

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยปีกสามเหลี่ยมคู่

ENHANCEMENT OF THERMAL PERFORMANCE IN A ROUND TUBE WITH DELTA-WING PAIRS.



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมขนส่งทางราง

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยปีกสามเหลี่ยมคู่

ENHANCEMENT OF THERMAL PERFORMANCE IN A ROUND TUBE WITH DELTA-WING PAIRS.



ทิวต์ล ศรีบุญเรือง  
ปณณธร จิรชลาภรณ์  
ปณณวิชญ์ ธนกุลวีระนันท์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมขนส่งทางราง


คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ENHANCEMENT OF THERMAL PERFORMANCE IN A ROUND TUBE WITH DELTA-  
WING PAIRS.



Tiwat Sriboonruang  
Pannathorn Jirakachaporn  
Punnawit Thanakulweeranun

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
BACHELOR OF ENGINEERING IN RAIL TRANSPORTATION ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2019

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยปีกสามเหลี่ยมคู่

นายทิวต์ธ์ ศรีบุญเรือง 58010477

นายปณณธร จิรชลาภรณ์ 58010769

นายปณณวิชัย ชนกุลวีระนันท์ 58010771

รศ.ดร.พงษ์เจต พงษ์มงคล อาจารย์ที่ปรึกษา  
ปีการศึกษา 2562

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ถูกจัดทำขึ้นเพื่อศึกษาพฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานภายในท่อกลมที่มีการพับโครงปีกคู่เดลต้า เมื่ออากาศไหลผ่านท่อทดสอบจะส่งผลให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ในการ จะทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ (Reynold number:  $Re$ ) อยู่ในช่วง 5,000 ถึง 23,000 โดยทดลองที่สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อคงที่ (constant heat flux) และภายในท่อนั้นจะประกอบด้วยครีบบีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก ที่มีมุมเข้าปะทะ คือ  $30^\circ$  โดยมีระยะห่างระหว่างปีกคู่หน้าตัดสี่เหลี่ยมที่ ( $PR$ ) = 4.0, 6.0, 8.0 และ 10.0 ค่าบล็อกการไหล ( $BR$ ) = 0.2 และ 0.3 โดยการทดลองจะแสดงผลการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันออกมาในรูปแบบของค่าเลขนัสเซลท์ (Nusselt number:  $Nu$ ) และตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor:  $f$ ) นำค่าข้อมูลที่ได้ไปทำการคำนวณเพื่อทราบว่าปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมรูปแบบใดส่งผลให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายในเพิ่มขึ้นที่สุด

## Enhancement of thermal performance in a round tube with delta-wing pairs

Tiwat Sriboonruang 58010477

Pannathorn Jirakachaporn 58010769

Punnawit Thanakulweeranun 58010771

Pongjet Promvonge adviser

Academic Year 2019

### Abstract

The purpose of this thesis is to study the heat transfer and friction loss characteristics in circular pipe with delta-wing pairs. When air flow passing the test pipe by blower to create vortex flow. This is clause of influence to enhancement heat transfer rate. In the experiment, air used as the test fluid was flowed through the test pipe to obtain the Reynolds number from 5,000 to 23,000. The test pipe having a constant heat-fluxed and inside the pipe is composed of a double winglet. The winglets have angles  $30^\circ$ . And length between winglet call pitch ratio is ( $PR$ ) = 4.0, 6.0, 8.0 and 10.0, block flow ( $BR$ ) = 0.2 and 0.3. Result of heat transfer rate and pressure drop characteristics are presented in terms of Nusselt number ( $Nu$ ) and friction factor ( $f$ ). Find which type is the highest thermal enhancement factor ( $TEF$ )

## กิติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมด้วยตัวสร้างการหมุนควงสำเร็จจุล่งไป  
ได้โดยความอนุเคราะห์สนับสนุนจาก รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์  
ขอขอบพระคุณอาจารย์ที่ปรึกษาที่ได้กรุณาคำปรึกษาแนะนำ อันเป็นประโยชน์ยิ่งในการทำ  
วิทยานิพนธ์ให้สำเร็จจุล่งไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณนายพริษฐกวินท์ ทองยศ ที่กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น  
ในระหว่างการศึกษาวิจัยซึ่งเป็นประโยชน์ยิ่งในการทำวิทยานิพนธ์ให้สำเร็จจุล่งไปได้ด้วยดี

ขอบคุณพี่ๆเพื่อนๆน้องๆ ผู้ร่วมงานจากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าในทุกๆด้านที่ทำให้  
ให้งานวิจัยนี้สำเร็จไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ ผู้ที่ให้ความสนใจและให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัย  
มาโดยตลอด ได้แก่ คุณพ่อ คุณแม่ และครอบครัว ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

นายทิวต์ ศรีบุญเรือง  
นายปณณธร จิรคชาภรณ์  
นายปณณวิชญ์ ธนกุลวีระนันท์

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	i
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ii
กิตติกรรมประกาศ	iii
สารบัญ	iv
สารบัญกราฟ	vii
สารบัญตาราง	viii
สารบัญรูป	ix
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	x
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 สมมุติฐาน	2
1.4 ขอบเขตการศึกษา	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์	4
2.1 บทนำ	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย	9
บทที่ 3 ทฤษฎี	10
3.1 บทนำ	10
3.2 กลศาสตร์ของไหล	10
3.2.1 สภาวะการไหล	11
3.2.2 ความเร็วเฉลี่ย	12
3.2.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	12
3.2.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว	14
3.3 การถ่ายเทความร้อน	16
3.3.1 อุณหภูมิเฉลี่ย	17
3.3.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว	18
3.4 สมดุลพลังงาน	18
3.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	20
3.6 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม	22
3.7 การเปรียบเทียบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน	23

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.8 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	23
บทที่ 4 การเตรียมอุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง	24
4.1 ค่าตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา	24
4.2 การเตรียมอุปกรณ์และชุดทดลอง	24
4.2.1 พัดลม	24
4.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง	25
4.3 การจัดทำอุปกรณ์ในการทดลอง	26
4.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม	26
4.3.2 แหล่งจ่ายอากาศ	27
4.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ	28
4.3.4 ถังพักลม (Settling tank)	29
4.3.5 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์	30
4.3.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	30
4.3.7 เครื่องวัดความดันตกคร่อม	31
4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง	32
4.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง	32
4.4.2 อุปกรณ์ติดตั้งปีกบางที่ใช้ทดลอง	33
4.4.3 พารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษา	33
4.5 วิธีการทดลอง	34
บทที่ 5 ผลการทดลองและการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์	36
5.1 บทนำ	36
5.2 ผลการทวนสอบก่อนนิ่งเรียบ	36
5.2.1 เลขนัสเซิลท์ และ ตัวประกอบเสียดทาน	37
5.3 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบที่เกิดจากการพับเป็นรูปหน้า ตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก	37
5.3.1 อิทธิพลของทิศทางการไหล	37
5.3.2 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตซ์ (PR) และ อัตราส่วนความสูงปีกคู่ต่อเส้นผ่าน ศูนย์กลางท่อ (BR)	40
5.4 การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์	44

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.4.1 เครื่องปรับอากาศติดผนัง 12521 BTU ประหยัดไฟเบอร์ 5 ยี่ห้อ MITSUBISHI รุ่น MS-SGH13VC	45
บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	47
6.1 สรุปผลการศึกษา	47
6.2 ข้อเสนอแนะและการพัฒนางานวิจัย	47
บรรณานุกรม	48



## สารบัญกราฟ

ตารางที่	หน้า
5.1 ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลล์ท์และตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อกลมผนังเรียบ(ท่อเปล่า)	37
5.2 ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล	38
5.3 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล	39
5.4 ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ต่อท่อกลมผนังเรียบ กรณีเทียบทิศทางการไหล	39
5.5 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานต่อท่อกลมผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล	40
5.6 ความสัมพันธ์ของ TEF กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล	40
5.7 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR	41
5.8 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลล์ท์ต่อท่อกลมผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR	42
5.9 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR	42
5.10 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานต่อท่อกลมผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR	43
5.11 ความสัมพันธ์ของ TEF กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR	44
5.12 ความสัมพันธ์ของ TEF กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง สารทำความเย็น R-134a กับ อากาศ	46

# สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
5.1	ค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์ อัตราส่วนตัวประกอบเสียดและตัวประกอบ การเพิ่มสมรรถนะความร้อน กรณีติดตั้งครีบบีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉาก ที่มุมปะทะ 30° และสามเหลี่ยมชี้ตามทิศทางการไหล	43



# สารบัญ

รูปที่	หน้า
2.1 โครงลักษณะตัววีมุม 45°	5
2.2 แสดงท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีแผ่นกันการไหลในรูปแบบต่าง ๆ	7
2.3 การจำลองเกิดการไหลแบบหมุนวนหลังแผ่นจาน ของ Wojtkowiak and Hyun	8
3.1 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	11
3.2 สมดุลแรงบนอิเลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มทีในท่อกลม	13
3.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	16
3.4 การก่อตัวของชั้นของเขตทางความร้อนในท่อกลม	16
3.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	19
3.6 ต้นแบบการถ่ายเทความร้อนโดยการติดตั้งครีบบนสี่เหลี่ยมในท่อกลม	23
4.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม	27
4.2 อุปกรณ์ติดตั้งที่ใช้ทดลอง	27
4.3 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)	28
4.4 อินเวอร์เตอร์ (Inverter)	28
4.5 ออร์ฟิส มิเตอร์ (Orifice meter)	29
4.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer)	29
4.7 ถังพักลม (Settling tank)	30
4.8 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (Voltage regulator)	30
4.9 เครื่องเก็บข้อมูล (Recorder)	31
4.10 เทอร์โมคัปเปิล	31
4.11 เครื่องวัดความดันตกรวม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer	32
4.12 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนท่อกลม	32
4.13 แผนภาพจำลองลักษณะปีคูสามเหลี่ยมมุมฉาก	33

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$A$	พื้นที่การพาความร้อนของท่อ, $m^2$
$A_c$	พื้นที่หน้าตัด, $m^2$
$A_s$	พื้นที่ผิว, $m^2$
$BR$	อัตราส่วนการขวางกั้น ( $e/D$ )
$C_f$	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
$c_p$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่, $J/kg\ K$
$c_v$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, $J/kg\ K$
$C_1$	ค่าคงที่
$C_2$	ค่าคงที่
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ, $m$
$e$	ความสูงวงแหวน, $m$
$f$	ตัวประกอบเสียดทาน
$f_0$	ตัวประกอบเสียดทานท่อผนังเรียบ
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย, $W/m^2K$
$I$	กระแสไฟฟ้า, amp
$j$	ตัวประกอบการถ่ายเทความร้อน Colburn
$k$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W/m^2K$
$L$	ความยาวของส่วนทดสอบ, $m$
$m$	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, $kg/s$
$Nu$	เลขนัสเซิลท์
$\overline{Nu}$	เลขนัสเซิลท์เฉลี่ย
$Nu_0$	เลขนัสเซิลท์ท่อผนังเรียบ
$n$	ค่าคงที่
$P$	ระยะพิตช์, $m$
$Pr$	เลขพรานส์
$PR$	อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อขนาดท่อ ( $P/D$ )
$p$	ความดันของไหล, $N/m^2$
$\Delta p$	ความดันตกคร่อม, $N/m^2$
$Q$	ค่าการถ่ายเทความร้อน, Watt
$q_{conv}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, Watt
$q_s''$	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, $W/m^2$

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$R$	ค่าคงที่ของก๊าซ, J/kg.K
$Re$	เลขเรย์โนลด์
$r$	รัศมีท่อกลม, m
$St$	เลขสแตนตัน
$T$	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ, °C
$T_b$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, °C
$TEF$	ตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
$T_m$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, °C
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, °C
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, °C
$T_s$	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวท่อ, °C
$t$	ความหนาของแหวน, m
$U$	ความเร็วเฉลี่ย, m/s
$u$	ความเร็วตามแนวแกน $x$ , m/s
$u_m$	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s
$V$	ความต่างศักย์, volt
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, m <sup>3</sup> /s
$\bar{V}$	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
$v$	ปริมาตรจำเพาะ, m <sup>3</sup> /kg
$v_r$	ความเร็วตามแนวแกน $r$ , m/s
$\dot{W}_m$	การจ่ายกำลังให้พัดลม, Watt
$x$	ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m
$x_{fd}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
$x_{fd,t}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

### อักษรกรีก

$\rho$  ความหนาแน่นของอากาศ,  $\text{kg/m}^3$

$\nu$  ความหนืดเชิงจลน์,  $\text{m}^2/\text{s}$

$\alpha$  มุมปะทะของวงแหวน, ( $^\circ$ , degree)

$\mu$  ความหนืดสมบูรณของของไหล,  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

$\mu_s$  ความหนืดสมบูรณของของไหลที่ผิว,  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

$\tau_r$  ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี,  $\text{N}/\text{m}^2$

$\tau_s$  ความเค้นเฉือนบนผิว,  $\text{N}/\text{m}^2$

### ตัวห้อย

0 ผนังเรียบ

i เข้า

o ออก

pp กำลั้งซั้บ

s พื้นผิวท่อ

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันความต้องการพลังงานมีเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญก้าวหน้ามากยิ่งขึ้น ทำให้มีความต้องการพลังงานเพื่อใช้งานในปริมาณมากขึ้น ทั้งภาคเกษตรและภาคอุตสาหกรรมมีการพัฒนาไปอย่างก้าวกระโดด ในด้านเทคโนโลยีการผลิต วัตถุดิบ อุปกรณ์ต่างๆ ในหน่วยงานทั้งภาครัฐและเอกชนทั่วโลกตระหนักถึงความสำคัญในการอนุรักษ์พลังงาน และการใช้พลังงานให้มีประสิทธิภาพสูงสุด อันเนื่องจากการแข่งขันทางธุรกิจ และจำนวนประชากรโลกที่เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ความต้องการในการใช้พลังงานยังมีมากขึ้นตามกาลเวลา ยังรวมถึงสำนักงาน อาคารต่างๆ และทุกกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง โดยตัวอย่างของกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง เช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำในโรงงานผลิตกระแสไฟฟ้า ระบบทำความเย็นด้านในอาคาร การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลระหว่างกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมเคมี, อุตสาหกรรมยา การเก็บรักษาผลผลิตทางการเกษตร ตู้เย็น คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่ น้ำ แผงหม้อไอน้ำรถยนต์ แผงระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เครื่องอบแห้ง เครื่องควบแน่นคอยล์ร้อน หรือ คอยล์เย็น ฯลฯ โดยเป็นที่ทราบกันอยู่แล้วในแวดวงวิศวกรรมและอุตสาหกรรม มีความจำเป็นอย่างยิ่งในการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องถ่ายเทความร้อนโดยคำนึงถึงทางด้าน พลังงาน, วัสดุ และการประหยัดต้นทุน เพื่อส่งผลไปสู่การแก้ปัญหาต่างๆ ที่ตามมาทั้งทางตรงและทางอ้อม ได้แก่ ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม มลพิษ ภาวะโลกร้อน วิกฤตราคาเชื้อเพลิงและวิกฤตเศรษฐกิจ เป็นต้น ฉะนั้นหากขาดการใช้องค์ความรู้พื้นฐานที่เหมาะสมสู่การพัฒนาเทคโนโลยีใหม่ๆ อย่างจริงจัง ปัญหาดังกล่าวก็ยิ่งทวีความรุนแรงมากขึ้นและยากที่จะเยียวยาได้

โดยการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องถ่ายเทความร้อนมีแนวทางการจัดการอยู่หลายแบบ ซึ่งหลักสำคัญและแนวทางที่ได้รับความนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายคือ การลดความต้านทานการพาความร้อนของเครื่องถ่ายเทความร้อนและเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้เทคนิคการเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือ เพิ่มความปั่นป่วนให้ของไหล โดยสิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความเหมาะสม ต้นทุน สามารถทำงานได้ตามความต้องการ โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน ขนาดกะทัดรัด อายุการใช้งานที่ยืนยาว ต้องการบำรุงรักษาซ่อมแซมน้อย มีความน่าเชื่อถือ ปลอดภัยสูงและประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

ที่ผ่านมาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในการไหลด้านในท่อแยกได้ 2 แบบได้แก่ 1.มีการภายนอกมากระทำ คือการใช้พลังงานด้านนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ซึ่งมันจะเกิดการเสียดสีของผิวทำให้ของไหลเกิดการเสียดสีช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้น 2.ไม่มีงานภายนอกมากระทำ ซึ่งออกแบบลักษณะท่ออย่างดีซึ่งต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง ทำโดยการทำให้พื้นที่ผิวมีลักษณะขรุขระหรือ การติดครีบบที่ผิวด้านในท่อเพื่อให้เกิดความปั่นป่วนด้านในท่อ ทั้งนี้เพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น

จากทั้งหมดที่กล่าวมาจึงเป็นที่มาของการออกแบบ ครีบบแบบปีกคู่นำตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก

และการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ทางคณะผู้จัดทำ มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน การออกแบบครีบบีบแบบปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากในลักษณะต่างๆ โดยพิจารณาลักษณะ ขนาด มุมและระยะพิตช์ของแผ่นครีบบีบแบบปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก และการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบเครื่องถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุดภายใต้ขอบเขตการศึกษาที่กำหนดไว้

## 1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันผ่านท่อที่มี winglets ในแบบต่างๆ

1.2.2 ศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้านในท่อที่มี winglets โดยการวิเคราะห์ทางการทดลอง เช่น อัตราส่วนความสูงครีบบีบแบบปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก ต่อขนาดท่อ ( $b/D$ ), มุมปะทะการไหล ( $\alpha$ ), รูปทรงของปีกคู้หน้าตัดแผ่นสามเหลี่ยมมุมฉาก เป็นต้น

1.2.3 ออกแบบ จัดทำและทดสอบเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้านในท่อที่มี winglets ในลักษณะลักษณะขนาด มุมและระยะพิตช์ ที่ต่างกัน

1.2.4 เปรียบเทียบผลการทดลองของท่อที่มีครีบบีบแบบปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก กับท่อผนังเรียบ

1.2.5 สร้างความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้านในท่อที่มีครีบบีบแบบปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก

1.2.6 เพื่อทราบการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ถึงจุดคุ้มทุนในการติดตั้ง winglets โดยเปรียบเทียบกับค่าใช้จ่ายไฟฟ้ากับเครื่องใช้ไฟฟ้าจริง

## 1.3 สมมติฐานการศึกษา

การสร้างความปั่นป่วนของของไหลในด้านในท่อจะสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และมีผลทำให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น จึงนำหลักการเหล่านี้ไปประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปได้

## 1.4 ขอบเขตของการศึกษา

1.4.1 ของไหลในการทดสอบ คือ อากาศ

1.4.2 การให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat flux)

1.4.3 ความเร็วอากาศ อยู่ในระยะเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 5,000 ถึง 23,000

1.4.4 ศึกษาทดลองเพื่อคำนวณค่าเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะความร้อน

1.4.5 แผ่นปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก ที่ทดสอบทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 5 มิลลิเมตร มีความสูง ( $b$ ) = 10 และ 15 มิลลิเมตร มีลักษณะวางเอียงทำมุม  $30^\circ$  โดยวางเอียงตามแนวกระแสการไหลของอากาศ และสวนทางกระแสการไหลของอากาศ

1.4.6 หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่สำคัญในการเพิ่มสมรรถนะความร้อนด้านในท่อ อาทิเช่น ลักษณะการจัดวาง ความสูง ความดันตกคร่อมในและการถ่ายเทความร้อน

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ความรู้จากการศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบจัดทำท่อที่มีครีบบแบบปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก

1.5.2 ได้ความรู้จากการศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนด้านในท่อด้วยการติดตั้งครีบบแบบปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากกลไกการไหลด้านในท่อของเครื่องถ่ายเทความร้อน

1.5.3 พัฒนาเทคโนโลยีและหลักการเพิ่มสมรรถนะความร้อนการแลกเปลี่ยนความร้อนด้านในท่อ

1.5.4 สามารถนำไปสู่การพัฒนาและออกแบบเครื่องถ่ายเทความร้อน ทั้งในภาคอุตสาหกรรมและการประยุกต์ใช้งานในภาคอื่นๆที่เกี่ยวข้อง

1.5.5 ลดการสูญเสียของพลังงาน เป็นผลให้ลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม มลพิษ ภาวะโลกร้อน

1.5.6 ประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างเครื่องถ่ายเทความร้อนนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ และ ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นในราคาต่ำลง

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทรรศน์

### 2.1 บทนำ

บทนี้จะนำเสนอถึงการศึกษาค้นคว้าเพิ่มเติมการถ่ายเทความร้อนด้านในท่อกลมที่ ซึ่งจะช่วยให้ทราบถึง การศึกษาและเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับเพิ่มเติมการถ่ายเทความร้อนด้วยเครื่องถ่ายเทความร้อนที่ผ่านมา เพื่อนำไปปรับใช้ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ในการศึกษาของงานวิจัยนี้ต่อไป

### 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การเพิ่มเติมการถ่ายเทความร้อนของเครื่องถ่ายเทความร้อน มีความจำเป็นต่อระบบกระบวนการผลิตสินค้า ดังนั้นจึงมีนักพัฒนาจำนวนมากทั้งในและต่างประเทศที่ให้ความสนใจเกี่ยวกับการเพิ่มเติมการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามวิธีต่าง ๆ ด้วยเหตุผลเพื่อช่วยลดขนาดและต้นทุนการผลิตให้น้อยลงไปกว่าที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันนี้

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลแตกต่างกัน 2 ชนิด เป็นสิ่งสำคัญมากและกระบวนการดังกล่าวพบได้ในงานทางวิศวกรรม เช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำในโรงงานผลิตกระแสไฟฟ้า ระบบทำความเย็นด้านในอาคาร การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลระหว่างกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมเคมี, อุตสาหกรรมยา ตู้เย็น แผงระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เครื่องอบแห้ง เครื่องควบแน่น คอยล์ร้อน หรือ คอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น โดยมีกระบวนการมากมายจนนับไม่ถ้วนที่เกี่ยวข้องกับเครื่องถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิดโดยไม่มีผลผสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้นเรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดาอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมผัสของทิศทางไหลของกระแสของไหลทั้ง 2 ชนิด ชนิดแรก กระแสทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell-and-tube heat exchanger) เป็นรูปแบบที่พบมากที่สุด และเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

ปัจจุบันเป็นที่ทราบกันดีว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น อุปกรณ์ที่มีความจำเป็นต่อระบบกระบวนการผลิตมาก เช่น เครื่องทำความร้อน เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ในระบบการผลิต เป็นต้น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ทั้งหมดเป็นอุปกรณ์ที่อยู่ในระบบการผลิตที่ซึ่งใช้พลังงานสูง เพราะเหตุนี้การพัฒนาเพื่อปรับใช้ในการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องถ่ายเทความร้อน จะเป็นการพัฒนาเพื่อส่งเสริมด้านกระบวนการผลิตให้ดียิ่งขึ้น และยังเป็น การช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการใช้พลังงานในระบบกระบวนการผลิตได้อีกด้วย โดยงานวิจัยที่เกี่ยวข้องมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

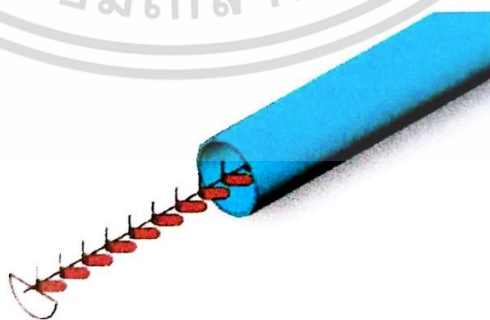
2.2.1 Tan,X.-h., et al. [1] ได้มุ่งศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน และ ความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นจากการติดตั้งใบพัดลงด้านในท่อกลมเป็นการจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ศึกษาการทำให้ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน และลดความดันตกคร่อมเมื่อใส่ใบพัดไปด้านในพบว่าทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าความดันตกคร่อมนั้นเพิ่มขึ้นจะมากกว่าท่อเปล่าทั้งสองตัวแปร

2.2.2 Yakut, K. and B. Sahin. [2] เกี่ยวกับผลกระทบที่เกิดจากการไหล โดยการใส่วงแหวนรูปกรวยตัดเข้าไปเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการพาความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมุ่งไปที่การเปลี่ยนระยะห่างระหว่างกรวยตัดที่ใส่เข้าไปในระยะทดลองแล้วให้อากาศไหลผ่านเกิดเป็นการไหลแบบไหลวน โยที่ความไหลวนจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่าระยะห่างระหว่างตัวติดตั้งต่ำและได้สรุปไว้ว่าค่า n สเกลที่เพิ่มขึ้นนั้นจากการไหลวนทำให้อากาศไหลติดที่ผิวของระยะทดลองได้มากกว่าโดยที่อัตราการพาความร้อนเพิ่มขึ้น 2.5 เท่า

2.2.3 Promvong, P. and S. Eiamsa-ard [3] ได้ศึกษาเกี่ยวกับท่อกลมที่ใส่โครงนัสเซลล์ท รูปร่างตัววีเข้าไป โดยจะเน้นศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบแรงเสียดทานที่เปลี่ยนไป เนื่องจากใส่ตัววี จากผลการทดลองการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานจะมากขึ้นตาม เกิดขึ้นโดยเฉพาะที่ระยะห่างระหว่างครีบริบตัววี นั้นขึ้นอยู่กับสถานการณ์ไหล และระยะห่างระหว่างแผ่นติดตั้งด้วย พบว่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นนั้นจะเกิดที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำโดยค่าอัตราการพาความร้อนเพิ่มขึ้น 2.94 เท่า

2.2.4 Lee, D.H., et al. [4] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการใส่ตัวติดตั้งที่เป็นแผ่นที่ติดในลักษณะตัววี เข้าไปในท่อสี่เหลี่ยมเพื่อที่ดูการเปลี่ยนไปของ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ทำการทดลองโดยแบ่งมุมตัว วี เป็น 2 มุม คือ  $60^\circ$  ได้อัตราการพาความร้อนที่ดีที่สุด

2.2.5 Promvong. [5] ได้ศึกษาผลกระทบในท่อกลมเนื่องจากการอุปถัมภ์ติดตั้งโครงลักษณะ v-shaped ซึ่งผลการทดลองได้สรุปว่าค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 2.87 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 12.4 ที่มุมเข้าปะทะเท่ากับ  $45^\circ$  ถึได้พบว่าการเพิ่มขึ้นสูงสุดของประสิทธิภาพเป็น 1.34

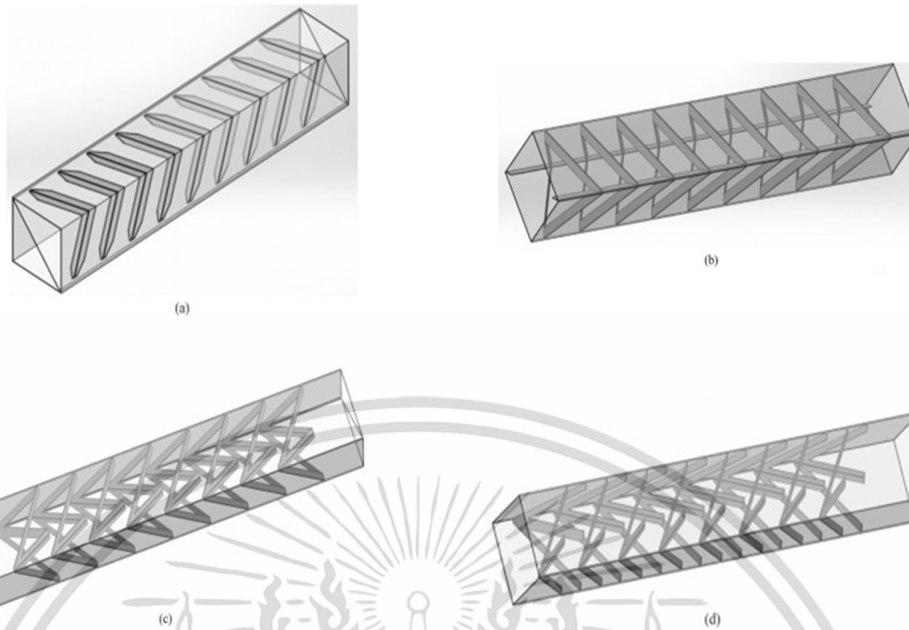


รูปที่ 2.1 โครงลักษณะตัววีมุม  $45^\circ$

**2.2.6 H.E. Fawaz, M.T.S Badawy, M.F. Abd Rabbo, Amr Elfeky [6]** งานวิจัยนี้ได้นำเสนอเกี่ยวกับการจำลองเชิงตัวเลขของการไหลแบบปั่นป่วนและพฤติกรรมของความร้อนด้านในท่อสี่เหลี่ยมที่มีแผ่นกั้นการไหลรูปตัววี โดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ซึ่งติดตั้งแผ่นกั้นการไหลทั้งบนและล่างของผนังท่อ กำหนดอัตราส่วนบล็อกการไหล (BR เท่ากับ 0.2, 0.4 และ 0.6) และอัตราส่วนพิตช์ (PR เท่ากับ 0.5, 1 และ 1.5) เพื่อหาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแผ่นกั้นการไหลรูปตัววีมีส่วนกระแสรอบการไหล เมื่อค่าอัตราส่วนบล็อกการไหล (BR) สูงขึ้น หรือค่าอัตราส่วนพิตช์ (PR) ลดลง จะส่งผลให้เลขนัสเซลที่มีค่าสูงขึ้น จากการทดลองค่า BR เท่ากับ 0.2 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเท่ากับ 0.78 ที่ค่าเรย์โนลด์ส์ต่ำกว่า 5,000 นอกจากนี้ค่าอัตราส่วนพิตช์ต่ำ (PR เท่ากับ 0.5) จะทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้น

**2.2.7 Ahmet and Teomen [7]** ได้ทำการศึกษาวิเคราะห์การนำเพื่อที่จะไปเพื่อประสิทธิภาพของท่อกลมด้วยการติดตั้งชิ้นงานชื่อว่า Baffle plate โดยจะศึกษาที่ตัวพารามิเตอร์ต่างๆกันไป PR, BR,  $\beta=45^\circ, 90^\circ, 180^\circ$  ที่ทดลองในของไหล โดยใช้สแตนเลสเป็นวัสดุของท่อ ซึ่งจะศึกษาไปที่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และพลังงาน พบว่าพลังงานเพิ่มขึ้นมากกว่าท่อเปล่าทรงกลม

