



รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การศึกษาเชิงตัวเลขและเชิงทดลองคุณลักษณะความร้อนในท่อแลกเปลี่ยน  
ความร้อนที่มีครีบบางเอียงรูปตัววี

Numerical and Experimental Study on Thermal Characteristics in a  
Heat Exchanger Duct with V-shaped Thin Ribs

นายพงษ์เจต พรหมวงศ์

RCH

ว 149ก

2555

เลขหมู่.....

เลขทะเบียน 137316

รับเดือนปี 2 ส.ย. 2558

ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากเงินงบประมาณเงินรายได้ ประจำปีงบประมาณ 2555

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่สามารถนำไปใช้

b. 12623155

ชื่อโครงการ (ภาษาไทย) .....การศึกษาเชิงตัวเลขและเชิงทดลองคุณลักษณะความร้อนในท่อแลกเปลี่ยน  
ความร้อนที่มีครีบบางเชิงรูปตัววี

แหล่งเงิน .....ทุนสนับสนุนงานวิจัยจากเงินงบประมาณเงินรายได้.....

ประจำปีงบประมาณ..... 2555..... จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน ..... 80,000.00 ..... บาท

ระยะเวลาทำการวิจัย..... 1..... ปี ตั้งแต่ ตุลาคม 2554 ถึง กันยายน 2555 ✓

ชื่อ-สกุล หัวหน้าโครงการ และผู้ร่วมโครงการวิจัย พร้อมระบุ หน่วยงานต้นสังกัด

.....รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ โทร. 02-3298350

### บทคัดย่อ

รายงานวิจัยนี้นำเสนอการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวครีบบางเชิงวงเป็นเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่น  
บิดคู่โดยที่แผ่นบิดทั้งสองถูกบิดตามทิศทางการหมุนของครีบบิดเกลียวท่ สำหรับใช้เป็นตัวสร้างกระแส  
การไหลหมุนควงคู่ เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของ  
ท่อผิวครีบบิดเกลียวที่อัตราส่วนความสูงครีบบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.06 และอัตราส่วน  
ระยะพิชช์ของครีบบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.27 โดยใช้สิบสองแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนการ  
บิด (Y) เท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 สอดใส่ในท่อผิว  
ครีบบิดที่ทดสอบ จากการทดลองพบว่าแผ่นบิดคู่ ให้ค่าการถ่ายความร้อนเพิ่มขึ้นจากท่อผิวครีบบิดเกลียวอย่าง  
เดียวเฉลี่ยประมาณ 3.9-75% และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ Y=8.09 ขณะที่ตัวประกอบความ  
เสียดทานของการใช้แผ่นบิดคู่แบบบิดตามทิศทางการครีบบิดเกลียวมีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวครีบบิดเกลียวเฉลี่ย  
ประมาณ 217-495% แต่ให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าท่อผิวครีบบิดเกลียวแค่เพียง 3 อัตราส่วน  
การบิด คือแผ่นบิดคู่ที่ Y=7.39, 8.09 และ 8.70 โดยให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าท่อผิวครีบบ  
ิดเกลียวเฉลี่ยประมาณ 6.1-17.3%

คำสำคัญ: การถ่ายเทความร้อน, ครีบบาง, ท่อผิวครีบบิด, แผ่นบิด, การไหลปั่นป่วน

**Research Title:** Numerical and Experimental Study on Thermal Characteristics in a Heat Exchanger Duct with V-shaped Thin Ribs

**Researcher:** Pongjet Promvonge

**Faculty:** Engineering

**Department:** Mechanical Engineering

## ABSTRACT

The report presents an experimental investigation on turbulent convective heat transfer characteristics in a helical-ribbed duct fitted with double twisted tapes. The experiment was carried out in a double concentric duct heat exchanger using the helical-ribbed duct having a single rib-height to tube-diameter ratio,  $e/D_H=0.06$  and rib-pitch to diameter ratio,  $P/D_H=0.27$  as the tested duct. The insertion of the double twisted tapes with various twist ratios ( $Y$ ) in the range of 2.17 to 9.39 is to create twin vortex flows along the tested duct. The inserted ribbed duct is arranged in similar directions of the helical swirl of the twisted tape and the helical rib motion of the duct (called co-swirl). Effects of the co-swirl motion of the ribbed duct in common with the double twisted tapes at various twist ratios on heat transfer and flow friction characteristics are examined. The results obtained from the ribbed duct combined with the twin twisted tape insert are compared with those from the smooth duct and the ribbed duct acting alone. The experimental results reveal that the co-swirling inserted duct performs much better than the ribbed/smooth duct alone at a similar operating condition. The co-swirl duct at  $Y \approx 8$  yields the highest thermal performance at the lowest Reynolds number ( $Re$ ).

**Keywords:** heat transfer, thin rib, ribbed duct, twisted tape, turbulent flow

## กิตติกรรมประกาศ

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง จากทุนสนับสนุนงานวิจัยจากเงินงบประมาณเงินรายได้ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2555

นายพงษ์เจต พรหมวงศ์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	V
รายการสัญลักษณ์และคำย่อ.....	VI
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1. ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2. วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3. ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4. วิธีดำเนินการวิจัย.....	2
1.5. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	4
บทที่ 3 กรดติดตั้งอุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	7
บทที่ 4 ทฤษฎีและการคำนวณ.....	10
บทที่ 5 ผลการทดลองและบทวิเคราะห์.....	12
5.1 ผลการสอบเทียบท่อผิวเรียบ.....	12
5.2 การถ่ายเทความร้อน.....	14
5.3 ตัวประกอบความเสียหาย.....	17
5.4 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน.....	19
6. สรุปผลการทดลอง.....	21
บรรณานุกรม.....	22
ภาคผนวก.....	24
บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	25
ประวัติผู้วิจัย.....	34

## สารบัญญภาพ

ภาพที่	หน้า
1 (ก) โคอะแกรมชุดทดสอบและ (ข) ภาพถ่ายชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น.....	8
2 (ก) ภาพถ่ายท่อผิวครีบกเกลียวและท่อผิวเรียบและ(ข) แผ่นบิคคูดัดตั้งร่วมกับท่อผิวครีบกเกลียว.....	9
3 ความสัมพันธ์ของ $Nu$ กับ $Re$ ของท่อผิวเรียบ .....	12
4 ความสัมพันธ์ของ $f$ กับ $Re$ ของท่อผิวเรียบ.....	13
5 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu$ กับ $Re$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิคต่าง ๆ.....	15
6 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_0$ กับ $Re$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิคต่าง ๆ.....	16
7 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_0$ กับ $Y$ ของแผ่นบิคคู้บิคตามครีบกเกลียวท่อที่เลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ.....	16
8 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f$ กับ $Re$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิคต่าง ๆ.....	17
9 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_0$ กับ $Re$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิคต่าง ๆ.....	18
10 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_0$ กับ $Y$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่เลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ.....	18
11 ความสัมพันธ์ระหว่าง $TEF$ กับ $Re$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิคต่าง ๆ.....	20
12 ความสัมพันธ์ระหว่าง $TEF$ กับ $Y$ ของแผ่นบิคคู้แบบบิคตามครีบกเกลียวท่อที่เลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ.....	20

## รายการสัญลักษณ์และคำย่อ

$A_c$	พื้นที่หน้าตัดของท่อ, $m^2$
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อกลม, m
$e$	ความสูงของครีบกเกลียว, m
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
$k$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m \cdot K$
$k_w$	ค่าการนำความร้อนของน้ำ, $W/m \cdot K$
$L$	ความยาวของท่อทดสอบ, m
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
$P$	ระยะพิตช์ของครีป, m
$PR$	อัตราส่วนระยะพิตช์ของครีป, $(P/D_H)$
$\Delta P$	ความดันสูญเสีย, Pa
$Pr$	เลขพรานด์
$Q$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ, W
$q_s''$	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อ, $W/m^2$
$T$	อุณหภูมิ, $^{\circ}C$
$T_s$	อุณหภูมิผิว, $^{\circ}C$
$\bar{U}$	ความเร็วเฉลี่ยของน้ำภายในท่อ, m/s
$Y$	อัตราส่วนการบิด, $(y/W)$

### ตัวห้อย

0	ท่อกลมผิวเรียบ (smooth tube)
c	น้ำเย็น (cold water)
h	น้ำร้อน (hot water)
i	ภายใน (inside)
in	เข้า (inlet)
out	ออก (outlet)
s	พื้นผิว (surface)
w	ผนังท่อ (wall)

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นทางด้านอุตสาหกรรม ตั้งแต่ขนาดเล็กจนกระทั่งจนถึงขนาดใหญ่ ด้านอุตสาหกรรมได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาประยุกต์ใช้ในระบบมากมายทั้งมีการแข่งขันและพัฒนาสินค้าหรือผลิตภัณฑ์มากขึ้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นตามไปด้วย การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ได้แบ่งออกเป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มที่ 1 เป็นแบบแอ็คทีฟ (Active techniques) เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการสั่นของผิวทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น และ กลุ่มที่ 2 เป็นแบบพาสซีฟ (Passive techniques) เป็นการออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้น โดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนควรคำนึงถึงการออกแบบอุปกรณ์ให้เหมาะสมกับลักษณะที่จะนำไปใช้งาน ดังนั้นจึงได้ออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น โดยมีแนวคิดนำเอาแผ่นบิวดิตคริบสามเหลี่ยมไว้บนในบิวดแล้วนำไปติดตั้งในท่อผิวร่องเกลียว การออกแบบจะต่างกันที่จำนวนของคริบสามเหลี่ยม และ ระยะห่างในการติดตั้งระหว่างคริบต่อคริบ ซึ่งมีผลทำให้ของไหลมีการไหลที่ปั่นป่วนมากขึ้นเป็นเหตุให้ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อน ศึกษาความเสียหาย และศึกษาประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวร่องเกลียวที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิวดิตคริบสามเหลี่ยมบนไบบิวดไว้ในท่อ.

ในด้านอุตสาหกรรมพิจารณาแล้วว่าเป็นส่วนหนึ่งที่มีการใช้พลังงานเพิ่มมากขึ้นสำหรับกระบวนการผลิตสินค้าอุปโภคและบริโภค ส่วนมากได้นำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ได้มีการศึกษาวิจัยและพัฒนาจนมีสมรรถนะสูงพอควรแล้วด้วยเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนตามวิธีต่างๆ มากมาย พร้อมกับได้นำเทคโนโลยีทางด้านเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนี้ไปปรับปรุงและพัฒนาทั้งข้างแล้วกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปัจจุบันก็ยังมียกวิจัยอีกจำนวนมากยังคงศึกษาวิจัยกันต่อไป ทั้งในประเทศไทยและต่างประเทศที่ให้ความสนใจเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ด้วยเหตุผลเพื่อช่วยลดขนาดและต้นทุนการผลิตให้น้อยลงไปกว่าที่มีใช้อยู่ในทุกวันนี้ สำหรับการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเป็นทางออกที่เหมาะสมสมควรเป็นวิธีการที่สามารถช่วยลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดเล็กลงได้ หรืออาจช่วยให้เกิดความประหยัดต่อการใช้พลังงานได้มากขึ้น

## 1.2. วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. ศึกษาตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในท่อที่มีผิวครีบบางเอียงวนเป็นเกลียว ด้วยการใส่แผ่นบิดคู่ร่วม โดยการวิเคราะห์ทางการทดลอง เช่น อัตราส่วนการบิดต่างๆ
2. ตรวจสอบความสอดคล้องของผลที่ได้จากการทดลองและผลการวิเคราะห์เพื่อเป็นแนวทางในการสร้างความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์

## 1.3. ขอบเขตของงานวิจัย

1. ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวเป็นครีบบางเอียงวนเป็นเกลียวร่วมกับการใส่แผ่นบิดคู่ภายในท่อ โดยการทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน
2. ออกแบบครีบบางเอียงวนเป็นเกลียวและการจัดวางการใส่แผ่นบิดคู่ภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและสร้างชุดทดลอง พร้อมทั้งปรับแต่งเพื่อเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในท่อ
3. ตรวจสอบและเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองและผลจากสมการที่มีอยู่แล้วในอดีตของท่อผิวเรียบเพื่อการสอบทาน
4. หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่สำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ อาทิเช่น การจัดวางแผ่นบิด, อัตราส่วนการบิด และลักษณะการไหลภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ความดันตกคร่อมในท่อ ตัวประกอบความเสียดทาน และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

## 1.4 วิธีดำเนินการวิจัย

- 1.4.1 ทำการรวบรวมข้อมูลที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเพิ่มเติม ศึกษารายละเอียดจุดเด่นจุดด้อยของงานที่ได้ทำไว้ เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบที่ดีและเป็นแนวทางในการเพิ่มเติมให้มีความสมบูรณ์ของงานวิจัยมากขึ้น จากนั้นทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลข พร้อมทั้งตรวจสอบและเปรียบเทียบกับงานวิจัยอ้างอิง
- 1.4.2 แผนงานประกอบด้วยการศึกษาทฤษฎีเพื่อนำเสนอข้อมูลที่มีประโยชน์จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีเกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดครีบบางเอียงรูปตัววีเพื่อสร้างความปั่นป่วนของการไหล และการออกแบบและสร้างชุดทดลอง ติดตั้งเครื่องมือวัดและทำการปรับค่า (Calibration)
- 1.4.3 ดำเนินการทดลอง เก็บข้อมูล วิเคราะห์ข้อมูลประมวลผลที่ได้ รวมทั้งเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้ว่ามีความสอดคล้องกับผลการคำนวณเชิงตัวเลขหรือไม่

- 1.4.4 สรุป เขียนเรียบเรียงข้อมูลที่เป็นประโยชน์จากการศึกษาวิจัย เพื่อให้ได้บทความวิจัยที่มีคุณภาพพร้อมตีพิมพ์ในวารสารระดับนานาชาติ และทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย

#### 15. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.5.1 เป็นหัวข้อวิทยานิพนธ์ของนักศึกษาระดับบัณฑิตจำนวน 1 คน
- 1.5.2 องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในห้องด้วยการติดครีบบางเชิงกลไกการไหลภายในห้องของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.5.3 เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในภาคอุตสาหกรรม



