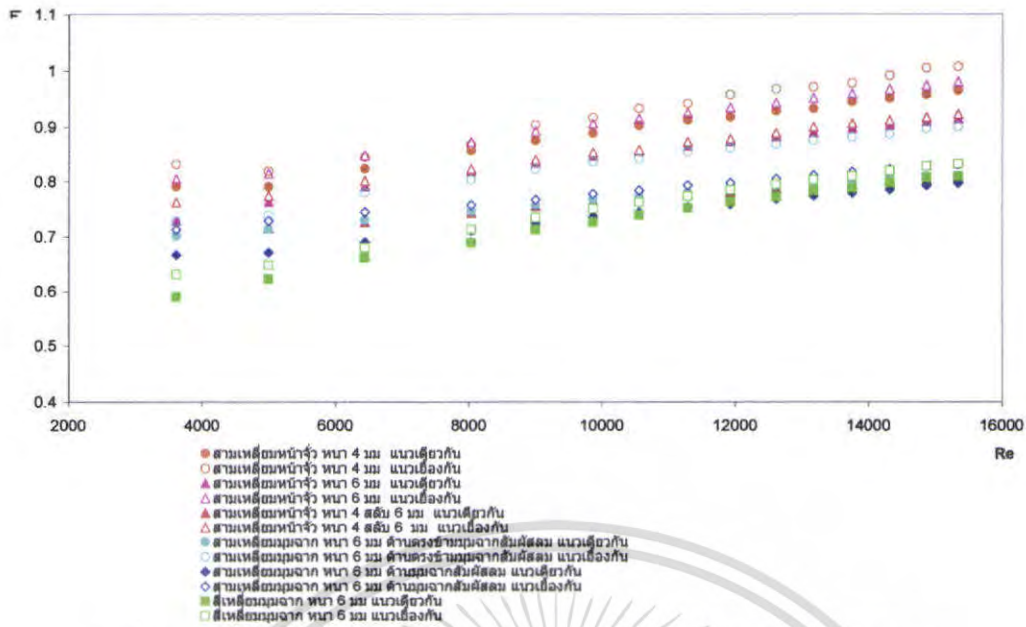
ประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบของครีบบนเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ต่อ นัสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การทำให้พื้นที่ผิวภายในท่อขรุขระหรือติดครีบบนที่ผิวภายในท่อเพื่อให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น เป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น



รูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนนัสเซลล์นัมเบอร์ต่อ นัสเซลล์นัมเบอร์ของท่อที่มี

ผนังเรียบกับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้กับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้งานได้เห็นประโยชน์ด้านการค้า กรณีที่มีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดครีบบนมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น ออกพิมพ์ห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับ

เรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดตั้งแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน

ในรูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเรโนลด์นัมเบอร์ กรณีท่อมีครีบลักษณะต่าง ๆ มีความหนา 4 และ 6 มิลลิเมตร เมื่อติดตั้งแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ครีบบูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.896 และ 0.929 เท่า ครีบบูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.852 และ 0.913 เท่า ครีบบูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.768 และ 0.860 เท่า ครีบบูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงข้ามมุมฉากสัมพันธ์สม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.771 และ 0.838 เท่า ครีบบูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมพันธ์สม มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.743 และ 0.785 เท่า และครีบบูสี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 0.734 และ 0.758 เท่า สำหรับการติดตั้งแบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ

10. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

10.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ

ภายในท่อโดยการติดตั้งที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การติดตั้งจะส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อน 2 ประการคือ ประการแรก จะช่วยทำให้เกิดการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบบมากขึ้น ประการที่สอง เป็นการเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีบบให้นานมากขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

2. การศึกษาผลของลมไหลแบบตรงภายในท่อ จากการทดลองจะได้ว่าท่อที่มีครีบบ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น

3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ โดยติดตั้งครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกัน จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ เมื่อค่าเรโนลด์นัมเบอร์ของครีบบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าสเกลล์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดตั้งลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าสเกลล์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ครีบบูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมพันธ์สม มีค่าสเกลล์นัมเบอร์มากที่สุด ตามด้วยครีบบูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบูสามเหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบูสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าสเกลล์นัมเบอร์ลดลงตามลำดับ จากการทดลองพบว่าครีบบูสามเหลี่ยมมุมฉากมี

ความหนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านมุมฉากสัมพันธ์สม มีค่าสเกลล์ นัมเบอร์เฉลี่ยมากกว่าหนึ่งเรียบ 4.17 และ 3.85 เท่า สำหรับการ ติดครีบบนมมีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ และครีบบรูป สามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร มีค่า η เฉลี่ย มากกว่าหนึ่งเรียบ 0.896 และ 0.929 เท่า สำหรับการติดครีบบนม มีแนวเดียวกันและมีแนวเอียงกันตามลำดับ การติดตั้งครีบลักษณะ ต่าง ๆ แบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่าสเกลล์นัมเบอร์มากกว่าการติดตั้ง ครีบบนมมีแนวเอียงกันเมื่อเทียบกับครีบบรูปร่างเดียวกัน

4. ในช่วงการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ครีบบนมมีค่าตัว ประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเรย์โนลด์สนัมเบอร์เพิ่มขึ้น การ ติดครีบลักษณะต่าง ๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าตัวประกอบเสียด ทานเพิ่มขึ้น ท่อที่มีผนังเรียบค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด ตาม ด้วยครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 4 มิลลิเมตร ครีบบรูป สี่เหลี่ยมมุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ครีบบรูปสามเหลี่ยมหน้าจั่ว มีความหนา 4 สลับ 6 มิลลิเมตร ครีบบรูปสามเหลี่ยมมุมฉากมีความ หนา 6 มิลลิเมตร โดยให้ด้านตรงกันข้ามมุมฉากสัมพันธ์สม ครีบบรูป สามเหลี่ยมหน้าจั่วมีความหนา 6 มิลลิเมตร และครีบบรูปสามเหลี่ยม มุมฉากมีความหนา 6 มิลลิเมตร ด้านมุมฉากสัมพันธ์สม ซึ่งมีค่าตัว ประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ การติดตั้งครีบลักษณะต่าง ๆ แบบมีแนวเดียวกันจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการติดตั้ง ครีบบนมมีแนวเอียงกันเมื่อเทียบกับครีบบรูปร่างเดียวกัน

10.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบเป็นงานวิจัย ซึ่งได้ทำการศึกษาลงของลมไหลแบบตรงภายในท่อ และศึกษาผลของ

รูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ โดยติดครีบบที่ผิวบนและผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบมีแนวเดียวกันและมีแนว เอียงกัน ฉะนั้นแล้วควรมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็น ข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะ เพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิตช์อื่น ๆ ของครีบบ
2. ศึกษาถึงค่า aspect ratio อื่น ๆ ของครีบบ
3. ศึกษาถึงการใช้ครีบบรูปอื่น ๆ เช่น รูปพาราโบลา
4. ศึกษาถึงการใช้ครีบบที่มีร่อง (Rib-grooved)
5. ศึกษาถึงชุดทดลองรูปทรงกระบอก
6. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการ

ถ่ายเทความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยี พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 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.