**2.2.8 Amnart Boonloi, Withada Jedsadaratanachai [8]** ได้นำเสนอเกี่ยวกับการพาความร้อนแบบบังคับของการไหลแบบปั่นป่วน อัตราการถ่ายเทความร้อน และการปรับปรุงสมรรถนะของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสด้วยครีบ DCB อิทธิพลของอัตราส่วนบล็อกการไหล (BR เท่ากับ 0.05, 0.10 และ 0.15) และ ครีบซี่ตามกระแสรอบการไหล ถูกทดลองโดยอัตราส่วนพิตช์ (PR) เท่ากับ 1 และมุมของการปะทะ ( $\alpha$ ) เท่ากับ  $30^\circ$  สำหรับเลขเรย์โนลด์ส์ (Re) ในระยะ 5,000 ถึง 20,000 ได้แสดงผลการคำนวณในรูปของแผนภาพการไหล พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และการประเมินประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน โดยการเปรียบเทียบผลลัพธ์กับท่อผิวเรียบและ งานทดลองก่อนหน้า ผลลัพธ์ของการทดลอง DCB อัตราการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการรบกวนชั้นขอบเขตความร้อนเพิ่มมากขึ้น การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อนประมาณ 2.8-6 เท่า ซึ่งมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราส่วนบล็อกการไหล (BR) นอกจากนี้ผลจากการคำนวณเผยให้เห็นว่าปัจจัยที่เหมาะสมของการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\square \square \square$ ) อยู่ที่ประมาณ 1.72 ที่อัตราส่วนบล็อกการไหลเท่ากับ 0.10 ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ 3,000 และติดตั้งแผ่นกั้นการไหลรูปตัววีแบบซี่สวนกระแส



รูปที่ 2.2 แสดงท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีแผ่นกั้นการไหลในรูปแบบต่าง ๆ

**2.2.8 Sripattanapipat and Promvong** [8] แสดงการวิเคราะห์เชิงตัวเลขการถ่ายเทความร้อนราบเรียบ 2 มิติ ในช่องขนานที่ติดแผ่นกั้นรูปเพชรที่ผนังบน และล่างแนวเอียง โดยคิดลักษณะการไหลเป็นคาบ โดยใช้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผนังคงที่ เลขเรย์โนลด์ในระยาะ 100-600 พบว่าเมื่อลดมุมที่ยอดรูปเพชรจะทำให้ค่าเซกซ์เชิลท์ และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น และยังพบว่าทุกค่าเลขเรย์โนลด์ที่ใช้มุมยอดเพชรที่  $5^\circ$  และ  $10^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่ามุมยอดเพชรที่  $0^\circ$  (แผ่นกั้นแบน)

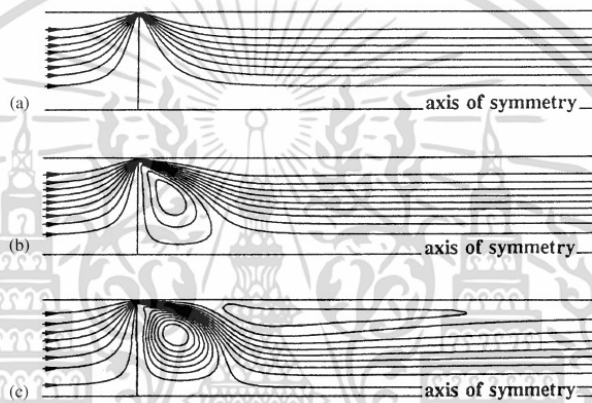
**2.2.9 Gentry and Jacobi** [9] ออกแบบปีกทำให้การหมุนวนของของไหลดีขึ้น คือการเพิ่มระดับการปั่นป่วน และการพาความร้อนก่อให้เกิดการเพิ่มประสิทธิภาพความร้อนที่ดีขึ้น ได้นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการเพิ่มการหมุนวนที่หัวมุมของแผ่นเรียบ โดยค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น 50-60% โดยที่ผิวของแผ่นเรียบจะใช้ปีกแบบ เดลต้า ซึ่งถือว่าดีกว่าแบบสามเหลี่ยมหน้าจั่วเพราะเพิ่มอัตราส่วนการไหล และมุมปะทะ

**2.2.10 Zhang et al.** [10] ทำการศึกษาอิทธิพลของระยะครีปในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มี Aspect ratio,  $AR = 1-10$  ที่ค่าเลขเรย์โนลด์  $Re = 10,000-50,000$  และพบว่า ระยะครีปให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าผนังครีป แต่มีค่าความดันตกคร่อมเท่ากัน

**2.2.12 Sombat Tamna, Sompol Skullong, Chinarak Thianpong, Pongjet Promvong** [11] งานวิจัยนี้ได้นำเสนอเกี่ยวกับการส่งเสริมประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนในท่อเพิ่มความร้อนในอากาศด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ติดแผ่นกั้นการไหลรูปตัววีแบบหลายชั้น โดยทดลองในระยาะของเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) ระหว่าง 4000 ถึง 21000 อัตราส่วนความสูงของแผ่นกั้นการไหล ( $BR$ ) เท่ากับ 0.25, มุมของการปะทะที่  $45^\circ$  และศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนพิทซ์ ( $PR$ ) ที่ 0.5, 1, 2 ซึ่งจะศึกษาสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขเซกซ์เชิลท์และตัวประกอบเสียดทาน ใน

การติดตั้งแผ่นกั้นการไหลรูปตัววีจะติดในแนวด้านบนและด้านล่างเป็นแนวยาว ผลของการทดลองเปิดเผยว่ายิ่งค่าอัตราส่วนพิตซ์ (PR) มีค่าน้อย จะให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด

**2.2.13 Wojtkowiak and Hyun [13]** จำลองการถ่ายเทความร้อน ในระยะการไหลแบบราบเรียบในท่อโดยใช้แผ่นจานตามแนวแกน (coaxial-disk) ซึ่งสามารถหมุนได้เข้าไปในท่อ โดยปรับขนาดของแผ่นจาน ตามอัตราส่วนรัศมีของแผ่นจานต่อรัศมีท่อเป็น 0.9, 0.95 และ 0.99 ซึ่งแผ่นจานนี้ทำให้มีการหมุนได้เป็นตัวเลขเรย์โนลด์ คือ 0, 250, 500 และ 1,000 นั้นจะเห็นได้ว่า ความเร็วของการหมุนของแผ่นจานจะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อน คือถ้าความเร็วเยอะขึ้น การถ่ายเทความร้อนก็จะเยอะขึ้นด้วย และในทุกการทดลองจะทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้เยอะขึ้น แต่แผ่นจานที่ใหญ่จะทำให้เกิดการสูญเสียความดันเยอะกว่า



รูปที่ 2.3 การจำลองเกิดการไหลแบบหมุนวนหลังแผ่นจาน ของ Wojtkowiak and Hyun

ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งหยักรูปตัววีที่ผิวบน และผิวล่างจัดวางครีบบนตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับชุดท่อแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบบน และผิวล่างจัดวางครีบบนเอียงกัน และติดตั้งครีบบนเพียงอย่างเดียว โดยที่ค่า  $y/H = 0.25$  และ  $PR = 1$  มีค่าเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 10.63 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 68.67 เท่า การติดตั้งครีบบน และผิวล่างวางครีบบนเอียงกัน มีค่า เลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 9.76 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานเรียบ 60.97 เท่า และการติดตั้งครีบบนเพียงอย่างเดียว มีค่าเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนาน 7.59 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 46.47 เท่า ซึ่งส่งผลให้ตัวประกอบเพิ่มประสิทธิภาพให้มากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ ดังนี้ 2.61, 2.49 และ 2.12 การเพิ่มประสิทธิภาพความร้อนที่มาก คือ ท่อแผ่นขนานที่ติดครีบบนโดยติดที่ด้านบน และด้านล่าง ที่  $y/H = 0.10$ ,  $PR = 1$  มีการเพิ่มประสิทธิภาพความร้อนมากขึ้น

### 2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย

จากการศึกษาพบว่าการใส่ตัวติดตั้งแบบที่แตกต่างกันนั้นทำให้เกิดผลกระทบของการพาความร้อนทั้งหมดโดยที่มีตัวแปรสำคัญ คือ ระยะห่างระหว่างตัวติดตั้ง พื้นที่กระทบ รวมถึงลักษณะเฉพาะของแต่ละรูปทรง การที่ต้องการเปลี่ยนแปลงการพาความร้อนนั้น และยังทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรอื่นอีก คือ ค่าการตัวประกอบเสียดทาน ดังนั้นเราควรคำนึงถึงทั้งสองตัวแปรสำคัญนี้เพื่อที่จะได้ประสิทธิภาพรวมที่ดีขึ้นอีกด้วย

จากการศึกษางานวิจัยข้างต้นจะใช้แผ่นปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยม ที่ทดสอบทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 5 มิลลิเมตร มีความสูง ( $b$ ) = 10 และ 15 มิลลิเมตร มีลักษณะวางเอียงทำมุม ( $\alpha$ ) =  $30^\circ$  โดยวางเอียงตามแนวกระแสการไหลของอากาศ และสวนกระแสการไหลของอากาศ เพื่อทำการหาความสูงและลักษณะการทำมุมต่างๆ ที่เหมาะสมที่สุด



## บทที่ 3 ทฤษฎี

### 3.1 บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงสมการที่จำเป็นต่อการคำนวณและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาในครั้งนี้โดยพิจารณาที่ ค่าความดันตกคร่อม, ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของของไหล, ค่าการถ่ายเทความร้อนด้านในท่อกลม และการวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วนโดยการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลด้านในท่อ อธิบายถึงกลศาสตร์การไหล การถ่ายเทความร้อน สมดุลพลังงาน สหพันธ์การพาความร้อนในรูปแบบต่าง ๆ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อวิเคราะห์ถึงการสูญเสียความดันและถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสมรรถนะความร้อน (thermal enhancement factor) โดยเป็นข้อมูลที่คำนวณหาได้จากข้อกำหนดเดียวกัน ซึ่งสามารถนำมาใช้ในการคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนในโดเมนที่มีลักษณะซับซ้อนได้และมีความแม่นยำ อีกทั้งยังนำไปประยุกต์ใช้ได้อย่างไม่ยุ่งยากและแสดงผลได้หลากหลาย

### 3.2 กลศาสตร์ของไหล

การไหลด้านในท่อมืดมีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของชั้นขอบเขตการไหลไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขอบเขตการไหลก็ก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถทำให้ใหญ่ขึ้นได้ ลักษณะของความเร็วจึงมีรูปร่างที่เห็นได้ชัดไม่แตกต่างกันไป ซึ่งการไหลแบบนี้ เรียกว่า การไหลที่ปรับเต็มที (fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านี้ เรียกว่า การไหลที่อยู่ในระหว่างการเปลี่ยนแปลง (developing flow) และเรียกระยะระยะของการไหลแบบนี้ว่า hydrodynamic entrance region

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกคร่อมเกี่ยวกับกำลังงานของพัคลมโดยตรง ยิ่งความดันตกคร่อมสูง ต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลสูง

ปล่อยกำลังให้พัคลม,  $\dot{W}_{in}$

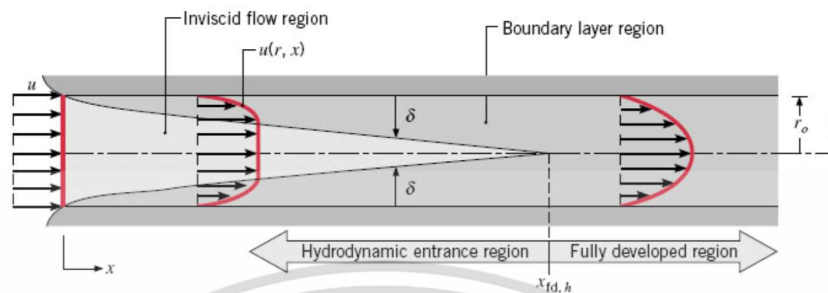
$$\dot{W}_{in} = Q\Delta p \quad (3.1)$$

ความดันตกคร่อมของของไหล,  $\Delta p$

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D} \quad (3.2)$$

### 3.2.1 สถานะการไหล

สังเกตการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม รัศมี  $r_0$  ดังรูป 3.1



รูปที่ 3.1 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม [18]

สำหรับการไหลด้านในท่อนั้นต้องนึกถึงการขยายตัวของทางเข้า (entry region) ซึ่งขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นแบบไหน แบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลด้านในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (3.3)$$

เมื่อ  $u_m$  คือ ความเร็วเฉลี่ยด้านในท่อ  
 $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

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

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ( $Re_D < 2300$ ) ความยาวของระยะบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{lam}} \approx 0.05 Re_D \quad (3.4)$$

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

$$10 \leq \left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{turb}} \leq 60 \quad (3.5)$$

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

### 3.2.2 ความเร็วเฉลี่ย

ความเร็วด้านในท่อจะไปเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดของท่อ เพราะเหตุนี้จึงใช้ความเร็วเฉลี่ย  $u_m$  (mean velocity) แทน โดยอธิบายว่า ความเร็วเฉลี่ย คือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.6)$$

หาว่าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่ก่อตัวไม่ได้ด้านในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า  $\dot{m}$  และ  $u_m$  ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.7)$$

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

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r,x) dA_c \quad (3.8)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r,x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r,x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r,x) r dr \quad (3.9)$$

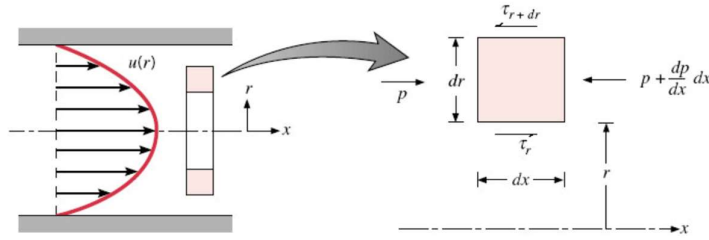
ซึ่งจะหาค่า  $u_m$  ได้เลย เมื่อรู้ velocity profile,  $u(r)$  ที่ตำแหน่งใดๆ

### 3.2.3 ลักษณะของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่อัดตัวไม่ได้ ในระยะที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

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

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่โมเมนตัมตามแนว  $x$  หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อดำเต็มที่อยู่ในท่อกลม [31]

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปร่างวงแหวนรูปที่ 3.2 สามารถเขียนสมดุลได้ดังนี้

$$-\tau_r(2\pi r dx) + \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[\tau_r(2\pi r dx)]dr \right\} + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx}[p(2\pi r dr)]dx \right\} = 0 \quad (3.10)$$

ซึ่งลดรูปเป็น

$$-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx} \quad (3.11)$$

จากกฎความหนืดของนิวตัน เราทราบว่า

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

ดังนั้น (3.11) จะเป็นดังนี้

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (3.12)$$

เพราะว่า  $dp/dx$  นั้นไม่ขึ้นกับ  $r$  ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (3.12) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (3.13)$$