## บทที่ 2

### วรรณกรรมปริทรรศน์

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบ ด้วยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควง และหมุนวนบริเวณใจกลางท่อและบริเวณผนังท่อเป็นอีกหนึ่งวิธีที่นำมาใช้ในกระบวนการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน การไหลผ่านอุปกรณ์เหล่านี้จะทำให้ของไหลไปทำลายชั้นขีดผิวทางความร้อนบริเวณผนังท่อผิวเรียบจึงส่งผลทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นได้ ตั้งแต่ในอดีตจนถึงปัจจุบันมีผู้สนใจและศึกษาวิจัยกันมากมาย และในหัวข้อนี้ขอกกล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในแนวนี้อีกต่อไป

Durmus et al. [1] รายงานผลการศึกษาคัดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควง (swirl flow) บริเวณทางเข้าท่อทดสอบกลมผิวเรียบที่มีอากาศไหลผ่านในช่วงเลขเรย์โนลด์ 20,000-100,000 จากการทดลองพบว่า สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนประมาณ 85-200 เปอร์เซ็นต์และมีความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นโดยเฉลี่ย 110 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

Yilmaz et al. [2] ได้เสนอผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของการใช้ใบนำร่องแบบเอียง 15, 30, 45, 60 และ 75 องศา บริเวณทางเข้าท่อกลมผิวเรียบเพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควง ทดสอบกับอากาศร้อนในช่วงเลขเรย์โนลด์ 32,000-110,000 จากการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นในช่วง 4-148 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้น 244-1699 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

Yakut and Sahim [3] ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยขดลวดสปริงเพื่อใช้เป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน (vortex) บริเวณผนังท่อกลม ทดสอบกับอากาศที่เลขเรย์โนลด์ 5000-35,000 พบว่าช่วยถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้ 70-140 เปอร์เซ็นต์อันเป็นผลจากการไหลหมุนวนจากขดลวดสปริงและต่อมา Garcia et al. (2005) ได้ทำการศึกษาคัดตั้งการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยขดลวดสปริงอีก โดยใช้น้ำและน้ำผสมโพรพิลีนไกลีคอลด้วยเลขเรย์โนลด์ 80-90,000 พบว่าช่วยถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 4 เท่า แต่มีการสูญเสียความดัน 9 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

Eiamsa-ard and Promvong [4] ได้ศึกษาผลการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบที่มีการสอดใส่แผ่นเอียง (helical tape) แบบยาวตลอดช่วง แบบเว้นช่วง และแบบมีแกนเพื่อใช้เป็นตัวสร้างการไหลหมุนควง (swirl generator) ที่มีอากาศไหลผ่านในช่วงเลขเรย์โนลด์ 2300-8800 จากผลการทดลองพบว่าแผ่นเอียงช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เฉลี่ย 165 เปอร์เซ็นต์ และต่อมา Sivashanmugam and Suresh [5] ได้ทำการศึกษาคัดตั้งการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบด้วยการสอดใส่แผ่นเอียงที่มีแกนทั้งแบบยาวตลอดช่วงและแบบเว้นช่วงจากผลการทดลองได้ยืนยันถึงการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เช่นเดียวกัน ในปีเดียวกันนี้ Eiamsa-ard and Promvong [6] ได้ทำการทดลองเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวเอียง (helical screw-tape) แบบมีแกนกลาง

(core-rod) และไม่มีแกนกลาง ยาวตลอดช่วงท่อทดสอบ และใช้น้ำเป็นสารทำงานในช่วงเลขเรย์โนลด์ 2000-12,000 จากผลการทดลองพบว่าแผ่นเอียงแบบมีแกนกลางและไม่มีแกนกลางช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เฉลี่ย 230 และ 340 เปอร์เซ็นต์ สำหรับตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าประมาณ 1.0-1.17 สำหรับแผ่นเอียงที่มีแกนกลาง และแผ่นเอียงที่ไม่มีแกนกลางมีค่าสูงพอสมควร ประมาณ 1.98-2.14

Tandiroglu [7] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมผิวเรียบด้วยแผ่นกั้นครึ่งวงกลม (half circle baffled) เพื่อสร้างความปั่นป่วนของการไหล ใช้อากาศเป็นสารทำงานและทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ 3000-12,000 จากการทดลองพบว่าการติดตั้งแผ่นกั้นครึ่งวงกลมช่วยเพิ่มเลขนัสเซลท์ขึ้นเฉลี่ย 786 เปอร์เซ็นต์

Tijing et al. [8] ทำการศึกษาทดลองผลของการถ่ายเทความร้อนของการสอใส่แกนในแบบครึ่งตรงและแบบบิดในท่อกลมผิวเรียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนสองชั้น โดยใช้น้ำเป็นสารทำงานและทดสอบภายใต้เลขเรย์โนลด์ในช่วง 4900-47,000 พบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อกลมผิวเรียบประมาณ 12-51 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้น 286-399 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

Gul and Evin [9] เสนอผลการศึกษาทางด้านการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนควงเป็นเกลียวบริเวณทางเข้าท่อ (helical swirl generator) ที่มีมุมเอียง 30, 45 และ 60 องศา ทดสอบกับน้ำที่ไหลในช่วงเลขเรย์โนลด์ 5000-30,000 จากผลการทดลองพบว่าการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนควงเป็นเกลียวบริเวณทางเข้าท่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงถึง 20 %

Pahlavanzadeh et al. [10] รายงานผลการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อกลมผิวเรียบที่มีการสอใส่ขดลวดสปริง (wire coil) และลวดตาข่าย (wire mesh) ด้วยอัตราส่วนระยะพิชซ์ของขดลวด ( $p/d$ ) เท่ากับ 0.125 และอัตราส่วนความโตของขดลวด ( $ed$ ) 0.00375 ใช้น้ำทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ 3000-49,000 จากรายงานพบว่าขดลวดสปริงให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 22-28 เปอร์เซ็นต์ และความดันสูญเสียมีค่าสูงกว่าท่อกลมผิวเรียบ 46 เปอร์เซ็นต์ ส่วนลวดตาข่ายช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่า 163-174 เปอร์เซ็นต์ แต่ความดันสูญเสียมีค่าสูงกว่าท่อกลมผิวเรียบมากถึง 500 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

Sarac et al. [11] ทำการศึกษาทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของท่อกลมผิวเรียบที่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงด้วยใบพัด (swirl generator) ที่ตำแหน่งต้นทางหนึ่งในสี่ของความยาวท่อและกึ่งกลางความยาวท่อ ทำการทดสอบกับอากาศที่ไหลในช่วงเลขเรย์โนลด์ 5000-30,000 จากการทดลองพบว่าการติดตั้งอุปกรณ์ช่วยสร้างการไหลหมุนควงบริเวณต้นทางการไหลในท่อกลมผิวเรียบช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ในช่วง 18.1-163 เปอร์เซ็นต์

Ozceyhan et al. [12] ได้ทำการศึกษาโดยการคำนวณเชิงตัวเลขของท่อกลมผิวเรียบที่มีการสอใส่วงแหวนให้ตั้งฉากกับหน้าตัดท่อ สำหรับแยกของไหลออกจากผนังท่อ การคำนวณใช้อากาศเป็นสาร

ทำงานในช่วงเลขเรย์โนลด์ 4475-43,725 ผลที่ได้จากการคำนวณพบว่าการใช้วงแหวนแยกการไหลจากผนังท่อสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด 18 เปอร์เซ็นต์

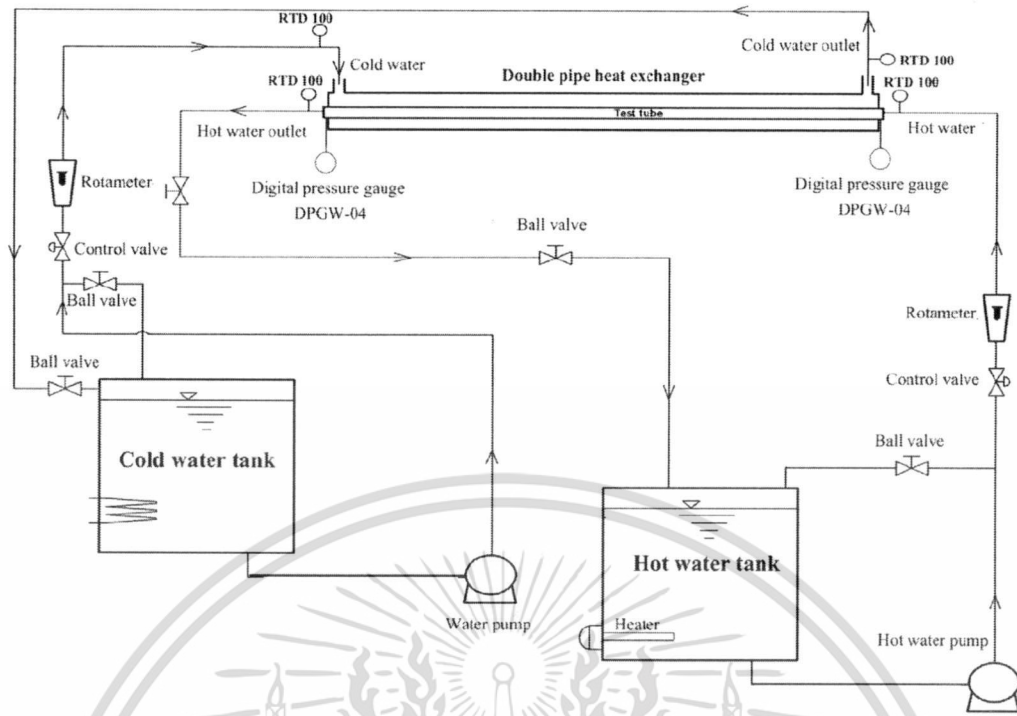
Huang et al. [13] ได้เพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้วัสดุรูพรุน (porous medium) สอดใส่ในท่อกลมผิวเรียบ ทั้งการทดลองและคำนวณเชิงตัวเลข ใช้อากาศเป็นสารทำงานช่วงเลขเรย์โนลด์ 1000-19,000 ผลการศึกษาพบว่าถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้ 1.6-5.5 เท่า และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าสูงสุด 1.44 ที่เลขเรย์โนลด์ 1000 อันเป็นผลจากการไหลปั่นป่วนมากขึ้นภายในท่อ

ที่ผ่านมา มีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การศึกษาทั้งหลายเน้นรูปแบบการไหลปั่นป่วน การไหลหมุนวน และการไหลหมุนควงจากอุปกรณ์ที่สร้างขึ้นมาเช่น ใบพัด วงแหวนทรงกรวย ขดลวดสปริง แผ่นเอียง แผ่นกั้น แผ่นบิด ลวดตาข่ายและอีกมากมาย ส่วนการสร้างพื้นผิวให้มีความขรุขระเช่น ผิวครีป ผิวลอน ผิวครีปเกลียวเป็นต้น สำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นบิดในท่อผิวขรุขระยังมีงานวิจัยแนวนี้้น้อยมาก ดังนั้นจึงมีแนวคิดในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้ท่อผิวครีปเกลียวที่มีความสูงและระยะพิตช์ที่ค่าต่างๆ แล้วนำท่อทดสอบผิวเกลียวที่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะความร้อนที่สูงที่สุดไปพัฒนาปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบสมรรถนะความร้อนให้สูงขึ้นไปอีก โดยใช้แผ่นบิดเป็นตัวสร้างการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อให้ขึ้นไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อให้ได้มากขึ้นอีก ซึ่งการใช้ความสูงของครีปที่ร่วมกับการไหลหมุนควงจะส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงมากยิ่งขึ้น สำหรับใช้เป็นทางเลือกในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในภาคครัวเรือนและอุตสาหกรรมต่อไปในอนาคต

### บทที่ 3

#### การติดตั้งอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ภาพที่ 1 แสดงไดอะแกรมชุดทดสอบแผ่นบีดร่วมกับท่อผิวครีบกเกลียวประกอบด้วย 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องทำน้ำเย็นและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องทำน้ำเย็น (water chiller) ทำหน้าที่ในการผลิตน้ำเย็นให้มีอุณหภูมิ 25°C เพื่อป้อนเข้าสู่ชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดลองน้ำร้อนจะใช้ฮีตเตอร์ทั้ง 2 ตัว ในถังพักน้ำร้อนคัมजनมีอุณหภูมิ 75 °C ซึ่งควบคุมอุณหภูมิด้วยชุดควบคุมอุณหภูมิ (control water temperature) น้ำที่มีอุณหภูมิ 75 °C ถูกป้อนเข้าสู่ชุดทดสอบด้วยปั๊มน้ำร้อน (hot water pump) ด้วยอัตราการไหลที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่างๆ ตามที่ได้กำหนดด้วยวาล์วปรับอัตราการไหลและการไหลด้วยโรตاميเตอร์ ในขณะที่ทดลองเกิดฟองอากาศขึ้นในระบบ ดังนั้นจึงได้มีชุดดักจับฟองอากาศก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แล้วระบายฟองอากาศสู่บรรยากาศ น้ำร้อนก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ(ท่อผิวครีบกเกลียว)ถูกวัดอุณหภูมิทางเข้าอีกครั้งหนึ่งโดยต้องมีอุณหภูมิ 75°C เมื่อน้ำร้อนไหลเข้าไปภายในท่อผิวครีบกเกลียวแล้วจะถูกแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นที่ถูกป้อนเข้ามาด้วยปั๊มน้ำเย็น (water pump-2) ที่อัตราการไหลคงที่ค่าหนึ่ง (700 L/hr) โดยต้องมีอุณหภูมิมคงที่ที่ 25°C ทุกเงื่อนไขของการทดลอง น้ำร้อนได้เข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นที่ไหลบริเวณรอบนอกของท่อผิวครีบกเกลียว ทำให้อุณหภูมิของน้ำร้อนทางออกมีอุณหภูมิลดลงและน้ำเย็นที่ทางออกมีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งถูกวัดอุณหภูมิด้วย RTD ส่วนความดันตกคร่อมถูกวัดระหว่างทางเข้าและทางออกของท่อผิวครีบกเกลียวด้วยமானอมิเตอร์ เพื่อนำไปหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (f) ส่วนท่อผิวครีบกเกลียวถูกสร้างมาจากท่อทองแดงผิวเรียบที่มีความหนาเป็นพิเศษ นำมาเข้าเครื่องจักรกดและรีดจนมีลักษณะเป็นครีบกเกลียวดังแสดงตามภาพที่ 2 ซึ่งถูกกดให้ลึกลงไปจนเป็นครีบกที่มีความลึก 1.5 mm และมีระยะห่างระหว่างเกลียว (pitch) เท่ากับ 6.5 mm แนวคิดในการออกแบบลักษณะนี้เพื่อทำให้ผนังท่อที่ใช้สำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น และมีลักษณะการไหลของของไหลแบบหมุนควง (swirl) เป็นเกลียวที่บริเวณรอบๆผิวท่อ เพื่อลดแรงต้านทานการไหลของของไหลที่ไหลผ่านท่อ ส่วนแผ่นบีดถูกสร้างขึ้นมาจากแผ่นอลูมิเนียมหนา (t) 1 mm บีดให้มีทิศทางไปในเดียวกันกับเกลียวของผิวท่อทดสอบ ซึ่งได้ทำการบีดจนได้อัตราส่วนการบีด (Y) เท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 สำหรับการทดสอบได้นำแผ่นบีดคู่ใส่เข้าไปภายในท่อผิวครีบกเกลียว แล้วนำไปทดสอบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ เพื่อศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน



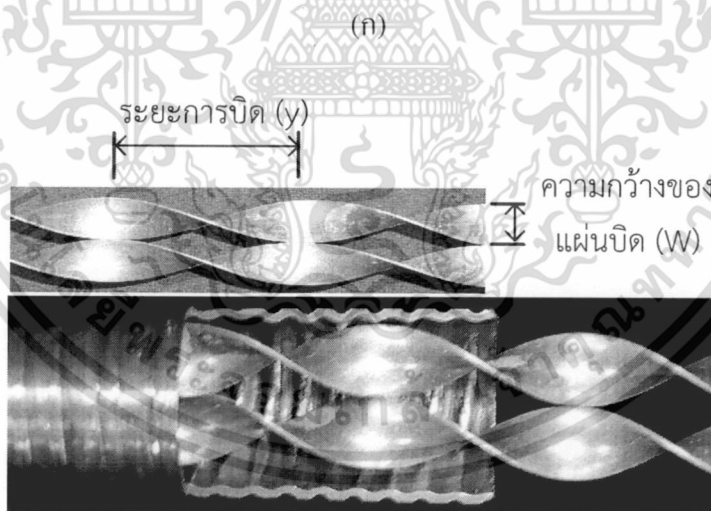
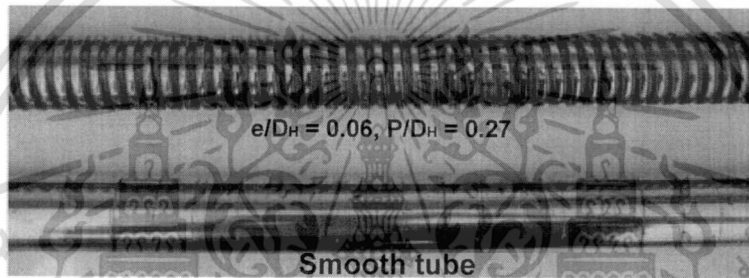
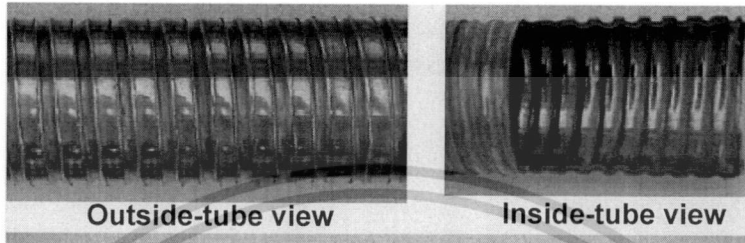
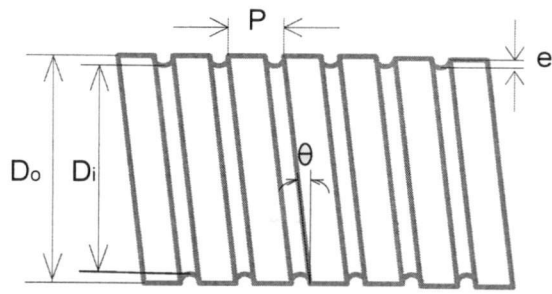
(ก)



(ข)

ภาพที่ 1 (ก) ไลอะแกรมชุดทดสอบ และ (ข) ภาพถ่ายชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ  
ชั้นสองชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และรู้แจ้งถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(จ)

ภาพที่ 2 (ก) ภาพถ่ายท่อผิวกริบเกลียวและท่อผิวเรียบ และ(ข) แผ่นบิดคู่ติดตั้งร่วมกับท่อผิวกริบเกลียว

## บทที่ 4

### ทฤษฎีและการคำนวณ

อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน ( $\dot{Q}_h$ ) ภายในท่อทดสอบและของน้ำเย็น ( $\dot{Q}_c$ ) ภายในท่อวงแหวนสามารถคำนวณได้จากสมการ (1) และ (2)

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2)$$

การตรวจสอบความแม่นยำของข้อมูลที่ได้อาจทำได้ด้วยการวัดด้วยเครื่องมือที่ใช้ในการทดลองนั้น ขึ้นพื้นฐานสามารถทำได้ด้วยวิธีการสมดุลพลังงานความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็น ในการสมดุลพลังงานความร้อนควรมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่เกิน 5 % ตามสมการที่ 3

$$\text{Heat balance} = (\dot{Q}_h + \dot{Q}_c) / \dot{Q}_h \quad (3)$$

การพาความร้อนที่สภาวะคงตัวคำนวณได้จากการนำค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ( $\dot{Q}_A$ ) กำหนดให้ใช้เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่การไหลของของไหลที่ไหลผ่านท่อทดสอบ ขณะที่การพาความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวภายในท่อทดสอบในสภาวะคงตัวจะเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ท่อทดสอบ ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อทดสอบจำเป็นต้องคำนวณจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

$$U_0 = \dot{Q}_A / (A_0 \Delta T_{lm}) \quad (4)$$

โดยที่  $A_0$  คือ พื้นที่ของท่อวงแหวน

$\Delta T_{lm}$  คือ Log mean temperature difference

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อทดสอบ ( $h_i$ ) นั้นได้ใช้วิธี Wilson plot ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (6)

$$1/h_i = 1/U_0 - [\ln(D_o/D_i)/2\pi k_w L] - 1/h_o \quad (5)$$

$$1/h_i = 1/U_0 - B \quad (6)$$

โดยที่  $B$  คือ จุดตัดบนแกน y

จากความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับค่าตัวเลขนัสเซิลท์ในทางทฤษฎีทำให้สามารถคำนวณหาค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยได้จากสมการที่ (7)

$$Nu_i = h_i d_i / k \quad (7)$$

โดยที่  $k$  คือ ค่าการนำความร้อนเฉลี่ยของของไหลร้อน

$d_i$  คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายในเฉลี่ยของท่อทดสอบ

ค่าเลขเรย์โนลด์ของของไหลที่ใช้ทดสอบคิดบนพื้นฐานของค่าความเร็วเฉลี่ย ( $V$ ) ที่ไหลเข้าท่อทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (8)

$$Re = \rho V d_i / \mu \quad (8)$$

โดยที่  $\mu$  คือ ความหนืดเฉื่อยของน้ำร้อน

$\rho$  คือ ความหนาแน่นเฉื่อยของน้ำร้อน

ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลภายในท่อทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (9)

$$f = (2d_i \Delta P) / (\rho L V^2) \quad (9)$$

โดยที่  $\Delta P$  คือ ความดันตกคร่อมตลอดความยาวของท่อทดสอบ

$L$  คือ ความยาวตลอดช่วงที่ทดสอบความดันตกคร่อม

การหาค่าประสิทธิภาพการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนควรพิจารณาถึงการสูญเสียกำลังการไหลที่เท่ากัน (Constant pumping power) ระหว่างท่อทดสอบกับท่อเปล่าผิวเรียบด้วย หากค่าที่ได้สูงกว่าหนึ่งนั้นหมายความว่าค่าประสิทธิภาพสูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเหมาะที่จะนำท่อที่ออกแบบนั้นไปใช้งาน แต่หากมีค่าน้อยกว่าหนึ่งนั้นหมายความว่าท่อเปล่าผิวเรียบมีความเหมาะสมมากกว่าท่อทดสอบ ซึ่งท่อทดสอบที่ออกแบบมานี้ไม่ควรนำไปใช้งานสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 10 อ้างอิงจาก Webb [14]

$$\eta_{pp} = \left[ \frac{h_{ht}}{h_p} \right]_{pp} = \left[ \frac{Nu_{ht}}{Nu_p} \right]_{pp}$$

$$\eta_{pp} = \left( \frac{Nu_{ht}}{Nu_p} \right) \left( \frac{f_{ht}}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (10)$$

## บทที่ 5

### ผลการทดลองและการวิเคราะห์

#### 5.1 ผลการสอบเทียบท่อผิวเรียบ

หัวข้อนี้เป็นการนำผลการทดลองทางด้านการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลท์และการสูญเสียความดันในเทอมของตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบไปเทียบกับทฤษฎีด้วยสหพันธ์ของ Dittus-Boelter และสหพันธ์ของ Petukhov ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อตรวจสอบขั้นตอนการวิเคราะห์และความถูกต้องแม่นยำของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการศึกษาวิจัย โดยอ้างอิงจากเอกสาร Incropera [15]

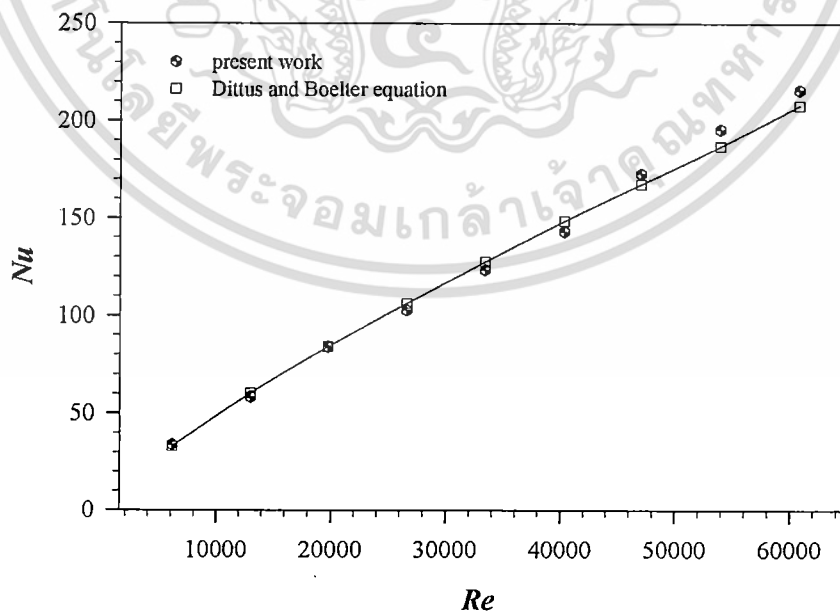
เลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) ตามสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter สำหรับการทำให้ของไหลเย็นตัวลง

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad (11)$$

และตัวประกอบความเสียดทาน( $f$ ) ตามสหสัมพันธ์ของ Petukhov

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-0.2} \quad (12)$$

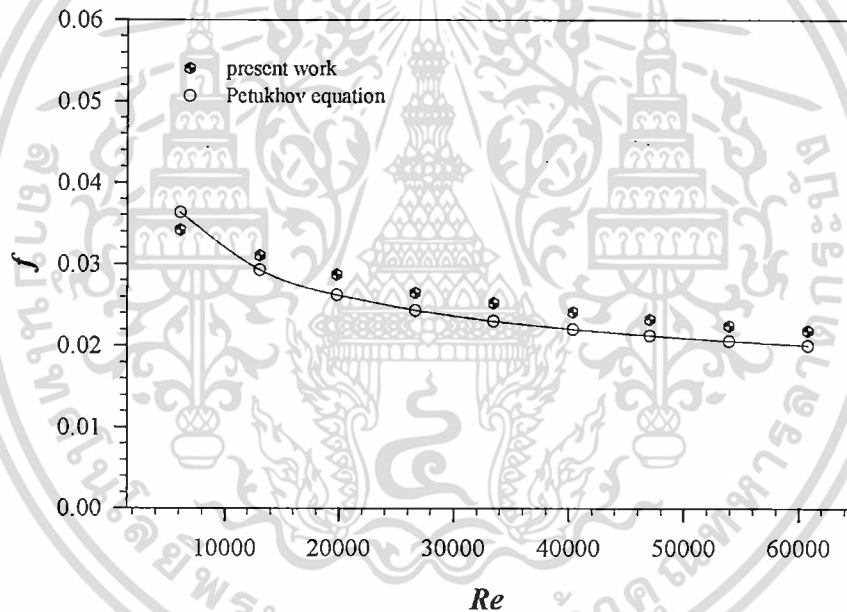
#### 5.1.1 ผลสอบเทียบเลขนัสเซลท์



ภาพที่ 3 ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  ของท่อผิวเรียบ

ภาพที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์์ของท่อผิวเรียบที่ได้จากการทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่า เลขนัสเซิลท์ที่ได้จากการทดลองกับเลขนัสเซิลท์ที่ได้จากทฤษฎีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์์ที่เพิ่มขึ้น จากความปั่นป่วนของการไหลที่เพิ่มสูงขึ้นจะทำให้ชั้นซิดผิวของอุณหภูมียิ่งบางลงและของไหลสามารถไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นส่งผลให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์์ จากการนำเลขนัสเซิลท์ที่ได้วิเคราะห์จากผลการทดลองโดยใช้วิธี Wilson plot เปรียบเทียบกับเลขนัสเซิลท์จากการคำนวณด้วยสหพันธ์ของ Dittus-Boelter ในสมการที่ (11) ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดพบว่า เลขนัสเซิลท์จากผลการทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนมีค่าใกล้เคียงกับเลขนัสเซิลท์จากสหพันธ์ของ Dittus-Boelter ซึ่งมีค่าคลาดเคลื่อนประมาณ  $\pm 4\%$  ถือว่าเป็นความผิดพลาดที่สามารถยอมรับได้ในทางวิศวกรรม