และ

$$u(r) = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (3.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็นพาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน ( $dp/dx$ ) ต้องเป็นลบเสมอ

ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ ( $u_m$ ) โดยแทนสมการ (3.15) ใน (3.9) แล้วอินทิเกรต จะได้

$$u_m = -\frac{r_0^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (3.16)$$

แทนสมการ (3.16) ใน (3.15) จะได้ลักษณะของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.17)$$

เพราะว่า  $u_m$  สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (3.16) สามารถใช้หาเกรเดียนต์ของความดันได้ ( $dp/dx$ )

### 3.2.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

วิศวกรจะศึกษาเรื่องของความดันตกคร่อมในการไหลด้านในท่อ เพราะในตัวพารามิเตอร์นั้นเกี่ยวกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อมจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยอธิบายว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (3.18)$$

ค่านี้ไม่เหมือนกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $C_f$  ซึ่งบางครั้ง เรียกว่า ตัวประกอบเสียดทาน  
เฟนนิ่ง นิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2/2} \quad (3.19)$$

เพราะว่าแรงเฉือนด้านบนผิวของของไหลตรงกับทิศทางตรงกันข้ามแรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น  $\tau_s = -\mu(du/dr)|_{r=r_0}$  ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (3.20)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.21)$$

การไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การคิดซับซ้อนมากต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 3.3 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบ และเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว ( $e$ ) เพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

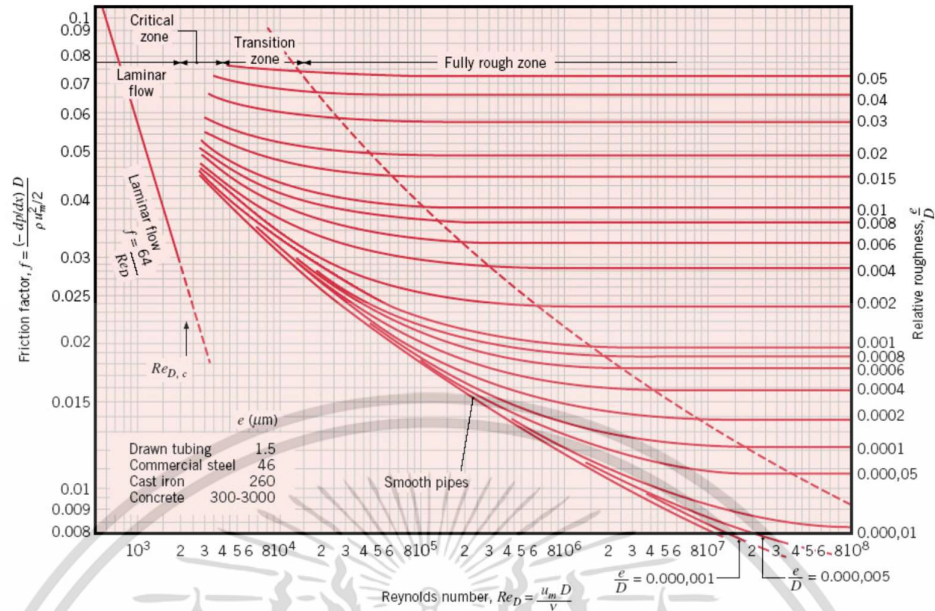
$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 \times 10^4 \quad (3.22)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (3.23)$$

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

$$\Delta p = -\int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (3.24)$$

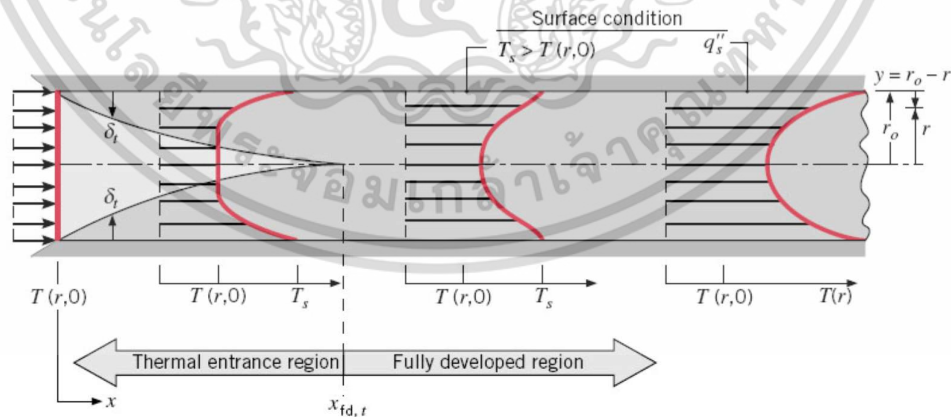
ซึ่งค่า  $f$  หาจากรูปที่ 3.3 หรือจากสมการ (3.21) สำหรับการไหลแบบราบเรียบ และจากสมการ (3.22) และ (3.23) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ แผนภูมิดังรูปที่ 3.3 แบ่งออกเป็น 4 ระยะคือ ระยะการไหลแบบราบเรียบ ระยะวิกฤต ซึ่งไม่แน่ว่าการไหลเป็นแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน ระยะเปลี่ยนแปลง ซึ่ง  $f$  เป็นฟังก์ชันกับเลขเรย์โนลด์และขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุที่นำมาทำท่อ จะมีผลต่อความไม่เรียบของผิวท่อได้ โดยพิจารณาในรูปของความไม่เรียบสัมพัทธ์ (relative roughness,  $\mathcal{E}/D$ )



รูปที่ 3.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม [31]

### 3.3 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 3.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ  $T(r,0)$  ซึ่งมีค่าต่างจากอุณหภูมิที่ผิวผนัง การนำความร้อนจะเริ่มต้นขึ้น ฉะนั้นถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ ซึ่งอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ( $T_s = \text{คงที่}$ ) หรือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ( $q_s'' = \text{คงที่}$ ) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดลักษณะของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามข้อกำหนดไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 3.4 การก่อตัวของชั้นของเขตทางความร้อนในท่อกลม [18]

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad (3.25)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (3.25) กับสมการของความเร็ว (3.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า  $Pr$  เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า  $Pr > 1$  แล้ว ชั้นขอบเขตไฮโดรไดนามิกการไหลขยายเร็วกว่าชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนมาก ( $x_{fd} > x_{fd,t}$ ) และกลับกันถ้า  $Pr < 1$  สำหรับค่า  $Pr$  สูง ๆ เช่น น้ำมัน ( $Pr \geq 100$ )  $x_{fd}$  จะน้อยกว่า  $x_{fd,t}$  มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว มีตลอดระยะบริเวณทางเข้าของความร้อน ในทางกลับกันของไหลที่มีค่า  $Pr$  ต่ำมาก ๆ เช่น โลหะเหลว ( $Pr \leq 0.05$ ) ลักษณะอุณหภูมิมักจะเป็นแบบปรับตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมาก ในขณะที่ลักษณะของความเร็วยังอยู่ในระยะกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนข้อกำหนดทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ  $Pr$  และโดยการประมาณได้ว่า  $x_{fd,t}/D = 10$

### 3.3.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในการพิจารณาอุณหภูมิของของไหลที่ไหลในท่อนั้น จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย ( $T_m$ ) ของหน้าตัด เนื่องจากการกระจายอุณหภูมิในระยะหน้าตัดใดๆ จะไม่คงที่ ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิจึงเป็นอุณหภูมิเฉลี่ย โดยให้ความหมายดังนี้

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{\dot{m} c_v} \quad (3.26)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (3.27)$$

ค่าของ  $T_m$  จะเปลี่ยนแปลงตามแนวยาวของท่อ,  $x$  ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหลซึ่งต่างจาก  $u_m$  มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ พลิกซ์ความร้อน ( $q_s''$ ) ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน ดังนี้

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (3.28)$$

ซึ่ง  $h$  เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ  $T_m$  เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั้นคือ  $dT_m/dx$  จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

### 3.3.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้น อุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  สิ่งหนึ่งที่ยากรู้คือเกิดสภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน (thermal fully developed) หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่  $(\partial u/\partial x)=0$  ในระยะบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อนแล้ว  $(dT_m/dx)$  เช่นเดียวกับ  $(\partial T/\partial x)$  ที่รัศมี  $r$  ใดๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมาคือลักษณะของอุณหภูมิ  $T(r)$  จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้ข้อกำหนดนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป  $(T_s - T)/(T_s - T_m)$  ซึ่งเป็นข้อกำหนดที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้จะไม่เกี่ยวกับ  $x$  คือถ้า  $T(r)$  เปลี่ยนอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  แต่ลักษณะสัมพัทธ์นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อนและจะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{T_s(x) - T(r,x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{\text{fid,t}} = 0 \quad (3.29)$$

เมื่อ  $T_s$  คือ อุณหภูมิผิวท่อ

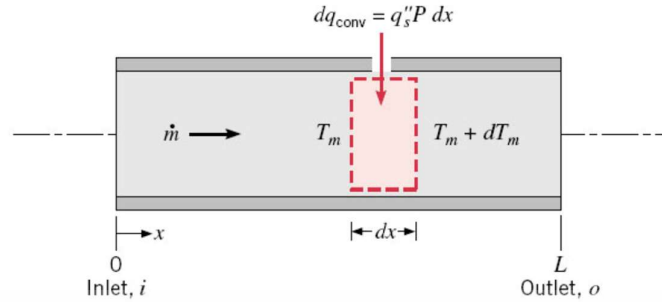
$T$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

$T_m$  คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

ข้อกำหนดที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี  $q_s''$  คงที่ หรือ  $T_s$  คงที่ก็ได้ ข้อกำหนดผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่นในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ  $q_s''$  คงที่ ส่วนกรณี  $T_s$  คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสภาวะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

### 3.4 การสมดุลของพลังงาน

การสมดุลของพลังงาน (energy balance) พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 3.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่  $\dot{m}$  และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวข้อกำหนดใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลาส่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 3.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลด้านในท่อ [31]

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.5 และจากนิยามของ  $T_m$  จะได้

$$dq_{\text{conv}} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[ \dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (3.30)$$

หรือ

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (3.31)$$

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

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} c_p dT_m \quad (3.32)$$

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

รูปของสมการ (3.32) เกี่ยวข้องกับข้อกำหนดสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{\text{conv}} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (3.33)$$

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

$$h = \frac{\dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (3.34)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล,  $T_b$

$$T_b = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (3.35)$$

เลขนัสเซิลท์,  $Nu_D$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (3.36)$$

ข้อกำหนดความร้อนที่ผิว คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constant surface heat flux) โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวท่ออย่างสม่ำเสมอ

### 3.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

ระยะบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region) ที่จุดใด ๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็นดังนี้

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.37)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (3.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทางขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (3.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับระยะที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในระยะนี้การประมาณชั้นขอบเขตการไหลของความเร็วเป็นที่พอใจ นั่นคือ  $v = 0$  และ  $(\partial u / \partial x) = 0$  สำหรับกรณีของลักษณะความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การประมาณชั้นขอบเขตการไหลของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ  $\partial^2 T / \partial x^2 = 0$  แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (3.37) ลดรูปเป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \left( \frac{dT_m}{dx} \right) \left[ 1 - (r/r_o)^2 \right] \quad \text{สำหรับ } q_s'' = \text{คงที่} \quad (3.38)$$

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

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left( \frac{dT_m}{dx} \right) \left[ \frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln r + C_2 \quad (3.39)$$

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต  $C_1$  และ  $C_2$  หาจากข้อกำหนดที่ขอบดังนี้

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

$$T(r)=T_s-\frac{2u_m r_0^2}{\alpha}\left(\frac{dT_m}{dx}\right)\left[\frac{3}{16}+\frac{1}{16}\left(\frac{r}{r_0}\right)^4-\frac{1}{4}\left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right] \quad (3.40)$$

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่น ๆ ก็สามารถหาได้ เช่น ถ้าทราบลักษณะของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (3.15) และ (3.40) โดยแทนในสมการ (3.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง  $r$  จะได้

$$T_m=T_s-\frac{11}{48}\left(\frac{u_m r_0^2}{\alpha}\right)\left(\frac{dT_m}{dx}\right) \quad (3.41)$$

จากสมการ

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

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

$$T_m-T_s=-\frac{11}{48}\frac{q_s'' D}{k} \quad (3.42)$$

จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน สมการ (3.28) และ (3.42) ได้ว่า

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

หรือ

$$Nu_D=\frac{hD}{k}=4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s'' \text{ คงที่} \quad (3.43)$$

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะพลั๊กซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าเลขนีสเซิลท์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ  $Re_D$ ,  $Pr$  และตำแหน่งตามแนวแกน  $x$

### 3.6 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา  $Nu_x$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = StPr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (3.44)$$

แทน  $f$  จากสมการ (3.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.45)$$

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.46)$$

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับระยะของข้อกำหนดดังนี้

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

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

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.47)$$

สำหรับ

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

โดยที่คุณสมบัติต่าง ๆ ยกเว้นค่า  $\mu_s$  หาที่  $T_m$  โดยที่  $\mu_s$  หาที่  $T_w$

### 3.7 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน

เนื่องจากการทดลองจำเป็นต้องเปรียบเทียบกรณีศึกษาต่างที่ทดลองกับการทดลองท่อของเปล่าเสมอ เพื่อที่ว่าค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของกรณีไหนมีประสิทธิภาพมากที่สุด ซึ่งจะทำให้เราทราบว่าค่าพารามิเตอร์ตัวไหนมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ซึ่งสมการการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\text{TEF} = \frac{h_s}{h_p} \bigg|_{pp} = \frac{\text{Nu}_s}{\text{Nu}_p} \bigg|_{pp} = \left( \frac{\text{Nu}_s}{\text{Nu}_p} \right) \left( \frac{f_s}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (3.48)$$

โดยที่  $h_s$  คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อที่ใส่แผ่นกัน

$h_p$  คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อเปล่า

$\text{Nu}_s$  คือค่าเลขนัสเซลท์ของท่อที่ใส่แผ่นกัน

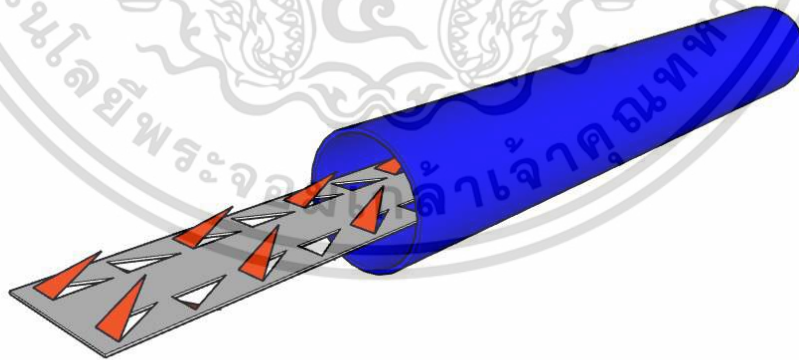
$\text{Nu}_p$  คือค่าเลขนัสเซลท์ของท่อที่เปล่า

$f_s$  คือตัวประกอบเสียดทานของท่อที่ใส่แผ่นกัน

$f_p$  คือตัวประกอบเสียดทานของท่อเปล่า

### 3.8 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการติดตั้งโครงแผ่นสามเหลี่ยมมุมฉาก ดังรูปที่ 3.6 การติดตั้งแผ่นคู่สามเหลี่ยม เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 3.6 ต้นแบบการถ่ายเทความร้อนโดยการติดตั้งโครงแผ่นสามเหลี่ยมในท่อกลม

## บทที่ 4 การเตรียมอุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง

ในบทนี้กล่าวถึง การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม ที่มีปีกคูลหน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก รายละเอียดในส่วนเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ตลอดจนวิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง โดยแบ่งส่วนในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้านในช่องขนานโดยศึกษาพารามิเตอร์ต่าง ๆ ของครีป

นอกจากที่กล่าวมาข้างต้น สมการในการวิเคราะห์ข้อมูลการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้านในช่องขนาน ประกอบไปด้วยการถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) และท้ายที่สุดคือการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน และผลต่างความดันด้านในท่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่า และการเพิ่มประสิทธิภาพความร้อน ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังซับซ้อน

### 4.1 ค่าตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

ในการศึกษาพฤติกรรมถ่ายเทความร้อน และพฤติกรรมไหลด้านในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งงานวิจัยเป็นการศึกษาเชิงตัวเลขจึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่างๆ และกำหนดตัวแปรหลักๆ ที่ใช้ในการศึกษาดังต่อไปนี้ คือ อัตราส่วนความสูงปีกคูลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR) อัตราส่วนระยะพิทช์ (PR) และมุมปะทะการไหล ( )

ค่าตัวแปรหลักที่กำหนดในการศึกษานี้

1. ทิศของการไหล Up Steam และ Down Steam
2. อัตราส่วนความสูงของปีกคูลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ BR = 0.2 และ 0.3
3. อัตราส่วนพิทช์ (PR) = 4.0, 6.0, 8.0, และ 10.0
4. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (D) = 0.05 m. หรือเท่ากับ 50 mm.
5. มุมปะทะการไหล ( $\alpha$ ) = 30°

### 4.2 การเตรียมอุปกรณ์และชุดทดลอง

#### 4.2.1 พัฒน

การกำหนดขนาดพัฒน โดยพิจารณาที่เลขเรย์โนลด์  $Re = 23,000$  ซึ่งการทำงานของพัฒนในระยะรับภาระสูงสุด

จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4A_c}{P} \\ &= \frac{4(\pi \times r^2)}{(2\pi r)} = 2r \\ &= 0.04970 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 318 K จะได้  $\rho = 1.099712 \text{ kg/m}^3$  และ  $\mu = 191.3992795 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

จากสมการเลขเรย์โนลด์

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \quad (4.2)$$

หาความเร็วเฉลี่ย

$$\begin{aligned} \bar{V} &= \frac{\text{Re}_D \mu}{\rho D_h} \\ &= \frac{23,000 \times 191.3992795 \times 10^{-7}}{1.099712 \times 0.04790} \\ &= 8.357 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (4.3)$$

จากสมการ

$$\begin{aligned} Q &= \bar{V} A_c \\ &= 8.357 \times 3 \times 30 \times 10^{-4} \\ &= 0.075159 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 4.50954 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned} \quad (4.4)$$

ดังนั้น ในการทดลองกำหนดให้ใช้พัดลม ที่สามารถให้อัตราการไหลมากกว่า 4.50954 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

#### 4.2.2 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ( $\text{Re}_D \leq 2,300$ ) ความยาวของระยะบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{lam}} \approx 0.05 \text{Re}_D \quad (4.5)$$

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับระยะการเปลี่ยนแปลงของการไหลจากแบบราบเรียบเป็นแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก  $\text{Re}_{D,c} \approx 2,300$  และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ เมื่อ  $\text{Re}_D \geq 4,000$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ( $\text{Re}_D \geq 4,000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{\text{turb}} \leq 60 \quad (4.6)$$

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

จากสมการ

$$\begin{aligned} x_{fd} &= 30D_h \\ &= 30 \times 0.04790 \\ &= 1.437 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.7)$$

ดังนั้น ในการทดลองจึงกำหนดท่อทางเข้าชุดทดลองให้มีความยาว 1.8 เมตร ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถแบ่งขั้นตอนการทดลอง ออกเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้

ขั้นตอนที่หนึ่ง การจัดทำอุปกรณ์ในการทดลอง

ขั้นตอนที่สอง การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง

ขั้นตอนที่สาม ขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

#### 4.3 การจัดทำอุปกรณ์ในการทดลอง

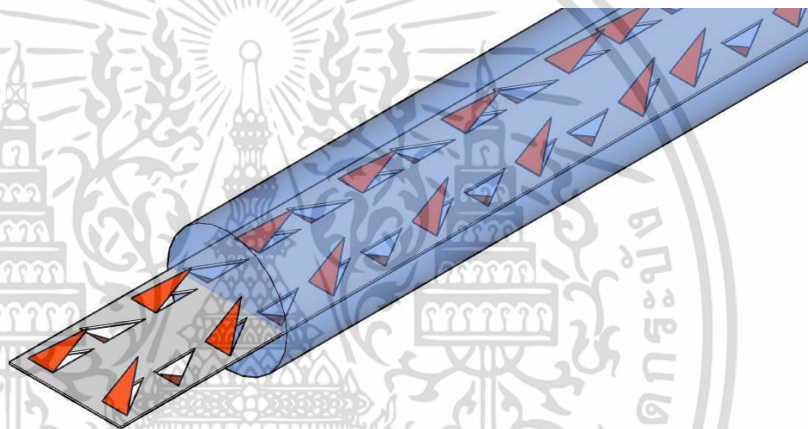
จากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของชิ้นงาน ผลของความสูงครีป ระยะพิตช์ การจัดวางครีป การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลอง โดยมีรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ดังนี้

##### 4.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอกลม

ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอกลม เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้านในช่องขนานที่มีครีปด้วยตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวโดยติดตั้งครีปและตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวในส่วนทดสอบของช่องขนาน ดังแสดงในรูปที่ 4.1 โดยการออกแบบอุปกรณ์การทดลองเปรียบเทียบกับท่อผนังเรียบ และรูปที่ 4.2 เป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้งในท่อกลม



รูปที่ 4.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม



รูปที่ 4.2 อุปกรณ์ติดตั้งที่ใช้ทดลอง

ชิ้นงานทดลองมีความกว้าง 49 มิลลิเมตร มีความยาว 1600 มิลลิเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกใช้วัสดุเป็นฉนวนใยแก้ว ฉนวนชั้นที่สามเป็นฉนวนใยแก้ว และชั้นที่สี่หุ้มด้วยฉนวนที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ

#### 4.3.2 แหล่งจ่ายของไหล

แหล่งจ่ายของไหล ใช้พัดลม (High-pressure blower) HITACHI VB020-DN เป็นแบบพัดลมทอยโข่งแรงดันสูง ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ หรือ 2 HP ความดัน 5.9 kPa แสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)

อินเวอร์เตอร์ (Inverter) Omron Inverter, 3G3JX-A4037, 380-480V 3PHASE 3.7kw 5HP เป็นอินเวอร์เตอร์แบบปรับความถี่ (Frequency Inverter) ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับพัดลม ในการควบคุมอัตราการไหลของของไหลให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 Inverter

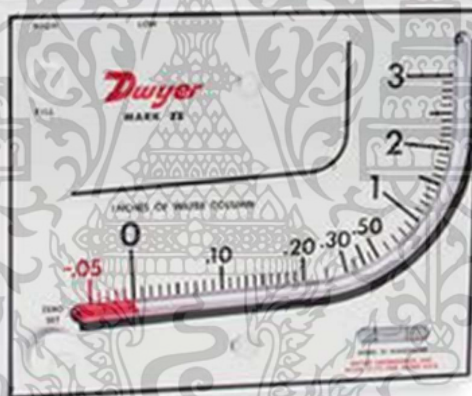
#### 4.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของของไหล

Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของของไหล ที่ทางเข้าชุดทดลอง แสดงในรูปที่ 4.5 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างตามมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762



รูปที่ 4.5 Orifice meter

เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer) รุ่น Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลัง Orifice meter เพื่อใช้หาอัตราการไหลของของไหล ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับ red gage oil (specific gravity = 0.826) แสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer)

#### 4.3.4 ถังพักลม (Settling tank)

ถังพักลม เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของของไหล จากท่อกลมมาเป็นท่อสี่เหลี่ยม เพื่อให้จัดเรียงและปรับสภาพการไหลของไหล ให้เกิดการปั่นป่วนน้อยสุดก่อนเข้าสู่ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมมีความกว้าง 380 มิลลิเมตร ยาว 450 มิลลิเมตร และ สูง 380 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 ถังพักลม (Settling tank)

#### 4.3.5 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์

แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (Voltage regulator) ใช้เครื่องปรับความต่างศักย์ไฟฟ้า รุ่น HSN 260/30 7.8 kVA CAPACITY: 0-260 VA MAX. 30 Amp เป็นอุปกรณ์ในการควบคุมความต่างศักย์ที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (Voltage regulator)

#### 4.3.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

R3000 series Color Paperless Recorder, SUPCON เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูล (Recorder) และแสดงผลอุณหภูมิ สามารถแสดงค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 18 ค่า การใช้งานโดยเชื่อมต่อเครื่องเข้ากับเทอร์โมคัปเปิล ทั้งหมด 18 ตัว เพื่อแสดงผลและเก็บข้อมูลอุณหภูมิผิว 16 ตำแหน่ง อุณหภูมิทางเข้า และทางออกส่วนทดสอบ 2 ตำแหน่ง แสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 เครื่องเก็บข้อมูล (Recorder)



แบบ RTD Pt100

แบบชนิด K

รูปที่ 4.10 เทอร์โมคัปเปิล

เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวครีบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบดังแสดงในรูปที่ 4.11 โดยเทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K จำนวน 16 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิผิวทั้งหมด 16 ตำแหน่งและเทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt100 จำนวน 2 ตัวเพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

#### 4.3.7 เครื่องวัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม (Differential pressure gages) รุ่น Dwyer 475 Mark III ระยะเวลาการใช้งาน 0-10.00 IN W.C. (0-2.49 kPa) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างส่วนทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ 4.12

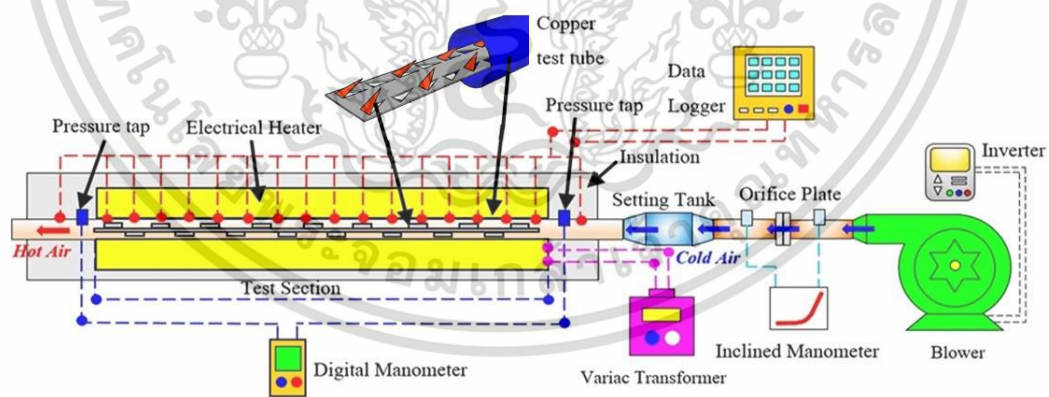


รูปที่ 4.11 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

#### 4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

##### 4.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมโดยปีกคู่ที่มีหน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก และอุปกรณ์การทดลองต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 4.13 ของไหล เป็นของไหลทดสอบในส่วนของ การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ถูกส่งตรงเข้าสู่ระบบโดยพัดลมความดันสูง (High-pressure blower) ขนาด 1.5 W โดยมีถังพักลม (Settling tank) เพื่อทำให้ของไหลที่ไหลเข้าการทดลองมีค่าคงที่ โดยมีอินเวอร์เตอร์เพื่อปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อควบคุมให้ได้อัตราการไหลของของไหลตามที่ต้องการ อัตรการไหลของของไหลในระบบถูกวัดโดยใช้แผ่นออริฟิสถูกสอบเทียบค่ามาก่อนโดยใช้ Hot wire และ Vane-type Anemometers (Testo 445) ความดันตกคร่อมออริฟิส วัดโดยใช้ Inclined manometer



รูปที่ 4.12 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนท่อกลม

โครงสร้างของท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 4.9 เซนติเมตร ยาว 1,800 มิลลิเมตร ซึ่งปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากอลูมิเนียม การวัดอุณหภูมิมีส่วนทดสอบด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 24 ตัวถูกติดตั้งที่ผนังด้านบน และด้านข้างของระยะท่อทดสอบอย่างละ 16 ตัว และเทอร์โมคัปเปิลอีกจำนวน 2 ตัวใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของของไหลขาเข้า และขาออกจากระยะระยะท่อ

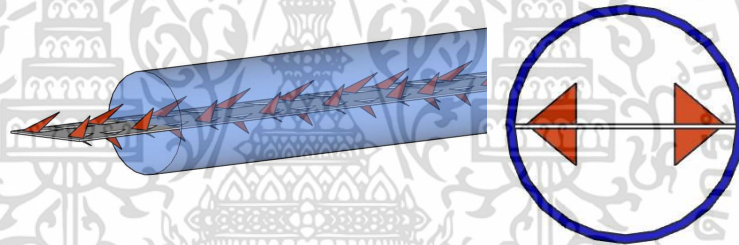
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทดสอบ โดยค่าอุณหภูมิทั้งหมดจะแสดงผลผ่านเครื่อง Data Logger ผนังด้านนอกของระยะท่อทดสอบมีการติดตั้งเครื่องทำความร้อนสำหรับให้ความร้อนภายใต้สภาวะเงื่อนไขพลศาสตร์ความร้อนคงที่ เครื่อง Digital differential pressure ถูกใช้สำหรับอ่านค่าความดันตกคร่อมที่วัดได้จากจุดวัดค่าความดันที่อยู่คร่อมระยะท่อทดสอบ

จุดวัดความดันสถิตย์ 2 จุด อยู่ที่ด้านบนของท่อเพื่อวัดความดันตกคร่อมตามแนวก้นของส่วนทดสอบ เพื่อใช้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งจุดที่วัด จุดแรกตำแหน่ง 40 มิลลิเมตรจากขอบทางเข้าส่วนทดสอบ และจุดสอง 40 มิลลิเมตรจากขอบทางออกของส่วนทดสอบ ความดันตกคร่อม วัดโดยใช้เครื่องวัดผลต่างความดันแบบดิจิตอลเชื่อมต่อจุดวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 2 มิลลิเมตร

#### 4.4.2 อุปกรณ์ติดตั้งปีกบางที่ใช้ทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ทดลองมีลักษณะเป็นแผ่นอลูมิเนียมยาวตรง โดยมีการพับปีกคู่แผ่นสามเหลี่ยมมุมฉากติดตั้งตามแนวยาวแสดงในรูป 4.14 โดยสอดใส่ท่อกลม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม โดยมีพารามิเตอร์ต่าง ๆ แบ่งเป็น 3 ส่วนหลัก ๆ คือ ทิศของมุมปะทะการไหลของไหล ระยะพิทช์เท่ากับ 4.0 , 6.0, 8.0, และ 10.0 ระยะอัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ BR = 0.2 และ 0.3