### 5.1.2 ผลสอบเทียบตัวประกอบความเสียดทาน



ภาพที่ 4 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  ของท่อผิวเรียบ

ภาพที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์์ของท่อผิวเรียบที่ได้จากการทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนพบว่า ตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากการทดลองกับผลได้จากทฤษฎีค่ามีแนวโน้มค่อยๆ ลดลงเล็กน้อยตามเลขเรย์โนลด์์ที่เพิ่มขึ้นลักษณะของเส้นกราฟคล้ายคลึงกันมาก จากการนำตัวประกอบความเสียดทานที่ได้วิเคราะห์จากการทดลองของความดันสูญเสียของท่อเปรียบเทียบกับตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากการคำนวณตามสหพันธ์ของ Petukhov ในสมการที่ (12) ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด ซึ่งตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากการทดลองมีค่าใกล้เคียงกับผลการคำนวณที่ได้จากทฤษฎีของ Petukhov โดยมีคลาดเคลื่อนประมาณ  $\pm 8\%$  ทั่วไป

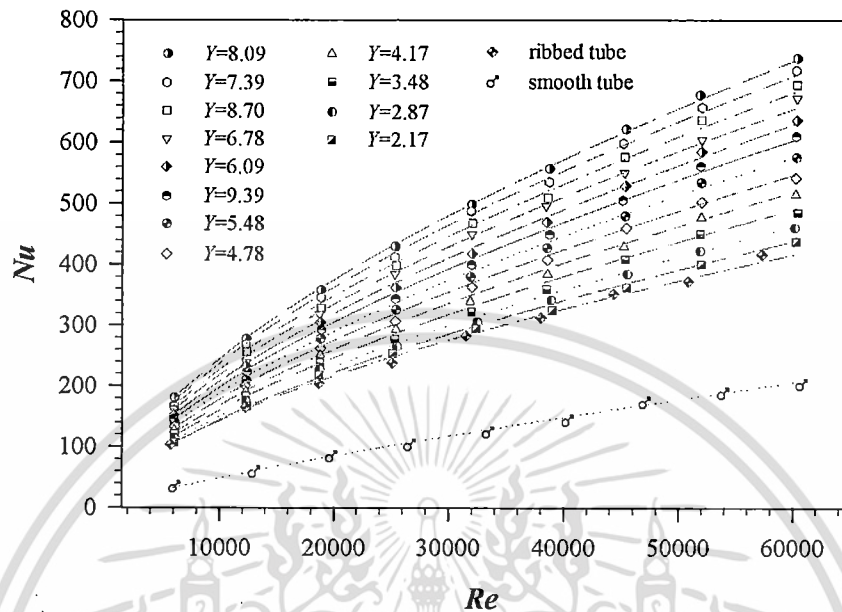
แล้วทั้งเลขนัสเซลล์ท์และตัวประกอบความเสียดทานที่เกิดขึ้นสำหรับการทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นยอมให้มีความคลาดเคลื่อนได้ไม่เกิน 10% ผลการทดลองที่ได้จากเครื่องมือวัด และวิธีการต่างๆ ในครั้งนี้มีแนวทางที่ถูกต้อง ไม่ขัดกับทฤษฎีและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกับทฤษฎี เชื่อว่าผลการทดลองที่ได้มีความน่าเชื่อถือมากพอสมควร

## 5.2 การถ่ายเทความร้อน

ผลของการถ่ายเทความร้อนในเทอมของเลขนัสเซลล์ท์ที่ได้จากการสอดใส่แผ่นบีดคู่ที่แผ่นบีดทั้งสองแผ่นบีดตามทิศทางของการเอียงของครีบเกลียวท่อ สำหรับใช้เป็นตัวสร้างกระแสการไหลหมุนวนคู่เพื่อศึกษาการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อผิวเกลียวที่อัตราส่วนความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.06 และอัตราส่วนระยะพิชซ์ของครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.27 ด้วยแผ่นบีดที่มีอัตราส่วนการบีดเท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39

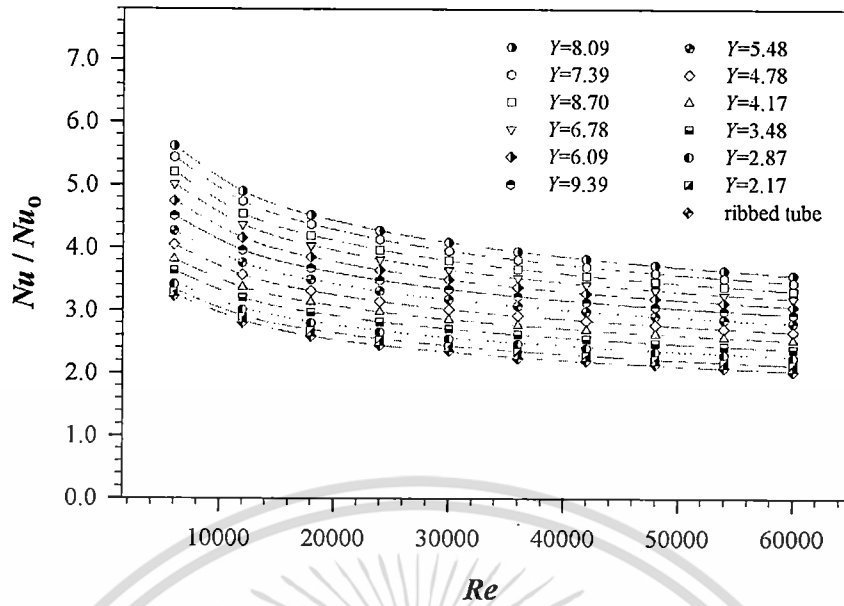
ในภาพที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลล์ท์กับเลขเรย์โนลด์์ของแผ่นบีดคู่ที่อัตราส่วนการบีดที่ค่าต่างๆ จากการทดลองพบว่า เลขนัสเซลล์ท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์์ที่เพิ่มขึ้น จากความปั่นป่วนของของไหลที่เพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์์มีค่าสูงขึ้น ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นนี้ยอมส่งผลกระทบต่อความสามารถของของไหลในการไหลเข้าไปสัมผัสกับผนังท่อและดึงความร้อนออกมาจากผนังท่อได้ดีขึ้นและส่งผลทำให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น จากกราฟพบว่าการใช้แผ่นบีดคู่ที่อัตราส่วนการบีดเท่ากับ 8.09 ให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์สูงที่สุดที่ทุกเลขเรย์โนลด์์ รองลงมาคือผลของท่อผิวเกลียวที่ใช้แผ่นบีดคู่ที่อัตราส่วนการบีดเท่ากับ 7.39, 8.70, 6.78, 6.09, 9.39, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87, 2.17 และท่อผิวเกลียว ส่วนท่อผิวเรียบให้ค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุดในช่วงเลขเรย์โนลด์์ต่างๆ โดยแผ่นบีดคู่ที่อัตราส่วนการบีดตามลำดับข้างต้นให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเกลียวโดยเฉลี่ย 75%, 69%, 63%, 56%, 49%, 43%, 36%, 29%, 22%, 16%, 9% และ 4% ตามลำดับ และหากนำไปเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบจะให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นในช่วง 256-461%, 245-444%, 232-420%, 219-401%, 206-374%, 194-351%, 180-327%, 166-305%, 152-282%, 138-263%, 124-241% และ 113-229% ตามลำดับ สาเหตุที่แผ่นบีดคู่ชนิดนี้มีค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำหรือมีเลขนัสเซลล์ท์ต่ำที่อัตราส่วนการบีดน้อยๆ และมีค่าเลขนัสเซลล์ท์เพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการบีดเพิ่มขึ้นจนถึงจุดหนึ่งค่ามีแนวโน้มเริ่มลดลงซึ่งเกิดจากกระแสการไหลหมุนวนคู่ในแนวแกนที่มีความหนาแน่นมากและไหลหมุนวนร่วมกับของไหลบริเวณผนังท่อ ทำให้ของไหลที่อยู่ติดกับผนังท่อไม่สามารถไหลเข้ามาผสมกันได้ดีเท่าที่ควร จึงทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ไม่เต็มที่ แต่เมื่ออัตราส่วนการบีดเริ่มเพิ่มสูงขึ้นการไหลหมุนวนคู่ก็เริ่มมีความหนาแน่นลดลงทำให้ของไหลที่อยู่บริเวณผนังท่อสามารถไหลขณะแรงต้านได้ดีขึ้นและไหลเข้ามาผสมกับของไหลที่อยู่ใจกลางท่อได้ง่ายขึ้นส่งผลทำให้ความร้อนถูกถ่ายเทได้ดีขึ้นเรื่อยๆ จนถึงจุดหนึ่งเมื่อกระแสการไหลหมุนวนคู่เริ่มเสื่อมสภาพลงของไหลบริเวณ

กลางท่อไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อได้น้อยลงจึงส่งผลให้มีแรงผลักดันของไหลบริเวณผนังท่อให้ไหลออกมาได้น้อยลงผลที่ตามมาคือ ค่าเลขนัสเซิลท์เริ่มมีแนวโน้มลดลง

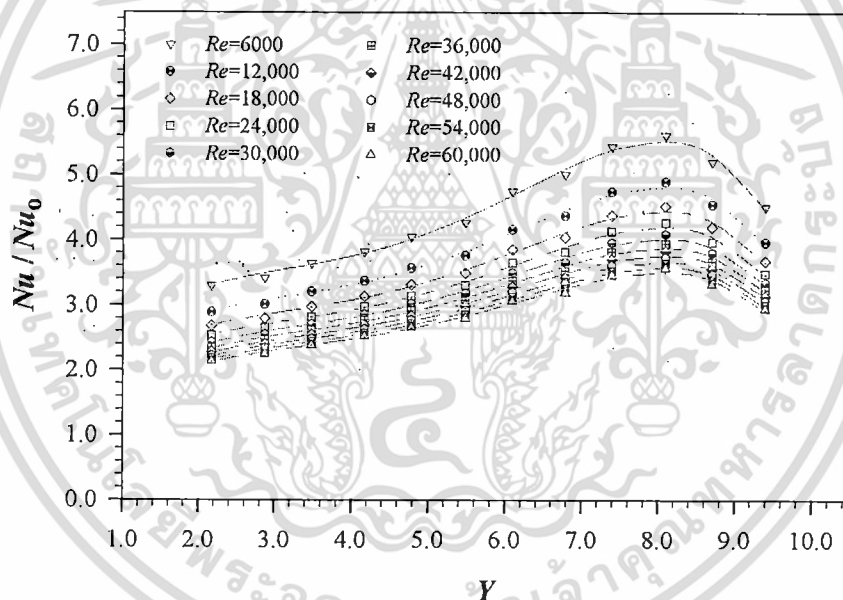


ภาพที่ 5 ความสัมพันธ์ของ  $Nu$  กับ  $Re$  ของแผ่นบิดคู่บิดตามครึ่งเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ

ภาพที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ของแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ จากการทดลองพบว่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ให้ค่าสูงสุดที่เลขเรย์โนลด์ต่ำสุดและค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้น แผ่นบิดคู่ที่มีอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 8.09 มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงที่สุด และรองลงมาเป็นของแผ่นบิดที่มีอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 7.39, 8.70, 6.78, 6.09, 9.39, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87 และ 2.17 ส่วนท่อผิวเกลียวมีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่ำที่สุด สำหรับแผ่นบิดคู่มีค่าในช่วงประมาณ 3.6-5.6 เท่า, 3.5-5.4 เท่า, 3.3-5.2 เท่า, 3.2-5.0 เท่า, 3.1-4.7 เท่า, 2.9-4.5 เท่า, 2.8-4.3 เท่า, 2.7-4.1 เท่า, 2.5-3.8 เท่า, 2.4-3.6 เท่า, 2.3-3.5 เท่า และ 2.1-3.3 เท่า ตามลำดับ หากพิจารณาเปรียบเทียบกับท่อผิวเกลียวพบว่าการสอดใส่แผ่นบิดคู่บิดตามครึ่งเกลียวท่อให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงกว่าเฉลี่ยประมาณ 4.7%, 10.4%, 16.1%, 22.5%, 29.4%, 36.3%, 50.1%, 56.9%, 70%, 75.7%, 63.2% และ 43.5% ตามลำดับสำหรับแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.17-9.39



ภาพที่ 6 การแปรเปลี่ยนของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  ของแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ



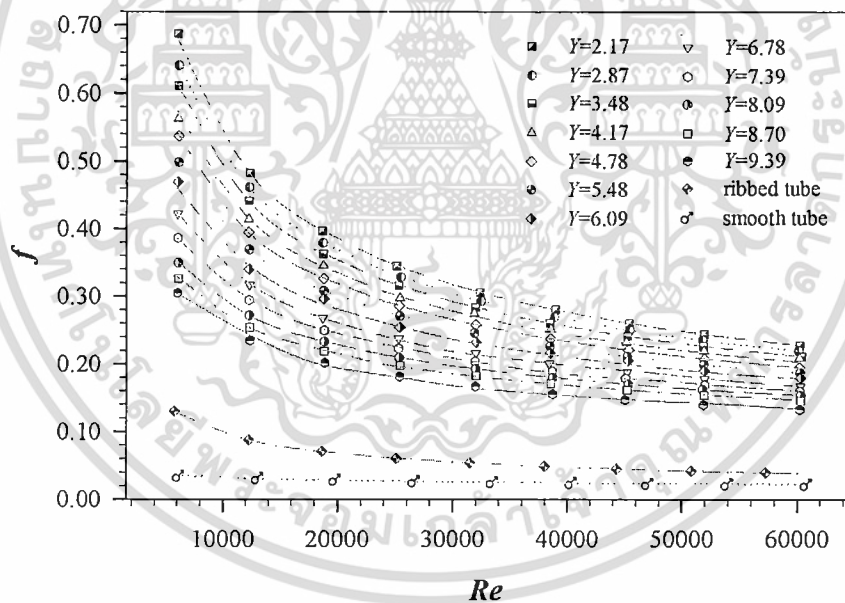
ภาพที่ 7 ความสัมพันธ์ของ  $Nu/Nu_0$  กับ  $Y$  ของแผ่นบิดคู่บิดตามครึ่งเกลียวทอที่เลขเรย์โนลด์ต่างๆ

ในภาพที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับอัตราส่วนการบิดของแผ่นบิดคู่ที่เลขเรย์โนลด์ต่างๆ จากการทดลองพบว่า แผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดต่ำจะให้อัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่ำและเริ่มมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนการบิดที่เพิ่มสูงขึ้นจนถึงอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 8.09 แล้วค่าจึงมีแนวโน้มลดลง ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ที่มีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนการบิดเท่า 8.09 และเกิดขึ้นอย่างนี้ที่ทุกเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 6000-60,000 ค่าสูงสุดของอัตราส่วนเลขนัสเซลท์เกิดขึ้นที่เลขเรย์โนลด์ต่ำสุดและเมื่อเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้นจะทำให้อัตราส่วนเลขนัสเซลท์ลดลงประมาณในช่วง 11.7-12.8%, 7.0-7.7%, 5.0-5.5%, 3.9-5.1%, 3.2-3.5%, 2.7-3.0%, 2.4-2.6%, 2.1-2.3% และ 1.9-2.1% ตามลำดับ

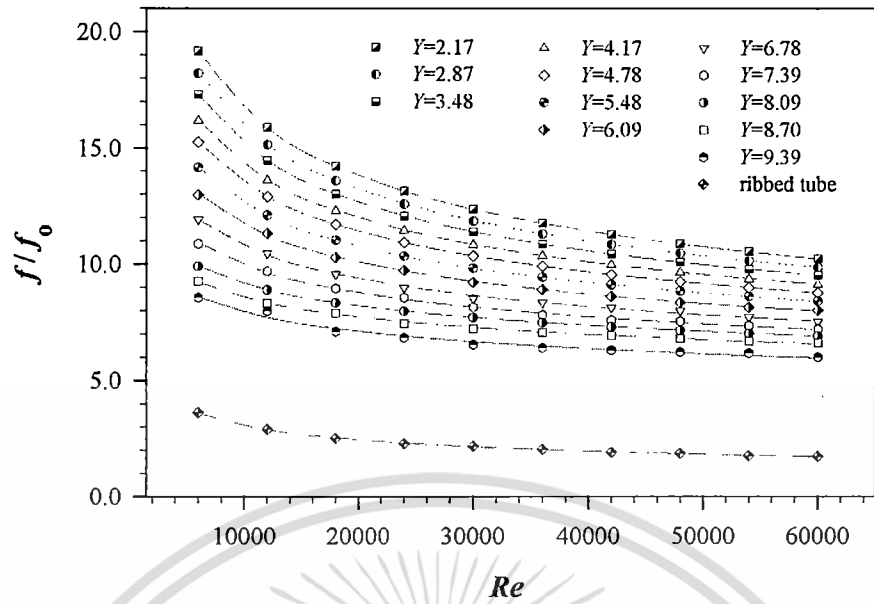
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 ตัวประกอบความเสียดทาน

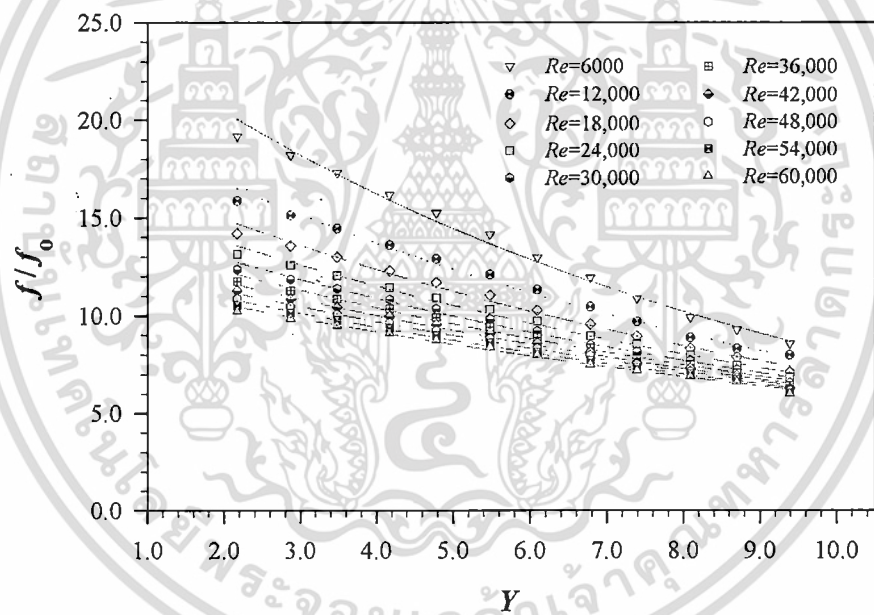
ตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นบิดคู่ที่เกิดจากการบิดตามครีบกเกลียวท่อด้วยอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ถูกแสดงในภาพที่ 8 จากภาพพบว่า ตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นบิดคู่ทุกอัตราส่วนการบิดค่ามีแนวโน้มลดลงตามเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่เลขเรย์โนลด์ต่ำสุด แผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดต่ำจะให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดสูงๆ เนื่องจากแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดต่ำๆ นั้นมีจำนวนลอนของการบิดและมุมปะทะของของไหลในแนวแกนมากกว่าแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดสูงๆ ดังนั้นของไหลจึงต้องอาศัยพลังงานที่สูงมากเพื่อผลักดันให้ของไหลไหลผ่านแผ่นบิดออกไปในการเอาชนะความฝืดที่เกิดขึ้นส่งผลทำให้ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงในอัตราส่วนการบิดต่ำๆ และมีค่าลดลงเมื่ออัตราการบิดเพิ่มขึ้น แผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 มีค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเกลียวโดยเฉลี่ยประมาณ 495%, 470%, 447%, 419%, 396%, 370%, 342%, 313%, 289%, 266%, 246% และ 217% ตามลำดับ



ภาพที่ 8 ความสัมพันธ์ของ  $f$  กับ  $Re$  ของแผ่นบิดคู่บิดตามครีบกเกลียวท่อที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ



ภาพที่ 9 ความสัมพันธ์ของ  $f/f_0$  กับ  $Re$  ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกัลยวท่ที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ



ภาพที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_0$  กับ  $Y$  ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกัลยวท่ที่เลขเรย์โนลด์์ ต่างๆ

ภาพที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ เทียบที่เลขเรย์โนลด์์เดียวกัน จากภาพปรากฏว่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นบิดคู่ทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงตามเลขเรย์โนลด์์ที่เพิ่มขึ้น แผ่นบิดคู่ที่มีอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.17 มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุด และลดลงมาตามอัตราส่วนการบิดที่เพิ่มขึ้นที่ 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09, 8.70 และ 9.39 ตามลำดับ สำหรับท่อผิวครีบกัลยวมีค่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่ำที่สุด แผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดในข้างต้นมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 10.2-19.2 เท่า, 9.9-18.2 เท่า, 9.5-17.3 เท่า, 9.1-16.2 เท่า, 8.8-15.2 เท่า, 8.4-14.2 เท่า, 8-13 เท่า,

7.5-11.9 เท่า, 7.2-10.9 เท่า, 6.9-9.9 เท่า, 6.6-9.3 เท่า และ 6.0-8.6 เท่า ตามลำดับ และมีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวครีบก่ียวโดยเฉลี่ยประมาณ 474%, 450%, 428%, 403%, 380%, 355%, 328%, 300%, 277%, 255%, 236% และ 208% ตามลำดับ

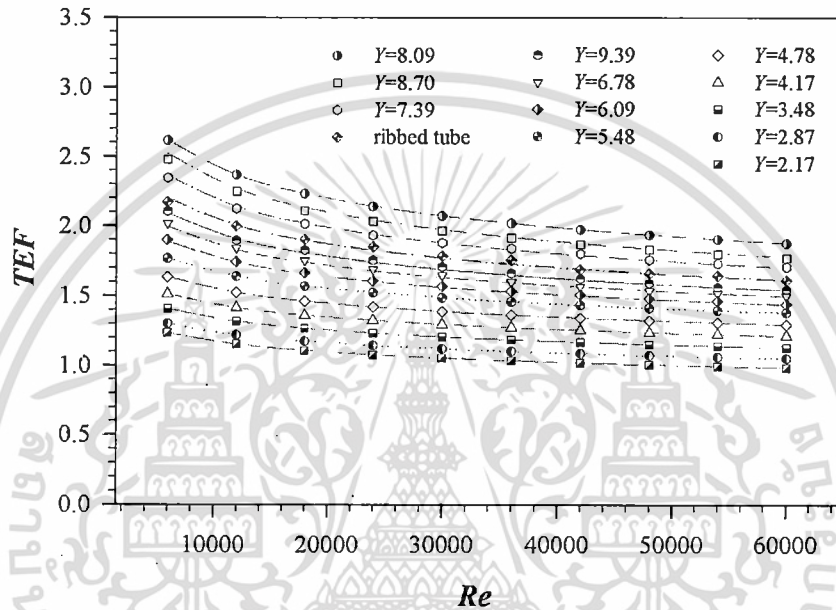
ภาพที่ 10 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกับอัตราส่วนการบิดที่เลขเรย์โนลด์ต่างๆ ตั้งแต่ 6000-60,000 จากกราฟพบว่า อัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายของแผ่นบิคคูมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ และมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราส่วนการบิดเพิ่มขึ้น อัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายมีผลน้อยมากต่อเลขเรย์โนลด์ที่ค่าสูงๆ และมีค่าน้อยที่สุดซึ่งเกิดขึ้นกับแผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 9.39 จากเลขเรย์โนลด์ 6000-60,000 อัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายมีค่าลดลงในช่วง 10.3-17.2%, 5.2-10.5%, 4.4-7.6%, 2.9-5.9%, 1.9-4.9%, 2.0-4.1%, 0.6-3.6%, 1.5-3.4% และ 1.4-2.8% ตามลำดับ

#### 5.4 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน

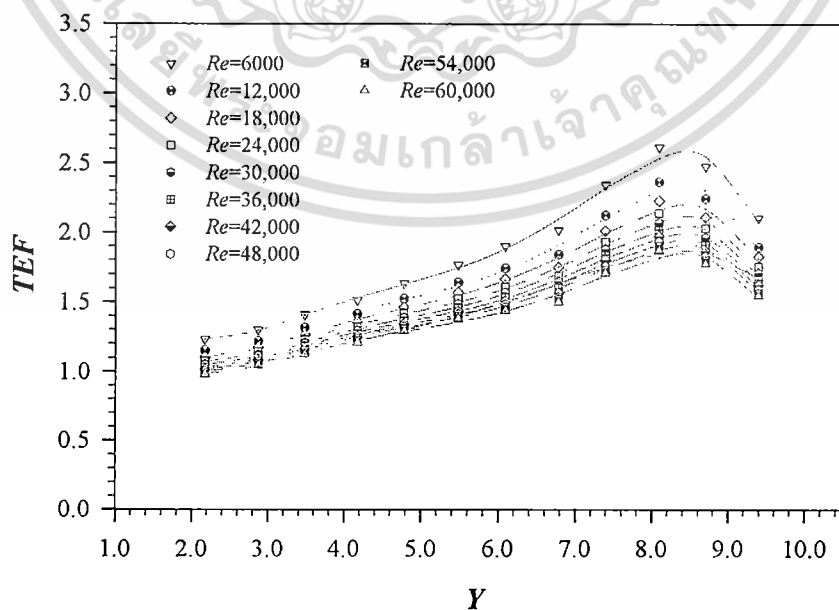
ภาพที่ 11 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ของแผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิดต่าง ๆ จากภาพกราฟพบว่า ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นและให้ค่าสูงสุดที่เลขเรย์โนลด์ต่ำสุด แผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 8.09, 8.70 และ 7.39 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าท่อผิวครีบก่ียวประมาณในช่วง 1.87-2.61, 1.77-2.52 และ 1.70-2.36 ตามลำดับ ส่วนแผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิด 9.39, 6.78, 6.09, 5.48, 4.78, 4.17, 3.48, 2.87 และ 2.17 มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าท่อผิวครีบก่ียวประมาณในช่วง 1.53-2.09, 1.49-2.00, 1.43-1.89, 1.38-1.76, 1.29-1.63, 1.21-1.51, 1.12-1.41, 1.05-1.30 และ 0.98-1.23 ตามลำดับ การใช้แผ่นบิคคูแบบบิดตามครีบก่ียวหรือไม่ได้ทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงหรือต่ำกว่าผลของท่อครีบก่ียวทั้งหมด แต่มีบางกรณีเท่านั้นที่สูงกว่าหรือต่ำกว่าอันเกิดจากผลของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายที่เพิ่มขึ้น ซึ่งเกิดขึ้นจริงตามสภาพของแผ่นบิคคูที่ใช้ทดสอบ

ภาพที่ 12 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนกับอัตราส่วนการบิดที่เลขเรย์โนลด์ 6000-60,000 จากภาพกราฟ พบว่าแนวโน้มของตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของแผ่นบิคคูมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนการบิดที่เพิ่มขึ้นจนไปถึงแผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 8.09 ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเริ่มลดลงตลอดช่วงเลขเรย์โนลด์ที่ทดลอง โดยแผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 8.09 จะให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุดตั้งแต่เลขเรย์โนลด์ 6000-60,000 และให้ค่าเท่ากับ 2.61, 2.36, 2.23, 2.14, 2.07, 2.02, 1.97, 1.93, 1.90 และ 1.87 ตามลำดับ ส่วนค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนน้อยสุดเกิดขึ้นที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.17 มีค่าเท่ากับ 1.23, 1.15, 1.10, 1.07, 1.05, 1.03, 1.02, 1.00, 0.99 และ 0.98 ตามลำดับ เหตุผลที่ทำให้แผ่นบิคคูที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 8.09 มีตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงสุด เนื่องจากแผ่นบิค