รูปที่ 4.13 แผนภาพจำลองลักษณะปีกสามเหลี่ยมมุมฉาก

#### 4.4.3 พารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษา

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ เลขเรย์โนลด์ส ( $Re$ ) ตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) เลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ( $TEF$ ) ที่อยู่ในสภาวะคงตัว (steady state) ซึ่งรายละเอียดของแต่ละสมการมีดังนี้ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์สนิยามโดย

$$Re = \rho \bar{u} D / \mu \quad (4.8)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน,  $f$  คำนวณได้จากความดันตกคร่อม,  $\Delta p$  ตลอดระยะความยาว Periodic ของท่อกลม,  $L$

$$f = \frac{(\Delta p) D}{\frac{1}{2} \rho L \bar{u}^2} \quad (4.9)$$

การถ่ายเทความร้อนคำนวณหาจากค่าเลขนัสเซลท์เฉพาะที่ ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (4.10)$$

ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \quad (4.11)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน  $TEF$

$$TEF = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (4.12)$$

เมื่อ  $Nu_0$  และ  $f_0$  คือเลขนัสเซลท์และค่าตัวประกอบเสียดทานของท่อเปล่าผิวเรียบ ตามลำดับ

## 4.5 วิธีการทดลอง

4.5.1. ตรวจสอบเครื่องมือวัดและชุดทดลองให้อยู่ในสภาพสมบูรณ์พร้อมทำการทดลอง

4.5.2. ติดตั้งแผ่นพับปีกคู้หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากเข้าไปด้านในท่อตรงส่วนที่เป็นส่วนของการทดสอบชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.5.3. เปิดกระแสไฟให้พัดลมปล่อยของไหลเข้าสู่ระบบ และปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลม ตามการไหลของของไหลที่ได้ออกแบบไว้ โดยดูการไหลของของไหลแล้วอ่านค่าความดันตกคร่อมของเครื่องมือวัดอัตราการไหล

4.5.4. วัดค่าความดันตกคร่อมในท่อ โดยอิงอัตราเร็วลม 10 ระดับดังที่ได้จัดรูปแบบการทดลองไว้ ตั้งแต่แรก ปรับจากความเร็วลมแรกของการทดลอง ความเร็วของของไหลอยู่ในระยะ 1.5 ถึง 5.7 เมตรต่อวินาที เพื่อให้ได้ระยะของเลขเรย์โนลด์ตามที่ต้องการ

4.5.5. เปิดหลังจ่ายไฟกระแสสลับ (voltage regulator) ปรับค่าความต่างศักย์ที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ให้ความร้อนกับผิวท่อโดยฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

4.5.6. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ทั้ง 16 ตำแหน่ง คืออุณหภูมิผิวของท่อในระยะทดสอบรวมทั้งอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของของไหล 2 ตำแหน่ง โดยให้อุณหภูมิคงที่ก่อนการบันทึกผลอุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิขาเข้าและอุณหภูมิขาออก

4.5.7. เพิ่มอัตราเร็วลมตามค่าที่จัดรูปแบบไว้ เพื่อให้ได้ค่าเลขเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง  $Re = 5,000$  ถึง  $23,000$  แล้วทำการทดลองซ้ำอีกตามขั้นตอนที่ 4 – 6

4.5.8. เมื่อทดสอบผลงานชุดแรกแล้ว ทำการเพิ่มระยะพิตซ์ของครีบอกปีกคู้ที่มีหน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก ตามที่จัดรูปแบบไว้คือ  $PR = 4.0, 6.0, 8.0,$  และ  $10.0$  ติดตั้งในชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 7 ตามลำดับ เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ และอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

4.5.9. เมื่อทดสอบขั้นตอนที่ 8 ครบแล้ว ทำการเปลี่ยนระยะอัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อของครีบโครงปีกคู่ที่มีหน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากตามที่กำหนดคือ ที่อัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ  $BR = 0.2$  และ  $0.3$  ติดตั้งในชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 8 ตามลำดับ เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ และอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

4.5.10. ทำการทดสอบขั้นตอนที่ 1-7 อีกครั้งโดยการกลับทิศการไหลของของไหลโดยใช้อัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ  $BR = 0.2$  อัตราส่วนระยะพิทช์  $PR = 8.0$  เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ และอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ

4.5.11. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้เพื่อเปรียบเทียบผลของระยะของปีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉากแต่ละระยะ จากการศึกษาครั้งนี้ โดยวิเคราะห์จากค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซลท์ ค่าความดันตกคร่อมซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน และค่าตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน



## บทที่ 5

# ผลการทดลองและการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

### 5.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ครีปที่เกิดจากการพับเป็นรูปหน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก ศึกษาอิทธิพลอัตราส่วนความสูงปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR) อัตราส่วนระยะพิตซ์ (PR) โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น

5.1.1. ทวนสอบต่อกลมผนังเรียบ(ท่อเปล่า) เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันที่ได้กับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้

5.1.2. ครีปปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากทั้ง 2 ทิศทาง คือ สามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหลและสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ทวนทิศทางการไหล

5.1.3. ครีปปีกคู่หน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉากกับอัตราส่วนระยะพิตซ์ (PR) และ อัตราส่วนความสูงปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR) เพื่อเปรียบเทียบ ประสิทธิภาพการทำงานของครีป

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซิลท์และการได้รับความเสียหายของความดันในตัวประกอบเสียดทาน แล้วนำมาเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการได้รับความเสียหายของความดันกับท่อผนังเรียบ และตัวประกอบการเพิ่มประสิทธิภาพความร้อน ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังขับเดียวกัน ดังต่อไปนี้

### 5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ

การทดสอบนี้ตรวจสอบการถ่ายเทความร้อนและการได้รับความเสียหายของความดันของท่อผนังเรียบของเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทาน เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และสหสัมพันธ์ของ Blasius อ้างอิงเอกสาร [35, 36] ในระยะการไหลปั่นป่วน

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ สำหรับการให้ความร้อน} \quad (5.1)$$

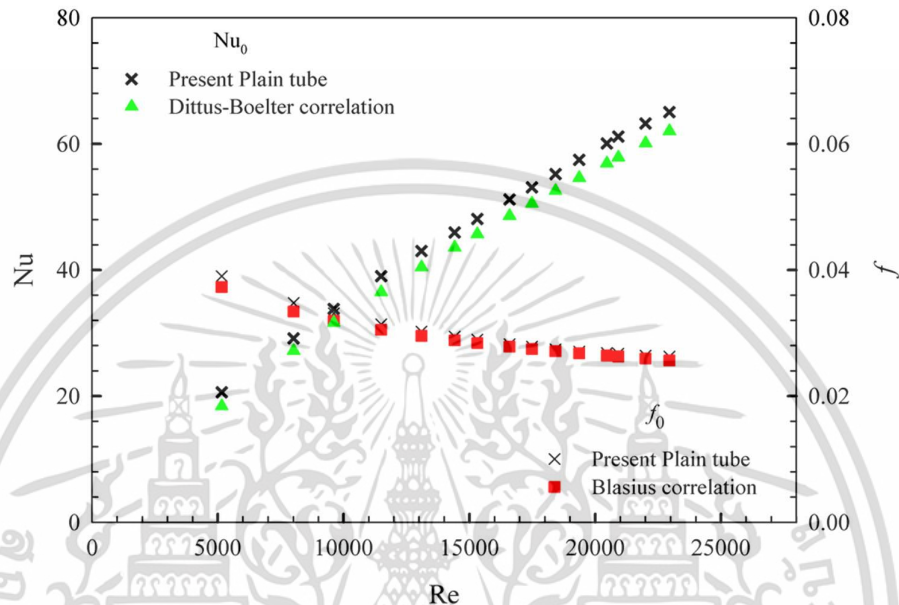
สหสัมพันธ์ของ Blasius,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad 3,000 \leq Re \leq 20,000 \quad (5.2)$$

#### 5.2.1 เลขนัสเซิลท์ และ ตัวประกอบเสียดทาน

ในรูปที่ 5.1 แสดงผลการทดลองท่อผนังเรียบที่ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่น่าเชื่อถือและได้รับความนิยมนิยม โดยเลขนัสเซิลท์จะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6.64% และตัวประกอบเสียดทานจะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ

Blasius ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.28% สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่ในท่อกลมผิวเรียบ ในระยะเลขเรย์โนลด์,  $Re_D \leq 23,000$  ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10% ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มีความเชื่อถือได้

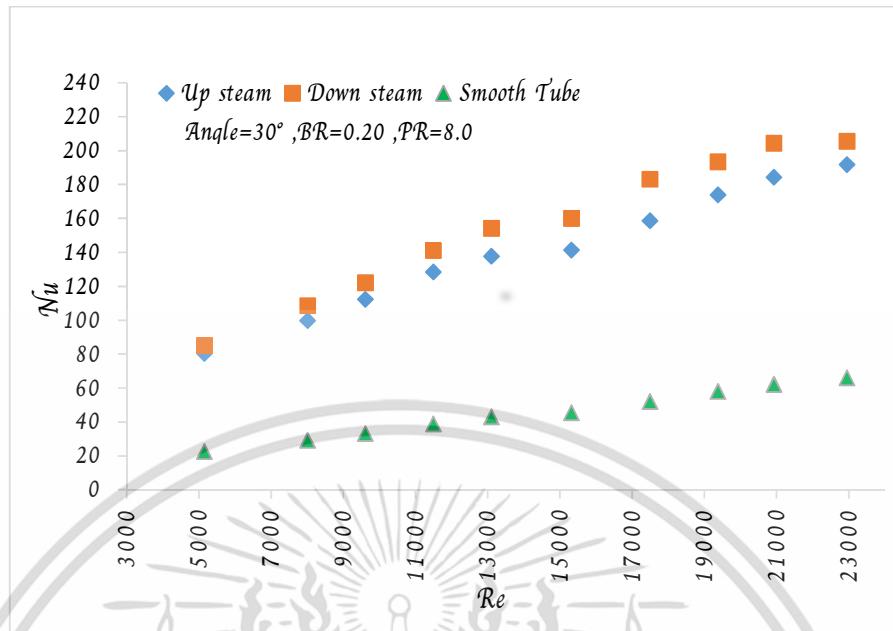


กราฟที่ 5.1 ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อกลมผนังเรียบ(ท่อเปล่า)

### 5.3 ผลการทดลองท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีปที่เกิดจากการพับเป็นรูปหน้าตัดสามเหลี่ยมมุมฉาก

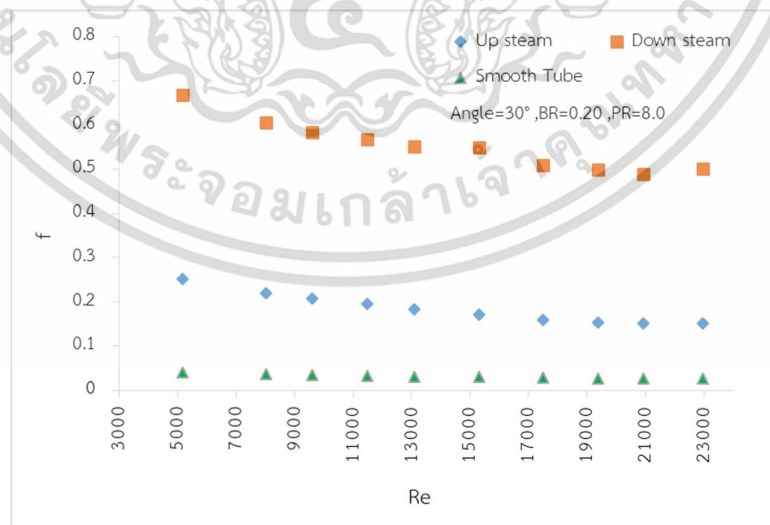
#### 5.3.1 อิทธิพลของทิศทางการไหล

การทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานการไหลในท่อกลม ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยครีปปีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหลและสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ทวนทิศทางการไหล แบบมุมปะทะสามี่เสมอ, อัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ  $BR = 0.2$  และ อัตราส่วนพิทช์ (PR) = 8.0 โดยแสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทาน การใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบครีปปีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉาก ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้นและมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อเทียบกับท่อกลมผนังเรียบ โดยเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์ เมื่อจัดวางครีปปีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉากชี้ทวนทิศทางการไหลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีปปีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหล และท่อกลมผนังเรียบโดยครีปสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ทวนทิศทางการไหลให้การเพิ่มเลขนัสเซลท์เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยค่าเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 251.30% และเมื่อเทียบกับครีปปีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหลค่าเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 10.31% ดังแสดงในรูปที่ 5.2



กราฟที่ 5.2 ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล

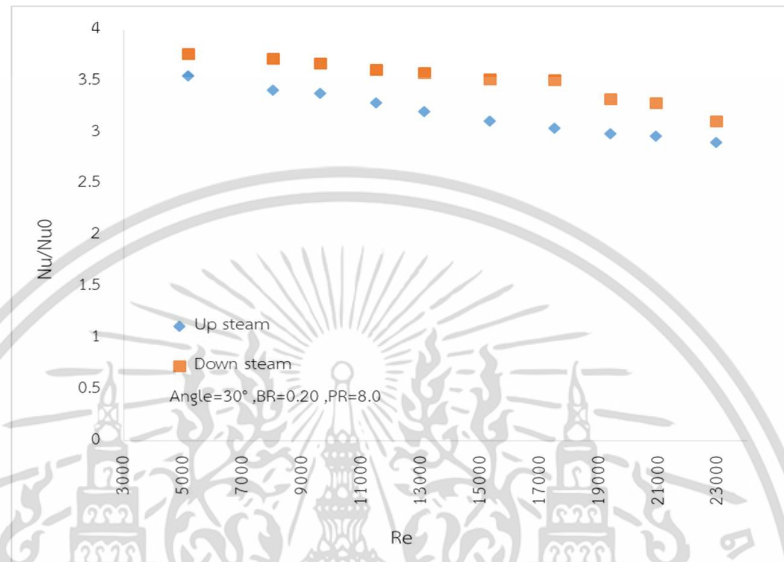
อิทธิพลของทิศทางการไหลต่อความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ ความสัมพันธ์ของความดันตกคร่อมแสดงในพจน์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ ดังแสดงในรูปที่ 5.3 การใช้ครีบบัลดทำให้เพิ่มขึ้นของตัวประกอบเสียดทานมากกว่าท่อกลมผนังเรียบ ตัวประกอบเสียดทานของครีบบัลดมีค่าสูงมากกว่าท่อผนังเรียบมาก เมื่อจัดวางครีบบัลดสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ทวนทิศทางการไหลจะส่งผลทำให้เกิดความดันตกคร่อมสูงกว่าสูงกว่าครีบบัลดสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหล และท่อกลมผนังเรียบ โดยให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้น โดยค่าเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 203.71% และ 1681.44% ตามลำดับดังแสดงลงในรูปที่ 5.3