คู่แบบบิดตามครีบกเกลียวทอที่อัตราส่วนการบิดดังกล่าวให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดอื่นๆ ขณะที่ค่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานเกือบต่ำที่สุด เมื่อนำมาวิเคราะห์ร่วมกันแล้วจึงส่งผลทำให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุด ส่วนแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2.17 มีตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนต่ำที่สุด ซึ่งเป็นผลสืบเนื่องจากมีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่ำ แต่อัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุด สุดท้ายจึงส่งผลให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของแผ่นบิดคู่ที่อัตราส่วนการบิดเท่า 2.17 มีค่าต่ำที่สุด



ภาพที่ 11 ความสัมพันธ์ของ  $TEF$  กับ  $Re$  ของแผ่นบิดคู่บิดตามครีบกเกลียวทอที่อัตราส่วนการบิดต่างๆ



ภาพที่ 12 ความสัมพันธ์ของ  $TEF$  กับ  $Y$  ของแผ่นบิดคู่แบบบิดตามครีบกเกลียวทอที่เลขเรย์โนลด์ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6

### สรุปผลการทดลอง

การนำแผ่นบีดคูมาใช้งานร่วมกับท่อผิวครีบกเกลียวเพื่อพัฒนาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนให้มีค่าสูงขึ้นจากการใช้ท่อผิวครีบกเกลียวเพียงอย่างเดียว จากการใช้แผ่นบีดคูที่อัตราส่วนการบีดเท่ากับ 2.17-9.39 โดยมีลักษณะการบีดแบบบีดตามครีบกเกลียวท่อจากการทดลอง พบว่าแผ่นบีดคูแบบนี้ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจากท่อผิวครีบกเกลียวเฉลี่ยประมาณ 3.9-75% และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่อัตราส่วนการบีดเท่ากับ 8.09 ขณะที่ตัวประกอบความเสียดทานของการใช้แผ่นบีดคูแบบบีดตามการหมุนของครีบกเกลียวท่อมีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวครีบกเกลียวเฉลี่ยประมาณ 217-495% แต่ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าท่อผิวเกลียวแค่เพียง 3 อัตราส่วนการบีด คือแผ่นบีดคูที่อัตราส่วนการบีดเท่ากับ 7.39, 8.09 และ 8.70 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่าท่อผิวครีบกเกลียวเฉลี่ยประมาณ 6.1-17.3%

## บรรณานุกรม

- [1] Durmus, A., Durmus, A. and Esen, M. 2002. "Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Concentric Heat Exchanger with Snail Entrance." **Applied Thermal Engineering**. 22 : 321-332.
- [2] Yilmaz, M., Comakli, O., Yapici, S. and Sara, O.N. 2003. "Heat Transfer and Friction Characteristics in Decaying Swirl Flow Generated by Different Radial Guide Vane Swirl Generators." **Energy Conversion and Management**. 44 : 283-300.
- [3] Yakut, K. and Sahin, B. 2004. "The Effect of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators used for Heat Transfer Augmentation." **Applied Thermal Engineering**. 24 : 2427-2438.
- [4] Eiamsa-ard, S. and Promvongse, P. 2005. "Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly-Spaced Helical Tape Swirl Generators." **Solar Energy**. 78 : 483-494.
- [5] Sivashanmugam, P. and Suresh, S. 2007. "Experimental Study on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Turbulent Flow Through a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Helical Screw-Tape Inserts." **Applied Thermal Engineering**. 27 : 1311-1319.
- [6] Eiamsa-ard, S. and Promvongse, P. 2007. "Heat Transfer Characteristics in a Tube Fitted with Helical Screw-Tape with/without Core-Rod Inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34 : 176-185.
- [7] Tandiroglo, A. 2006. "Effect of Flow Geometry Parameter on Transient Heat Transfer for Turbulent Flow in a Circular Tube with Baffle Inserts." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 49 : 1559-1567.
- [8] Tijjng, L.D., Pak, B.C., Baek, B.J. and Lee, D.H. 2006. "A Study on Heat Transfer Enhancement Using Straight and Twisted Internal Fin Inserts." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 33 : 719-726.
- [9] Gul, H. and Evin, D. 2007. "Heat Transfer Enhancement in Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance." **International Journal of Thermal Sciences**. 46 : 1297-1303.
- [10] Pahlavanzadeh, H., Jafari Nasr, M.R. and Mozaffari, S.H. 2007. "Experimental Study of Thermo-Hydraulic and Fouling Performance of Enhanced Heat Exchangers." **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34 : 907-916.

- [11] Sarac, B.A. and Bali, T. 2007. "An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Decaying Swirl Flow Through a Circular Pipe with a Vortex Generator." **Experimental Thermal and Fluid Science**. 32 : 158-165.
- [12] Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O. and Altuntop, N. 2008. "Heat Transfer Enhancement in a Tube Using Circular Cross Sectional Rings Separated From Wall." **Applied Energy**. 85 : 988-1001.
- [13] Huang, Z.F., Nakayama, A., Yang, K., Yang, C. and Liu, W. 2010. "Enhancing Heat Transfer in the Core Flow by Using Porous Medium Insert in a Tube." **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 53 : 1164-1174.
- [14] Webb R. L., 1992. Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166-194.
- [15] Incropera F.P., Witt P.D., Bergman T.L., Lavine A.S., 2006. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5<sup>th</sup> Edition, John-Wiley & Sons.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ภาคผนวก

### บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

#### ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1. **Pongjet Promvonge, Somsak Pethkool, Monsak Pimsarn and Chinaruk Thianpong, P. 2012.**  
“Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts.”  
**International Communications in Heat and Mass Transfer. 39: 953-959.**

Impact factor = 1.892 (ที่มา: Journal Citation Reports, 2012)



Volume 39 Issue 7

August 2012

ISSN 0735-1933

# International Communications in **HEAT and MASS TRANSFER**

*Editor-in-Chief*  
W.J. MINKOWYCZ

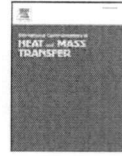
*Editors*  
A.R. BALAKRISHNAN, P. CHENG, R. GREIF, C.P. GRIGORAKIS, B. WEXLAND  
A.I. LEONTIEV, D.G. MARTYNIENKO, J.W. ROSE, I. RAINE, H. YOSHIDA



Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

SciVerse ScienceDirect

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts<sup>☆</sup>

Pongjet Promvonge<sup>\*</sup>, Somsak Pethkool, Monsak Pimsarn, Chinaruk Thianpong

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

### ARTICLE INFO

Available online 1 June 2012

**Keywords:**  
Compound heat transfer  
Friction factor  
Helical-ribbed tube  
Twisted tape  
Swirl flow

### ABSTRACT

Turbulent convective heat transfer characteristics in a helical-ribbed tube fitted with twin twisted tapes have been investigated experimentally. The experiment was carried out in a double tube heat exchanger using the helical-ribbed tube having a single rib height to tube diameter ratio,  $e/D_H = 0.06$  and rib-pitch to diameter ratio,  $P/D_H = 0.27$  as the tested section. The insertion of the double twisted tapes with twist ratio,  $Y$ , in the range of 2.17 to 9.39 is to create vortex flows inside the tube. The inserted ribbed tube is arranged in similar directions of the helical swirl of the twisted tape and the helical rib motion of the tube (called co-swirl). Effects of the co-swirl motion of the ribbed tube and the double twisted tapes with various twist ratios on heat transfer and friction characteristics are examined. The results obtained from the ribbed tube and the twin twisted tape insert are compared with those from the smooth tube and the ribbed tube acting alone. The experimental results reveal that the co-swirling inserted tube performs much better than the ribbed/smooth tube alone at a similar operating condition. The co-swirl tube at  $Y \approx 8$  yields the highest thermal performance at lower Reynolds number ( $Re$ ). In addition, the correlations of Nusselt number and friction factor as functions of  $Re$ ,  $Pr$  and  $Y$  are also proposed.

© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### 1. Introduction

Heat transfer enhancement techniques have been extensively developed to improve the thermal performance of heat exchanger systems with a view to reducing the size and cost of the systems. Swirl/vortex flow is the one of the enhancement techniques widely applied to heating/cooling systems in many engineering applications. The vortex flows can be classified into two types: continuous swirl and decaying swirl flows. The former represents the swirling motion that persists over the entire length of the duct for example helical/twisted tape [1–5] and coiled wires inserts [6,7] while the latter means the swirl created at the duct entrance and then decays along the flow path [8] such as the tangential injection, the rib/baffle and the winglet vortex generators [9–13].

Several compound heat transfer enhancement techniques have been explored for better performance than the individual technique [14–18]. Among them, a combination of the modified tube and twisted tapes has been recommended for its high heat transfer enhancement. The reason behind the efficient heat transfer is the synergy of the swirl flow acted by twisted tape and further disturbance of the flow induced by various modified tubes such as three-dimensional internal extended surfaces, a converging-diverging tube, ducts with internal transverse rib, dimpled tube, single start spirally corrugated/ribbed

tube, and microfin tube [19–30]. In general, a twisted tape acts as the swirl generator, promoting the flow turbulence and extending residence time of fluid flow in the tube, and thus leading to efficient disruption of thermal boundary layer. The tube with modified surfaces is usually used as the turbulence promoter (turbulator) near the tube wall for improvement of mixing the fluid in thermal sub-layer and redeveloped the velocity/thermal boundary layer. The research works on the performance of compound enhancement devices consisting of the modified tube and the twisted tape have been extensively reported as discussed below.

Liao and Xin [17] investigated the heat transfer characteristics in tubes with three-dimensional internal extended surfaces combined with copper continuous or segmented twisted-tape inserts using various working fluids (water, ethylene glycol, and ISO VG46 turbine). The average Stanton number and the friction factor of laminar flow of the VG46 turbine oil in a tube with 3D internal extended surfaces and twisted-tape inserts by a factor of 5.8 and 6.5 above that of the smooth tube were reported, respectively. Promvonge and Eiamsa-ard [18] experimentally studied the heat transfer in a tube with both conical-rings and twisted tape and the heat transfer enhanced by the compound devices was as high as 3.7-fold over the plain tube. Mengna et al. [19] reported the effect of a converging-diverging tube inserted with evenly spaced twisted-tapes on thermal behaviors, and the compound devices offered the thermal performance up to 1.21. Pramanik and Saha [20] investigated the heat transfer characteristics of laminar oil flow through rectangular and square ducts with internal transverse ribs on two opposite walls

<sup>☆</sup> Communicated by W.J. Minkowycz.

<sup>\*</sup> Corresponding author.

E-mail address: [kppongje@kmitl.ac.th](mailto:kppongje@kmitl.ac.th) (P. Promvonge).

### Nomenclature

$A$	surface area of test tube, $m^2$
$c_p$	specific heat at constant pressure, $J/kg\ K$
$D$	smooth tube diameter, $m$
$D_H$	mean helical-ribbed tube diameter, $m$
$e$	rib height, $m$
$f$	friction factor
$h$	convective heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
$k$	thermal conductivity, $W/m\ K$
$L$	length of tube, $m$
$\dot{m}$	mass flow rate, $kg/s$
$Nu$	Nusselt number
$P$	ribbed pitch, $m$
$Pr$	Prandtl number
$Q$	heat transfer rate, $W$
$Re$	Reynolds number
$T$	temperature, $^{\circ}C$
$U$	overall heat transfer coefficient, $W/m^2\ K$
$\bar{U}$	mean velocity in tube, $m/s$
$W$	width of tape, $m$
$y$	twist length of tape, $m$
$Y$	twist ratio, $y/W$
$\delta$	tape thickness, $mm$
$\rho$	density, $kg/m^3$
$\mu$	dynamic viscosity, $kg/m\ s$

### Subscripts

ave	average
c	cold
h	hot
i	inner
in	inlet
o	outer
out	outlet
0	smooth
w	water

combined with twisted tapes having full length, short length, and regularly spaced types. Better performance for the ribs together with the full-length twisted tape than either ribs or twisted tapes acting alone was reported. Zimparov [21,22] presented the influence of a single/three start spirally corrugated tube fitted with twisted tape on heat transfer characteristics for different height to diameter ratios and relative pitches. The thermodynamic optimum defined by minimizing the entropy generation number was also analyzed.

Bharadwaj et al. [23] studied the thermal behaviors in a 75-start spirally grooved tube with twisted tape insert in laminar to fully turbulent regions and found that the heat transfer rates of the spirally grooved tube fitted with twisted tape were improved considerably in laminar and moderately in turbulent regions. Al-Fahed et al. [24] presented the heat transfer coefficients of micro-fin tube with twisted-tape in a single shell-and-tube heat exchanger for a laminar flow region and showed that the tight-fit tape yields better thermal performance than the loose-fit one while the microfin tube is not suitable to be used in laminar region. Thianpong et al. [25] experimentally examined the thermal and friction characteristics in a dimpled tube equipped with twisted tape in a turbulent flow region. They showed that the heat transfer coefficient and friction factor of the dimpled tube with twisted tape insert are higher than those of the dimple tube/plain tube alone. Effects of the compound devices consisting of the uniform wire coils and twisted tape on the heat transfer, friction and thermal performance were investigated by

Promvong [26]. The heat transfer and thermal performance from the compound devices were found to be much higher than those from the single twisted tape or wire coil device. Eiamsa-ard et al. [27] studied the thermal behaviors in a tube fitted with compound devices comprising the twisted tape and constant/periodically varying wire coil pitch ratios as (1) D-coil (decreasing coil pitch ratio) and (2) DI-coil (decreasing/increasing coil pitch ratio). The thermal performance from the DI-coil devices was better than that from the D-coil ones. Naphon and Sriromrui [28] reported thermal behaviors in a double tube heat exchanger using micro-fin tube fitted with coiled wire and found that using the compound devices is superior to the single one. Again, Naphon et al. [29] indicated that the helical ribbed tube provided considerably higher thermal performance than the smooth tube. Wang et al. [30] showed the heat transfer coefficient of the carbon steel spirally fluted tube for replacing the copper smooth tube normally used in high pressure pre-heaters for power plants is greater than that of the carbon steel smooth tube. Recently, Pethkool et al. [31] studied the turbulent heat transfer in helical-ribbed tubes which provided considerably higher thermal performance than the smooth tube, especially at high rib depth and pitch.

Several modified tubes in the literature review above have been utilized together with twisted tapes as compound devices for the heat transfer augmentation in heat exchanger systems. However, to our best knowledge, a combination of helical-ribbed tube and a twin twisted tape pair has rarely been reported in the literature. In the current work, the helical-ribbed tube and the double twisted tapes are employed in a double tube heat exchanger where the tape pair is acted as the swirl/vortex generator [32–36]. The vortex flows created by the twisted tape pair are expected to wash up the recirculating flow trapped in the inter-rib cavity, leading to rapid mixing of the flow between the core and the near-wall. Effects of twist ratio of the tape pair with co-swirl arrangement in the ribbed tube on heat transfer and friction factor characteristics are investigated. The experiments are conducted in the turbulent regime for Reynolds number from 6000 to 60,000 using water as the test fluid.

## 2. Experimental setup

Fig. 1 presents the schematic diagram of the experimental system of a concentric tube heat exchanger. The concentric tube heat exchanger was consisted of two concentric tubes; the inner tube (smooth tube or helical-ribbed tube) for the hot water flow and the outer tube for the cold water flow. Copper and steel tubes were employed for the inner and outer tubes, respectively. The diameters of the inner and outer tubes were 23 mm and 46 mm respectively. All tubes used were 1500 mm long and 1.5 mm thick. The helical-ribbed tube (inner tube) was formed at a rib-height to diameter ratio ( $e/D_H=0.06$ ) and pitch ratio ( $P/D_H=0.27$ ). The outer tube surface is well covered with insulation to prevent heat leakage to surroundings. All twisted tapes were made of 1 mm thick aluminum sheet with 11.5 mm width and 1500 mm length in which the twin tape was inserted into the ribbed tube with similar helical swirl motions between the twisted tape pair and the helical-ribbed tube (co-swirl). Twisted tapes were formed with twelve different twist ratios, ( $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09$  and  $9.39$ ). More details of tape geometry and test conditions are listed in Table 1. The photograph of the helical-ribbed tube with twisted tape pair inserts is shown in Fig. 2.

In the experiments, water tank was filled with cold water and then the water in the tank was pumped to a boiler and heated until the temperature reached  $70\ ^{\circ}C$ . Then, the control valve was opened and the hot water flowed through an inner tube while the cold water (temperature  $-25\ ^{\circ}C$ ) from the chilled water unit was counter flowed through the annulus. Temperatures of the inlet and outlet of the cold and the hot waters were recorded at steady state by a data logger, and the pressure drop across the test tube was measured through two static pressure taps, installed on the top wall of the tube by using

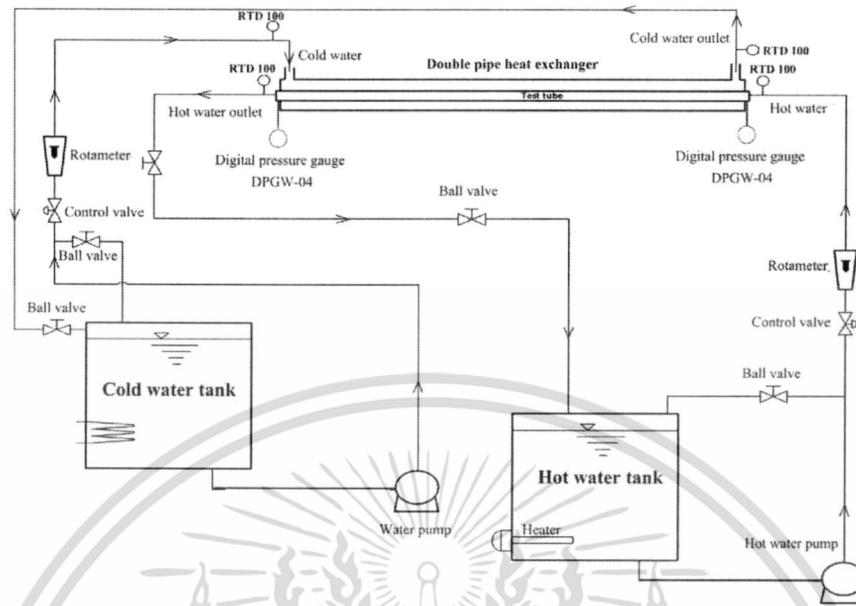


Fig. 1. Schematic diagram of experimental facility.

two digital pressure gages. The inlet and outlet temperatures of the water were taken using the RTD-type thermocouples, located at the hot water inlet and the outlet, respectively. Experiments were carried out for the Reynolds number ( $Re$ ) of about 6000 to 60,000, based on the tube diameter.

3. Data processing

The average Nusselt number ( $Nu$ ) and the friction factor ( $f$ ) are based on the inner diameter of the test tube. Heat absorbed by the cold water in the annulus,  $Q_c$  can be expressed as

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,w} (T_{c,out} - T_{c,in}) \tag{1}$$

where  $\dot{m}_c$  is the mass flow rate of cold water,  $c_{p,w}$  is the specific heat of water, and  $T_{c,in}$  and  $T_{c,out}$  are the inlet and outlet cold water temperatures, respectively. The heat supplied from the hot water,  $Q_h$  can be written as

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,w} (T_{h,out} - T_{h,in}) \tag{2}$$

where  $\dot{m}_h$  is the hot water mass flow rate, and  $T_{h,in}$  and  $T_{h,out}$  are the inlet and outlet hot water temperatures, respectively. The heat supplied by the hot fluid into the test tube is found to be 2% to 5% higher than the heat absorbed by the cold fluid for thermal equilibrium due to convection and radiation heat losses from the test section to surroundings. Thus, the average value of heat transfer rate, supplied

Table 1  
Details on twisted tape geometry and tested conditions.

<i>Helical-ribbed tube</i>	
Material	Copper
Inner tube diameter ( $D$ )	23 mm
Outer tube diameter	26 mm
Mean inner ribbed tube diameter ( $D_{in}$ )	24.5 mm
rib-height and -pitch to diameter ratio ( $e/D_{in}$ , $P/D_{in}$ )	0.06 and 0.27
<i>Twisted tape</i>	
Material	Aluminum sheet
Tape thickness ( $\delta$ ) and width ( $W$ )	1 mm and 11.5 mm
Twist length ( $y$ )	25, 33, 40, 48, 55, 63, 70, 78, 85, 93, 100 and 108 mm
Twist ratio ( $Y = y/W$ )	2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09 and 9.39
Tape arrangement	Co-swirl with helical rib motion
<i>Test conditions</i>	
Working fluid	Water
Reynolds number	6000 to 60,000
Inlet temperature of the hot tube	70 °C
Inlet temperature of the cold tube	25 °C

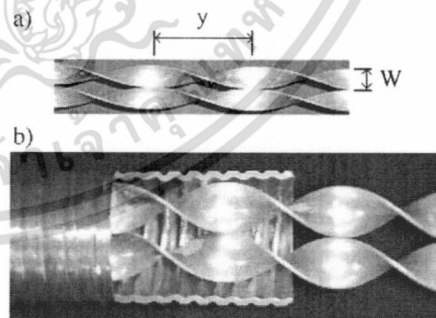


Fig. 2. Details of (a) double twisted tapes and (b) helical-ribbed tube with double twisted tape insert.

and absorbed by both fluids, is taken for internal convective heat transfer coefficient calculation.

$$Q_{ave} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \tag{3}$$

For fluid flows in a concentric tube heat exchanger, the heat transfer coefficient ( $h_i$ ) is calculated from

$$Q_{ave} = UA_i \Delta T_{LM} \tag{4}$$

where

$$A_i = \pi D_i L \tag{5}$$

In the experiments, the tube-wall temperature was not measured directly. Heat transfer coefficient ( $h_i$ ) is determined from the overall heat transfer coefficient as shown below

$$1/U = 1/h_i + A_i \ln(D_o - D_i) / 2\pi k L + A_i / A_o h_o + R_f \tag{6}$$

When the last three terms on the right-hand side of Eq. (6) were kept constant and set to  $C_1$ , then Eq. (6) can be re-written as

$$1/U = 1/h_i + C_1 \tag{7}$$

the heat transfer coefficient is related to Re as

$$h_i = C Re^m \tag{8}$$

where  $C$  and  $m$  stand for constant and power index values  
Substituting Eq. (8) into Eq. (7) yields

$$1/U = (1/C) Re^{-m} + C_1 = a Re^{-m} + C_1 \tag{9}$$

Eq. (9) implies that the plot between  $1/U$  and  $Re^{-m}$  is a straight line with its slope of  $a$  and intercept at  $C_1$  in Y-axis ( $1/U$ ). Rearranging Eq. (9) yields

$$h_i = 1 / (1/U - C_1) \tag{10}$$

Then Nu can be calculated by

$$Nu = h_i D_H / k \tag{11}$$

The local thermal conductivity ( $k$ ) of the fluid is calculated from the fluid properties at the local mean bulk fluid temperature. The Re is based on the flow rate at the inlet of the test section.

$$Re = \rho \bar{U} D_H / \mu \tag{12}$$

where  $\mu$  is the dynamic viscosity of the working fluid.

Friction factor ( $f$ ) can be written as

$$f = 2 D_H \Delta P / (L \rho \bar{U}^2) \tag{13}$$

in which  $\bar{U}$  is mean velocity in the tube. All of the thermo-physical properties of water are determined at the overall bulk water temperature.

To assess the practical use of the enhanced tube, the performance of the enhanced tube is evaluated relatively to the smooth tube at an identical pumping power in the form of thermal performance enhancement factor (TEF) which can be expressed as

$$TEF = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \tag{14}$$

#### 4. Results and discussion

In this section, the effects of the compound devices consisting of the helical-ribbed tube with double twisted tape insert in co-swirl arrangements on the heat transfer (in the form of Nu),  $f$  and TEF are presented. The experimental results of the compound devices are reported along with those of the ribbed tube and smooth tube acting alone, over the Re mentioned earlier.

##### 4.1. Verification in smooth tube

Firstly, the present results from the smooth tube and the experimental facility are validated by comparing the heat transfer rate and pressure drop behaviors in terms of Nu and  $f$  with those from the published correlations including the Dittus-Boelter correlation for Nu and Petukhov correlation for  $f$  [37] as depicted in Fig. 3a and b, respectively. Apparently, the present data for the smooth tube agree well with those from the correlations within  $\pm 4\%$  for Nu and  $\pm 8\%$  for  $f$ . Therefore, the Nusselt number ( $Nu_0$ ) and friction factor ( $f_0$ ) of the smooth tube will be used to normalize Nu and  $f$  obtained from the ribbed tube with/without twin twisted tape insert.

##### 4.2. Effect of ribbed tube and twisted tape

The effect of the helical-ribbed tubes fitted with twin twisted tapes on the heat transfer rate in the form of Nu and Nu/Nu<sub>0</sub> ratio is displayed in Fig. 4a and b, respectively and the result is compared with that from the ribbed tube/smooth tube acting alone. It can be observed in the figure that the Nu increases with the rise in Re while the Nu/Nu<sub>0</sub> shows an opposite trend for all cases. At a similar operating

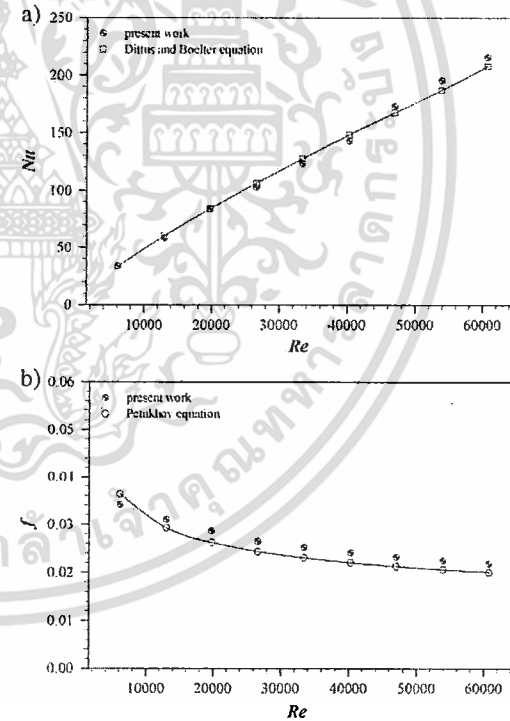


Fig. 3. Verification of (a) Nu and (b)  $f$  for smooth tube.

condition, the ribbed tube in common with the twin twisted tape yields higher heat transfer rate than the ribbed tube acting alone or the smooth tube. Depending on the  $Re$  and  $Y$  values, the  $Nu$  obtained from the inserted ribbed-tube is, respectively, larger than that from the ribbed tube alone and the smooth tube at about 4% to 75% and 150% to 320%. The better performance of the inserted ribbed-tube can be attributed to the consequence of combined actions including a swirl flow created by the twisted tape and an additional flow disturbance by the modified surface of the ribbed tube, leading to a more effectiveness in disruption of the boundary layer compared to those caused by the individual device.

The variations of the  $f$  and the  $f/f_0$  ratio of the inserted ribbed tube including those of the ribbed tube alone and the smooth tube with  $Re$  are depicted in Fig. 5a and b, respectively. It is visible that both the  $f$  and  $f/f_0$  tend to decrease with the increase of  $Re$ , for all cases. Similar to the  $Nu$  trends, the  $f$  from the inserted ribbed-tube is considerably higher than that from the ribbed tube alone or smooth tube at a given  $Re$ . The  $f$  of the inserted ribbed-tube is found to be approximately 1.7–3.6 times over the ribbed tube alone and to be about 6.0–19.2 times the smooth tube, depending on the  $Re$  and  $Y$  values. However, the  $f$  of the ribbed tube alone is around 77% to 207% above that of the smooth tube.