กราฟที่ 5.3 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล

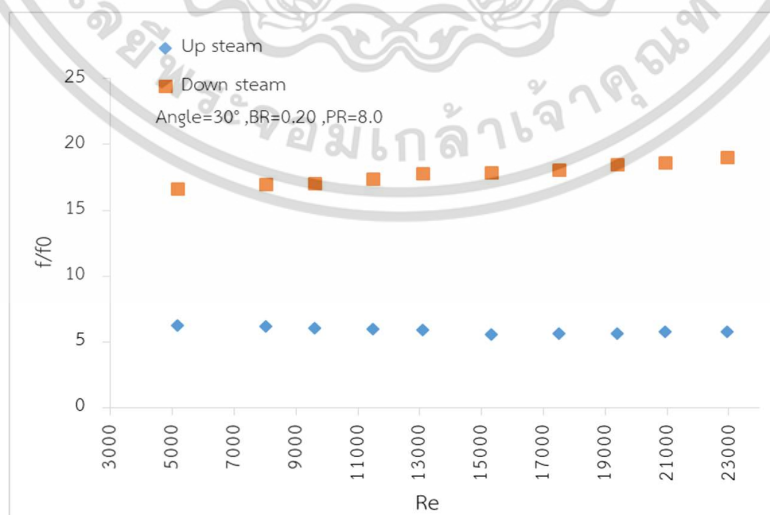
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองของการจัดวางครีบ 2 แบบทั้งแบบครีบน้ำตดสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามการไหลและชี้ทวนการไหลเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับความสัมพันธ์กับท่อกลมผนังเรียบจะให้ค่าความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์ ดังแสดงในรูปที่ 5.4 โดยครีบน้ำตดสามเหลี่ยมมุมฉากแบบชี้ทวนทิศทางการไหลจะมีค่าสูงกว่าครีบน้ำตดสามเหลี่ยมมุมฉากแบบชี้ตามทิศทางการไหล



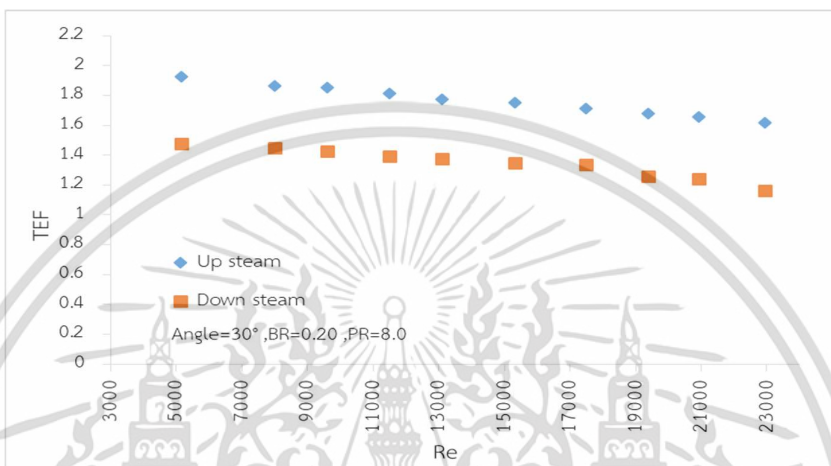
กราฟที่ 5.4 ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ต่อท่อกลมผนังเรียบ กรณีเทียบทิศทางการไหล

ผลการทดลองของการจัดวางครีบ 2 แบบทั้งแบบครีบน้ำตดสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามการไหลและชี้ทวนการไหลเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับความสัมพันธ์กับท่อกลมผนังเรียบจะให้ค่าความสัมพันธ์ของเลขตัวประกอบเสียดทานดังแสดงในรูปที่ 5.5 โดยครีบน้ำตดสามเหลี่ยมมุมฉากแบบชี้ทวนทิศทางการไหลจะมีค่าสูงกว่าครีบน้ำตดสามเหลี่ยมมุมฉากแบบชี้ตามทิศทางการไหล



กราฟที่ 5.5 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานต่อท่อกลมผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์กรณีเทียบทิศทางการไหล

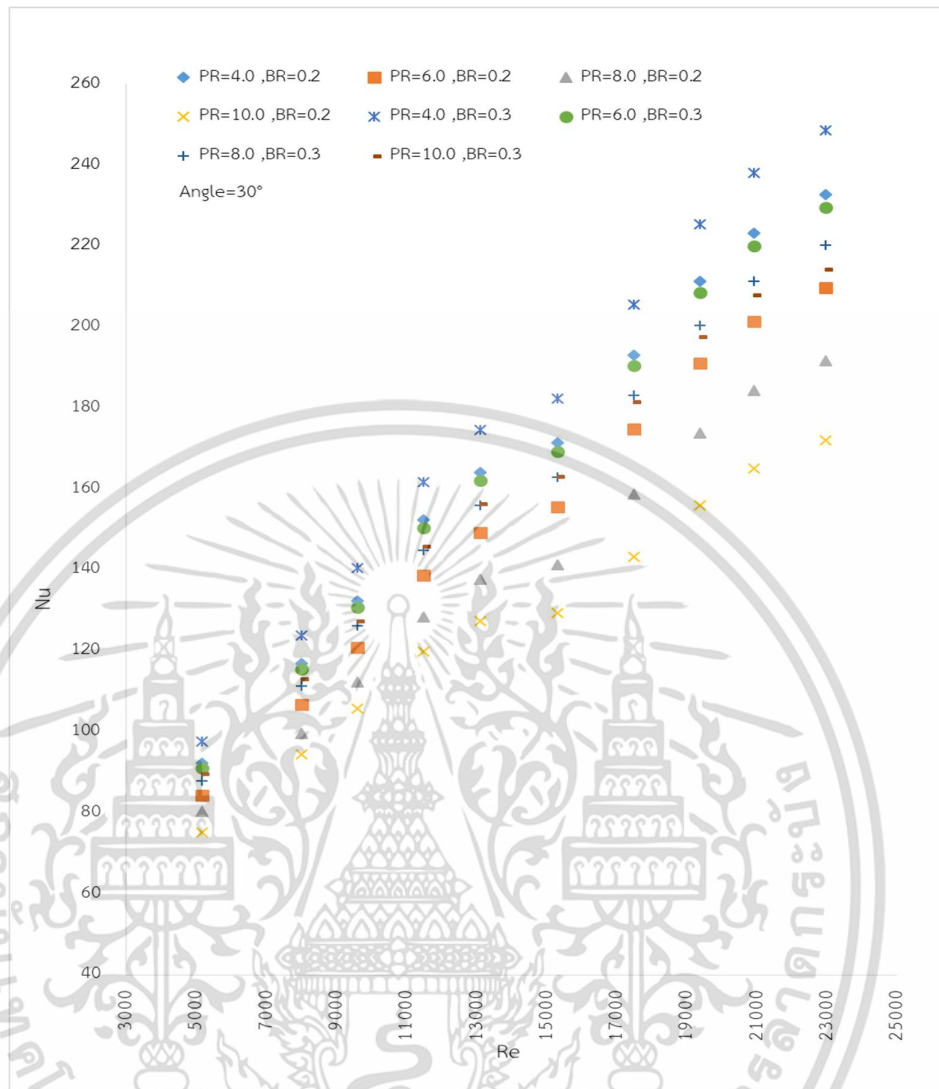
จากการทดลองทำให้ทราบค่าทั้งหมดเพื่อสามารถนำไปคำนวณสมรรถนะเชิงความร้อนโดยแสดงดังรูปที่ 5.6 โดยครีบน้ำตาดสามเหลี่ยมมุมฉากแบบชี้ทวนทิศทางการไหลจะมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนน้อยกว่าครีบน้ำตาดสามเหลี่ยมมุมฉากแบบชี้ตามทิศทางการไหลโดยอยู่ที่ประมาณ 31.23%



กราฟที่ 5.6 ความสัมพันธ์ของ TEF กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบทิศทางการไหล

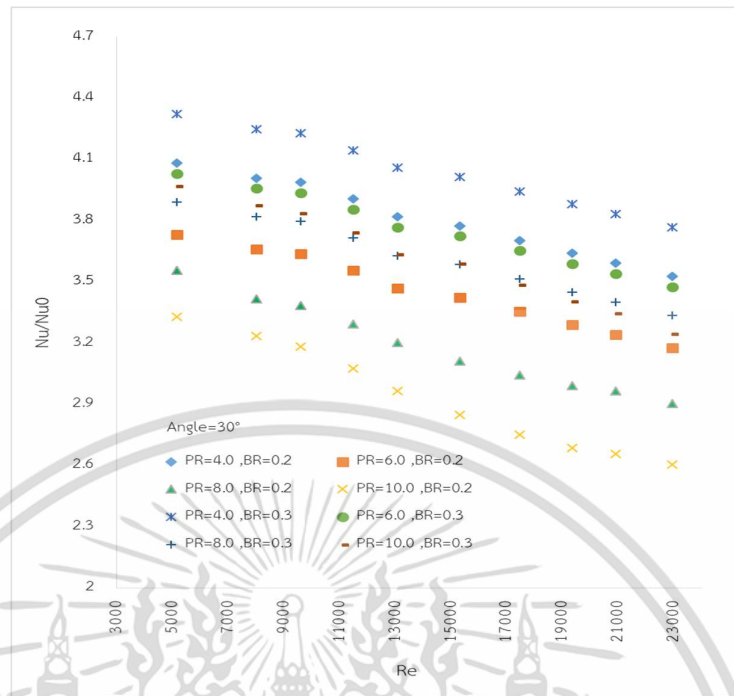
### 5.3.2 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตซ์ (PR) และ อัตราส่วนความสูงปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR)

ผลการทดลองแสดงผลการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานการไหลในท่อกลม ในสภาวะผิวแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ด้วยครีบน้ำตาดสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหล แบบมุมปะทะสม่ำเสมอ, อัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ BR = 0.2 และ 0.3 อัตราส่วนพิตซ์ (PR) = 4.0, 6.0, 8.0 และ 10.0 โดยแสดงในพจน์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทาน การใช้ตัวสร้างความเป็นป่วนแบบครีบน้ำตาดสามเหลี่ยมมุมฉากช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงมากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 5.7, 5.8, 5.9 และ 5.10 ตามลำดับ

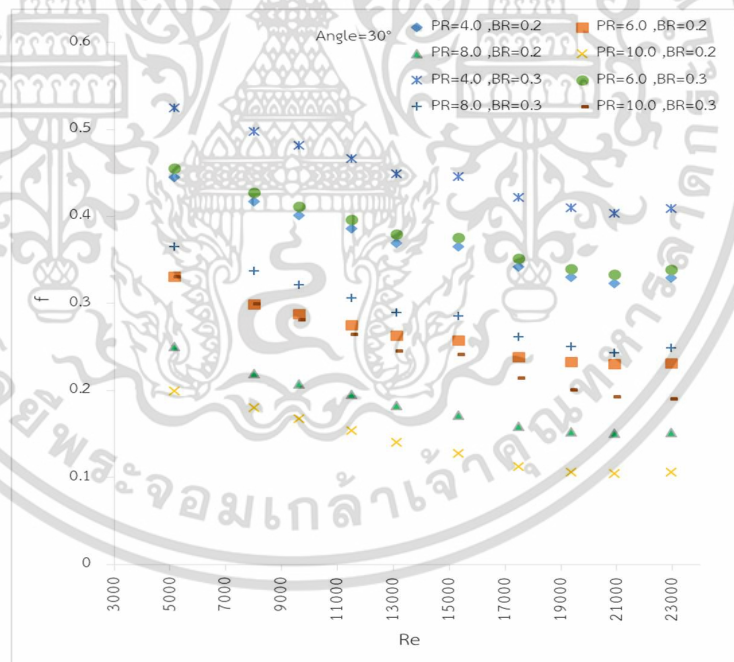


กราฟที่ 5.7 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

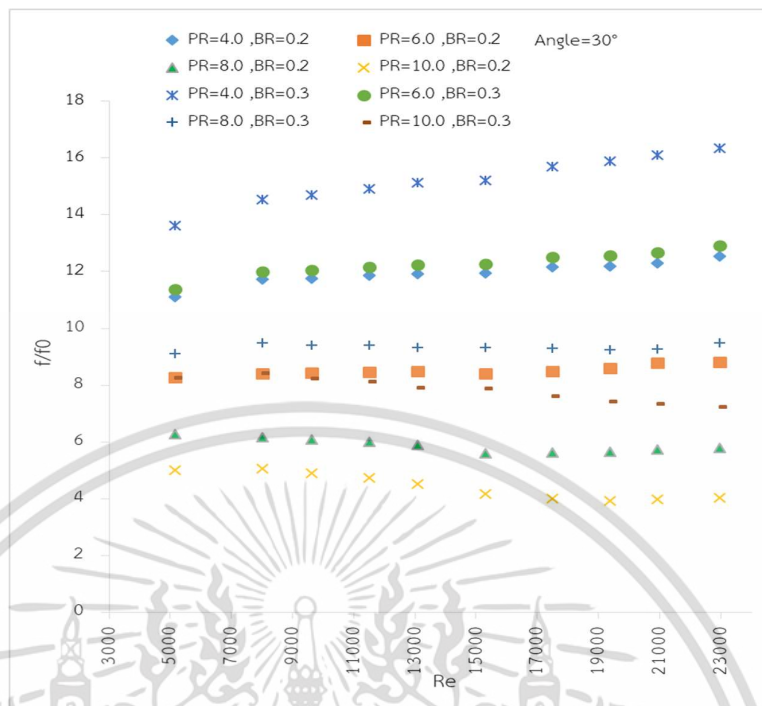


กราฟที่ 5.8 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลต์ต่อท่อกลมผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR



กราฟที่ 5.9 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



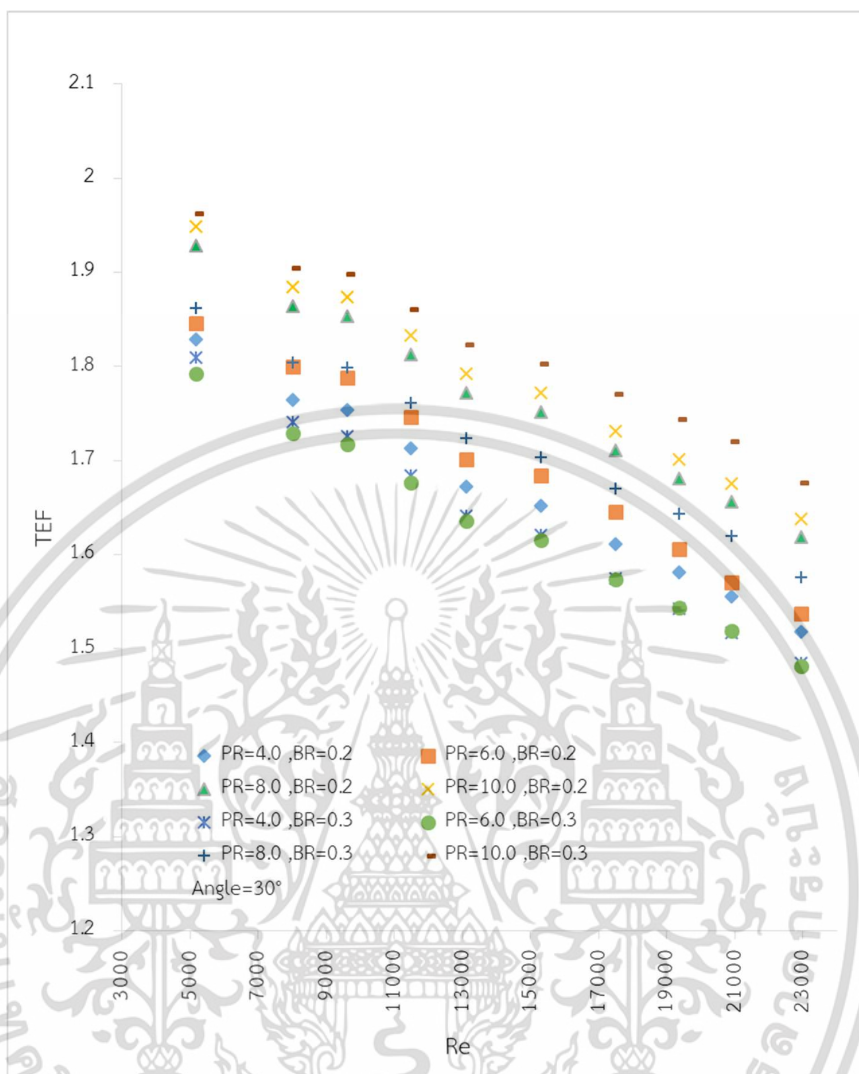
กราฟที่ 5.10 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานต่อท่อกลมผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR

จากการทดลองทำให้ทราบค่าทั้งหมดเพื่อสามารถนำไปคำนวณสมรรถนะเชิงความร้อนโดยแสดงดังตารางที่ 5.1 และรูปที่ 5.11

กรณีที่	PR	BR	$\overline{Nu}/Nu_0$	$\overline{f}/f_0$	TEF
1	4.0	0.2	3.803	11.950	1.664
2	6.0	0.2	3.454	8.513	1.692
3	8.0	0.2	3.187	5.881	1.764
4	10.0	0.2	2.933	4.432	1.784
5	4.0	0.3	4.043	15.216	1.634
6	6.0	0.3	3.753	12.277	1.628
7	8.0	0.3	3.613	9.337	1.716
8	10.0	0.3	3.612	7.857	1.816

ตารางที่ 5.1 ค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน กรณีติดตั้งครีบบีบคู่สามเหลี่ยมมุมฉากที่มุมปะทะ 30° และสามเหลี่ยมชี้ตามทิศทางการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 5.11 ความสัมพันธ์ของ TEf กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง PR และ BR

#### 5.4 การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

ในปัจจุบันความต้องการพลังงานมีเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากโลกมีความเจริญก้าวหน้ามากยิ่งขึ้น ทำให้มีความต้องการพลังงานเพื่อใช้งานในปริมาณมากขึ้นในด้านเทคโนโลยีการผลิต วัตถุดิบ อุปกรณ์ต่างๆ ในหน่วยงานทั้งภาครัฐและเอกชนทั่วโลกตระหนักถึงความสำคัญในการอนุรักษ์พลังงาน และการใช้พลังงานให้มีประสิทธิภาพสูงสุด อันเนื่องจากการแข่งขันทางธุรกิจ และจำนวนประชากรโลกที่เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ความต้องการในการใช้พลังงานยังมีมากขึ้นตามกาลเวลา ยังรวมถึงสำนักงาน อาคารต่างๆ และทุกกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง โดยตัวอย่างของกระบวนการที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง ยกตัวอย่างเครื่องใช้ไฟฟ้าที่ใช้ในชีวิตประจำวัน เช่น เครื่องปรับอากาศและตู้เย็น การคำนวณค่าไฟของเครื่องปรับอากาศ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับปริมาณอัตราการใช้ไฟฟ้า (Power Consumption) ของบริษัทผู้ผลิต ถ้ายิ่งสูง ค่าไฟจะมาก แต่ละยี่ห้อจะไม่เท่ากัน ดูได้จากแค็ตตาล็อกสินค้า และการตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศ ยิ่งตั้งต่ำ จะยิ่งใช้ไฟมาก ตัวอย่างเช่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 5.4.1 เครื่องปรับอากาศติดผนัง 12521 BTU ประหยัดไฟเบอร์ 5 ยี่ห้อ MITSUBISHI รุ่น MS-SGH13VC

อัตราการใช้ไฟ (จำนวนวัตต์) = 1040

โดยค่าไฟต่อหน่วย = 3 บาท

ชั่วโมงที่ใช้งาน ประมาณ 8 ชั่วโมง ต่อ 1 วัน

ขนาดทำความเย็น (Cooling Capacity) = 3.6 kw

COP (Coefficient of Performance) = 3.46

ขนาดท่อระบายความร้อน = ½ นิ้ว = 12.70 มิลลิเมตร \* 1,800 มิลลิเมตร

$$\text{Electricity cost} = \frac{(\text{Cooling Capacity})(\text{hrs/day})(\text{Unit cost})(\text{Day})}{\text{COP}}$$

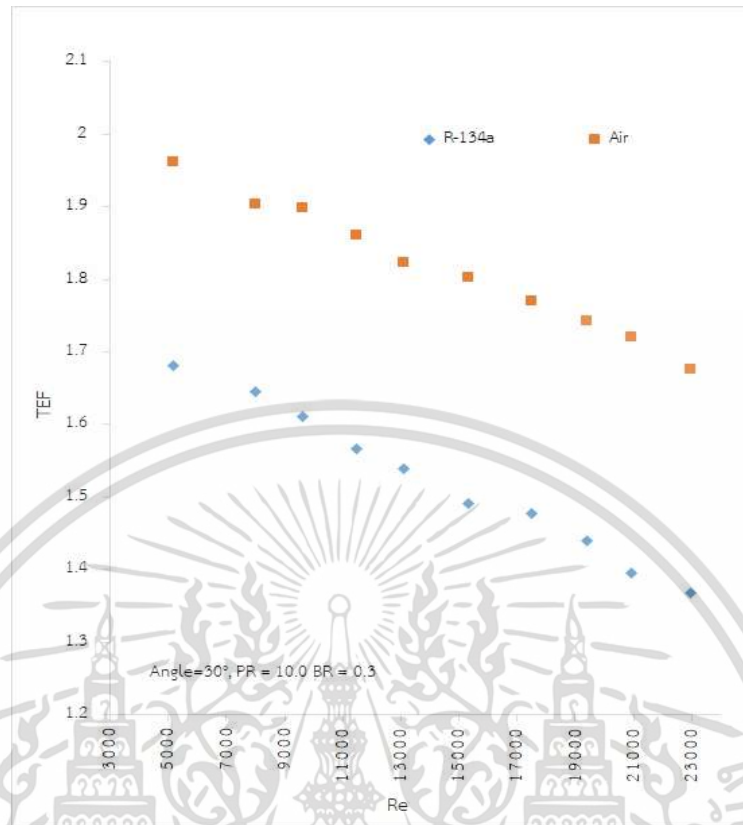
$$\text{Electricity cost} = \frac{3.6 \times 8 \times 3 \times 30}{3.46} = 599$$

จากการคำนวณค่าไฟฟ้าต่อเดือนของเครื่องปรับอากาศเครื่องนี้ = 599 บาท / เดือนในระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องปรับอากาศจะมีค่า Re อยู่ในช่วง 5,000 ถึง 23,000 ซึ่งเป็นช่วงเดียวกับการทดลองโดยเป็นช่วงที่ของไหลมีการไหลที่ปรับเต็ม (fully developed flow) ทำให้สามารถใช้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในการคำนวณได้ แต่ยังคงคำนึงถึงความแตกต่างระหว่างของไหลที่ใช้ในการทดลองกับของไหลที่ใช้งานจริงในเครื่องปรับอากาศซึ่งใช้สาร R-134a ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ต้องมีการคำนวณใหม่โดยเปลี่ยนตัวแปรดังต่อไปนี้

ความหนาแน่นของสารทำความเย็น R-134a = 4.25 kg/m<sup>3</sup>

พื้นที่หน้าตัดของท่อทองแดงแอร์, ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, สัมประสิทธิ์การนำความร้อน และความหนืดเชิงจลน์

โดยในการคำนวณเราจะทำเช่นเดียวกับการคำนวณของอากาศแต่เปลี่ยนค่าตัวแปรต่างๆเป็นของสารทำความเย็น R-134a โดยค่าความแตกต่างของดังนี้



กราฟที่ 5.12 ความสัมพันธ์ของ TEFC กับเลขเรย์โนลด์ กรณีเทียบระหว่าง สารทำความเย็น R-134a กับ อากาศ

ถ้ามีการติดตั้งครีบบีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉากจากการทดลองโดยเลือกใช้ครีบบีกคู่ชี้ตามทิศทางการไหล มุมปะทะการไหลคือ  $30^\circ$  อัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR) = 0.3 และ อัตราส่วนพิทช์ (PR) = 10.0 ซึ่งให้ค่าสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดจากการทดลองโดยค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a ในระบบเครื่องปรับอากาศจะมีค่าอยู่ที่ 1.521 โดยทางผู้จัดทำจะคำนวณค่าไฟฟ้าของเครื่องอากาศที่มีการติดตั้งปีกคู่เดลต้าเข้าไปในส่วนของคุณยลร้อนและคุณยลเย็นของเครื่องปรับอากาศเพื่อช่วยเพื่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ค่าไฟฟ้าจะแสดงดังนี้

$$\text{Electricity cost} = \frac{3.6 \times 8 \times 3 \times 30}{3.46(1.521)} = 492.25$$

โดยคำนวณค่าไฟฟ้าต่อเดือนจะลดลงโดยอ้างอิงจากขนาดท่อระบายความร้อนของเครื่องปรับขงไหลโดยจะทำให้การส่งผ่านความร้อนทำได้ดีขึ้นส่งผลต่อเครื่องปรับขงไหลที่จะใช้ไฟฟ้าน้อยลงโดยจะลดเหลือประมาณ 492 บาท / เดือน พอนำมารวมกับค่าติดตั้งแผ่นครีบบีกคู่สามเหลี่ยมมุมฉาก 1,200 บาท / 1,800 มิลลิเมตร โดยสมมติให้อายุเครื่องปรับขงไหลมีอายุ 5 ปี เพราะฉะนั้นจะสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายได้มากถึง 1,284 บาทต่อปี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6

# สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

### 6.1 สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษาเชิงทดลองเพื่อหาวิธีการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบบสามเหลี่ยมมุมฉาก ทำให้ทราบว่าอิทธิพลของอัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR) อัตราส่วนพิทช์ (PR) ทิศทางการไหล มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทาน พบว่าเมื่อจัดวางครีบบสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ทวนทิศทางการไหลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง และมีความดันตกคร่อมสูงกว่าครีบบสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหล และ เมื่อของอัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมาก จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น และมีค่าความดันตกคร่อมมาก เมื่ออัตราส่วนพิทช์มีค่าน้อยจะทำให้ของไหลไหลแบบปั่นป่วนมากขึ้น แต่จะทำให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้นด้วยเช่นกัน ทำให้ทราบค่าที่เหมาะสมในการทำให้มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดเท่ากับ 1.816 ที่ PR=10 ,BR=0.3

การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ 1. เครื่องปรับอากาศชนิดผนังยี่ห้อ MITSUBISHI รุ่น MS-SGH13VC มีค่าไฟฟ้าต่อเดือนของเครื่องปรับอากาศเครื่องนี้ = 599 บาท / เดือน ถ้ามีการติดตั้งครีบบสามเหลี่ยมมุมฉากจากการทดลองโดยเลือกใช้ครีบบสามเหลี่ยมมุมฉากชี้ตามทิศทางการไหล มุมปะทะการไหลคือ 30°, อัตราส่วนความสูงของปีกคู่ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (BR) = 0.3 และ อัตราส่วนพิทช์ (PR) = 10.0 ซึ่งให้ค่าสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดจากการทดลองโดยค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a ในระบบเครื่องปรับอากาศจะมีค่าอยู่ที่ 1.521 โดยคำนวณค่าไฟฟ้าต่อเดือนจะลดลงเหลือประมาณ 492.25 บาท / เดือน เมื่อเปรียบเทียบค่าติดตั้งแผ่นครีบบสามเหลี่ยมมุมฉาก 1,200 บาท / 1,800 มิลลิเมตร โดยสมมติให้อายุเครื่องปรับอากาศมีอายุ 5 ปี เพราะฉะนั้นจะสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายได้มากถึง 1,284 บาทต่อปี

### 6.2 ข้อเสนอแนะและการพัฒนางานวิจัย

จากงานวิจัยที่กล่าวมา การศึกษาเชิงทดลองเพื่อหาวิธีการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบบสามเหลี่ยมมุมฉาก เป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาอิทธิพลของครีบบสามเหลี่ยมมุมฉากต่อความสูงของขนาน อัตราส่วนระยะพิทช์ตามยาวต่อความสูงของขนาน ทิศทางการติดตั้งและการจัดวาง โดยการศึกษาและพัฒนาต่อไปควรจะศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากขึ้น

1. ศึกษาอิทธิพลของระยะพิทช์ค่าต่างๆ, ครีบบและปีกในรูปแบบอื่น ๆ
2. ศึกษาอิทธิพลของปีกและครีบบที่มีมุมปะทะค่าอื่น ๆ
3. นำไปทดลองหาอายุการใช้งานของครีบบ

## บรรณานุกรม

- [1] Tan, x.-h., et al., *Heat transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 2016 50(374-383)
- [2] Yakut, K. and B. Sahin, *Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchanger*. ScienceDirect, 2004. 78: p. 273-288.
- [3] Promvonge, P. and S. Eiamsa-ard, *Heat transfer augmentation in circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry*. ScienceDirect, 2007. 32: p. 332-340.
- [4] Lee, D.H., et al., *Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped in rectangular channel*. Energy, 2009. 34: p. 1770-1778
- [5] Han et al., Glicksman, L.R. and Rohsenow, W.M. 1978 "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces." Int. J. Heat Mass Transfer. 21 : 1443-1156.
- [6] Ahn, S.S. 2001. "The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct." Int. Comm. Heat Mass Transfer. 21 : 1143-1156 .
- [7] Promvonge, P. and C. Suriya, "Experimental study on Heat transfer augmentation in a round tube with V-shaped ribs." ScienceDirect, 2013. 49: p. 290-301.
- [8] สมบัติ ทำนา. 2552 "การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้แผ่นกั้นวางเอียง." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [9] Ahmet and Teoman 2005. "Energy dissipation analysis of transient heat transfer for turbulent flow in circular tube with baffle inserts" ScienceDirect. 26 : 178-185
- [10] Sripattanapipat, S. 2010. "Laminar flow and heat transfer characteristics in a channel with triangular wavy baffle" Doctor of Engineering thesis in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering. King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.
- [11] Sripattanapipat, S. and Promvonge, P. 2009. "Numerical analysis of laminar heat transfer in channel with diamond-shaped baffles." Int. Comm. Heat Mass Transfer. 36 : 32-38
- [12] Gentry, M.C. and Jacobi, A.M. 1997. "heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer." Exp, Thermal Fluid Science. 14 : 231:242

- [13] Zhang, Y.M., Gu, W.Z. and Han, J.C. 1994. "Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls." ASME J. Heat Transfer. 116 : 58-65
- [14] Taslim, M.E., Li, T. and Kercher, D.M. 1996. "Experimental heat transfer and friction in channel roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls." ASME j. Turbomachinery. 118 : 20-28
- [15] Choi, C., Rhee, D.H. and Cho, H.H. 2002. "Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs." KSME. J. Heat Transfer. 26 : 1542-1551.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้