The TEF calculated from Eq. (14) against the  $Re$  is portrayed in Fig. 6. In the figure, the TEF tends to decrease with the increase in  $Re$ . The maximum and minimum TEF values of the co-swirling inserted tube are, respectively, found to be about 2.6 and 1.9 at the lowest and highest  $Re$  values, respectively. The TEF of the ribbed tube alone is around 1.6 to 2.2, depending on  $Re$ . This indicates that the use of the inserted ribbed-tube is advantageous in view point of energy saving at lower  $Re$ . It is also seen that the TEF values are all

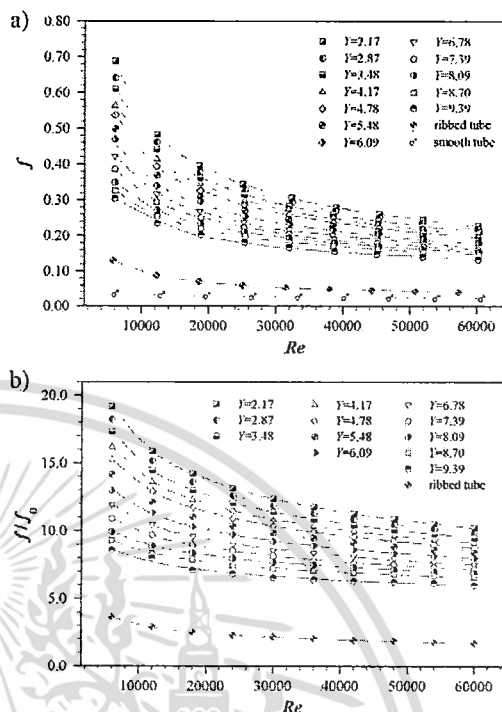


Fig. 5. Effect of ribbed tube and twisted tape on (a)  $f$  and (b)  $f/f_0$ .

much higher than unity, signifying the superior performance of the compound devices over the smooth tube.

#### 4.3. Effect of twist ratio

The effect of twelve twist ratios ( $Y=2.17, 2.87, 3.48, 4.17, 4.78, 5.48, 6.09, 6.78, 7.39, 8.09$  and  $9.39$ ) on the  $Nu/Nu_0$  and  $f/f_0$  in the inserted ribbed-tube is displayed in Fig. 7a and b, respectively. It is seen that the  $Nu/Nu_0$  of the co-swirl inserted tube increases with increasing the twist ratio until  $Y=8.09$  and then tends to decrease abruptly. The co-swirl inserted tube provides the highest Nusselt

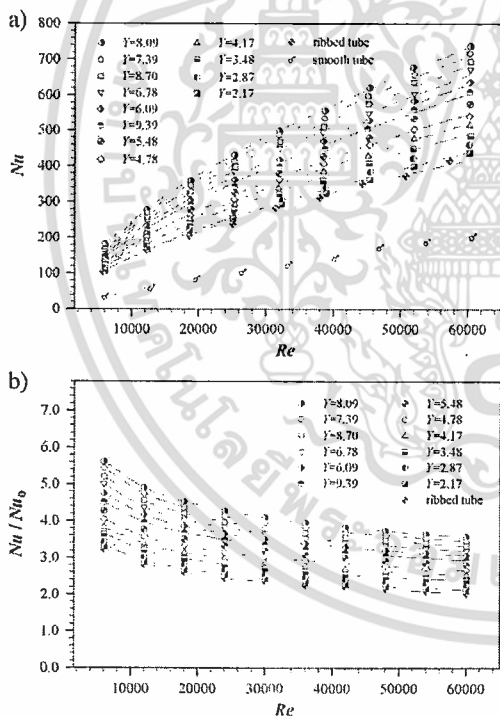


Fig. 4. Effects of ribbed tube and twisted tape on (a)  $Nu$  and (b)  $Nu/Nu_0$ .

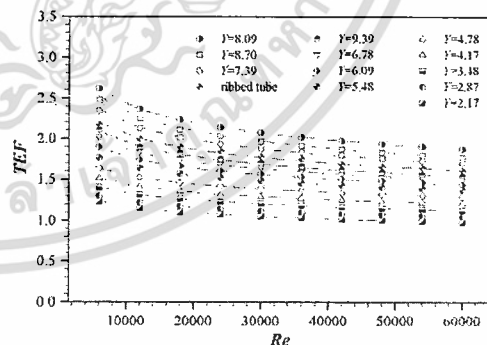


Fig. 6. Effect of ribbed tube and twisted tape on TEF.

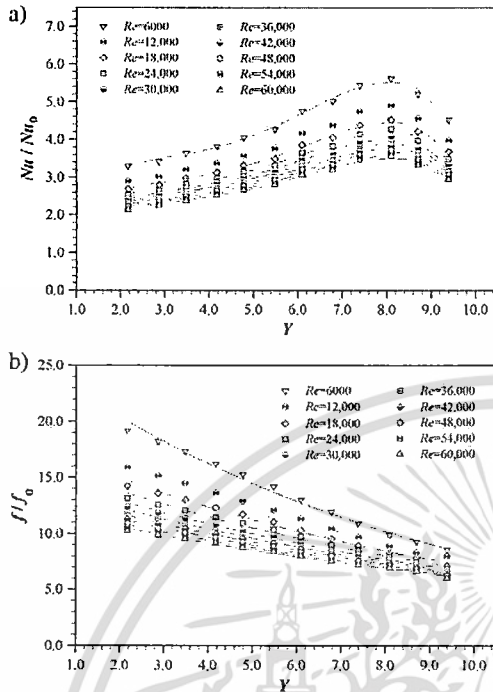


Fig. 7. Effect of  $Y$  on (a)  $Nu/Nu_0$  and (b)  $f/f_0$ .

number for  $Y=8.09$  but the lowest for  $Y=2.17$  at higher  $Re$ . It is worth noting that the twist ratio of about 8 should be applied to the co-swirl inserted tube to obtain the maximum  $Nu$  while the use of smaller twist ratio must be avoided. Fig. 8b shows the effect of the twist ratio ( $Y$ ) on the  $f/f_0$  in the co-swirl inserted tube. It can be observed in the figure that the  $f/f_0$  decreases almost linearly with increasing the twist ratio. This implies that the use of larger twist ratio ( $Y$ ) can help to reduce considerably the pressure loss but increase the  $Nu$  until  $Y=8.09$ . The optimal twist ratio of the twin twisted tapes is around 8 for the co-swirl ribbed-tube.

Effect of the twist ratio on the TEF in the inserted ribbed-tube is presented in Fig. 8. As seen in the figure, the TEF tends to increase

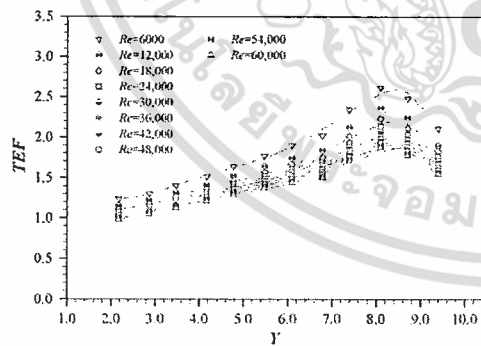


Fig. 8. Effect of  $Y$  on TEF.

consistently with the increment of the twist ratio till  $Y=8$  and then reduces rapidly for larger  $Y$  values. Also, it should be noted that the TEF is more sensitive to both the  $Re$  and  $Y$  values.

4.4. Empirical correlations

The fitted values of the  $Nu$ , and  $f$  are correlated to become the empirical correlations as shown below in Eqs. (15) and (16), respectively. The fitted values from the  $Nu$  and  $f$  correlations are found to be within  $\pm 10\%$  and  $\pm 11\%$  with the measured data, respectively.

The empirical correlations developed for the co-swirl ribbed-tube with double twisted tapes are

$$Nu = 0.238 Re^{0.627} Pr^{0.3} (Y)^{0.346} \tag{15}$$

$$f = 31.675 Re^{-0.4} (Y)^{-0.458} \tag{16}$$

5. Conclusions

Thermal characteristics in a helical-ribbed tube fitted with twin twisted-tapes in co-swirl arrangement are presented in the present study. The work has been conducted in the turbulent flow regime,  $Re$  from 6000 to 60,000 using water as the test fluid. The findings of the work can be drawn as follows:

1. For the inserted ribbed tube, the  $Nu$  tends to increase with the rise in  $Re$  while the  $f$  and TEF give the opposite trends.
2. The TEF obtained from the inserted ribbed tube is found to be much higher than unity.
3. The compound enhancement devices of the helical-ribbed tube and the twin twisted tapes show a considerable improvement of heat transfer rate and thermal performance relative to the smooth tube and the helical-ribbed tube acting alone, depending on twist ratios.
4. The co-swirl tube yields higher  $Nu$  and  $f$  than the ribbed tube at higher twist ratio. The maximum TEF is obtained for the co-swirl tube at  $Y \approx 8$ .

Acknowledgements

The first author gratefully acknowledges the financial support by the Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMUTL).

References

- [1] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Promvongse, Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (10) (2006) 1225–1233.
- [2] S. Eiamsa-ard, P. Promvongse, Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2) (2007) 176–185.
- [3] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong, P. Promvongse, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double-pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 120–129.
- [4] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvongse, Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 365–371.
- [5] S. Eiamsa-ard, P. Promvongse, Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 1364–1372.
- [6] P. Promvongse, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management* 49 (5) (2008) 980–987.
- [7] P. Promvongse, Thermal enhancement in a round tube with snail entry and coiled-wire inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 623–629.
- [8] P. Promvongse, S. Eiamsa-ard, Heat transfer augmentation in a circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry, *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007) 332–340.

- [9] P. Promvonge, C. Thianpong, Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 1327–1334.
- [10] S. Sripattanapipat, P. Promvonge, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 32–38.
- [11] T. Chompookham, C. Thianpong, S. Kwankaomeng, P. Promvonge, Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 163–169.
- [12] P. Promvonge, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators, *Energy Conversion and Management* 51 (6) (2010) 1242–1249.
- [13] S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Influence of double-sided delta-wing tape insert with alternate-axes on flow and heat transfer characteristics in a heat exchanger tube, *Chinese Journal of Chemical Engineering* 19 (3) (2011) 410–423.
- [14] M. Rahimi, S.R. Shabani, A.A. Alsaifi, Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 48 (2009) 762–770.
- [15] P. Sivashanmugam, S. Suresh, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 46 (2007) 1292–1298.
- [16] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, K. Wongcharee, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010) 711–719.
- [17] Q. Liao, M.D. Xin, Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted-tape inserts, *Chemical Engineering Journal* 78 (2000) 95–105.
- [18] P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 849–859.
- [19] H. Mengna, D. Xianhe, H. Kuo, L. Zhiwu, Compound heat transfer enhancement of a converging-diverging tube with evenly spaced twisted-tapes, *Chinese Journal of Chemical Engineering* 15 (2007) 814–820.
- [20] D. Pramanik, S.K. Saha, Thermohydraulics of laminar flow through rectangular and square ducts with transverse ribs and twisted tapes, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME* 128 (2006) 1070–1080.
- [21] V. Zimparov, Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 551–574.
- [22] V. Zimparov, Enhancement of heat transfer by a combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science* 25 (2002) 535–546.
- [23] P. Bharadwaj, A.D. Khondje, A.W. Date, Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (7–8) (2009) 1938–1944.
- [24] S. Al-Fahed, L.M. Chamra, W. Chakroun, Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminar flow, *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1998) 323–333.
- [25] C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 696–704.
- [26] P. Promvonge, Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 2949–2955.
- [27] S. Eiamsa-ard, P. Nivesrangan, S. Chokphoomphun, P. Promvonge, Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 849–859.
- [28] P. Naphon, P. Sriromrulin, Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (2006) 176–183.
- [29] P. Naphon, M. Nuchjapo, J. Kurujareon, Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib, *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 3031–3044.
- [30] L. Wang, D.W. Sun, P. Liang, L. Zhuang, Y. Tan, Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters, *Energy Conversion and Management* 41 (2000) 993–1005.
- [31] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, P. Promvonge, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38 (2011) 340–347.
- [32] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 39–46.
- [33] S. Jaisankar, T.K. Radhakrishnan, K.N. Sheeba, S. Suresh, Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosiphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of left-right twisted tapes, *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 2638–2649.
- [34] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Sripattanapipat, 3-D Numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 947–955.
- [35] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (1) (2010) 53–62.
- [36] S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1673–1682.
- [37] F.P. Incropera, P.D. Witt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John-Wiley & Sons, 2005.

## ประวัติผู้วิจัย

### ประวัติส่วนตัว

ชื่อ-สกุล นายพงษ์เจต พรหมวงศ์

เพศ  ชาย  หญิง วันเดือนปีเกิด.....อายุ.....ปี

สถานภาพ  โสด  สมรส

ตำแหน่งปัจจุบัน

### ประวัติการศึกษา

ชื่อย่อปริญญา	สาขา	สถาบันที่จบ	ปีที่จบ
วศ.บ.	วิศวกรรมเครื่องกล	มหาวิทยาลัยขอนแก่น	
วศ.ม.	วิศวกรรมเครื่องกล	จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย	
MSc.	Mechanical Engineering	Imperial College of Science & Technology, U. of London	
Ph.D.	Mechanical Engineering	Imperial College of Science & Technology, U. of London	

สาขาวิจัยที่มีความชำนาญพิเศษ (แตกต่างจากวุฒิการศึกษา)

รางวัลด้านวิชาการ/ด้านวิจัย/งานสร้างสรรค์ (ด้านศิลปะ หรืออื่นๆ) ที่ได้รับ

ปี พ.ศ.	ชื่อรางวัล	สถาบันที่ให้

ทุนการศึกษาและทุนวิจัยที่เคยได้รับ

ปี พ.ศ.	ทุนการศึกษาและทุนวิจัย	สถาบันที่ให้
2534	ทุน Colombo	สหราชอาณาจักร(อังกฤษ) ผ่าน British Council

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และแจ้งอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ผลงานวิจัย/งานสร้างสรรค์

### ผลงานวิจัย/งานสร้างสรรค์ที่ตีพิมพ์เผยแพร่ (ระดับชาติและนานาชาติ)

1. **P. Promvong**, S. Pethkool, M. Pimsarn, C. Thianpong, Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 953-959. มี impact factor (IF) 1.892
2. **P. Promvong**, S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thiangpong, Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape-Part 1: Experimental study, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 617-624. มี impact factor (IF) 1.892
3. **P. Promvong**, S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thiangpong, Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape-Part 2: Numerical study, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 625-633. มี impact factor (IF) 1.892
4. **P. Promvong**, C. Khanoknaiyakarn, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet, International Communications in Heat and Mass Transfer 38 (6) (2011) 749-756. มี impact factor (IF) 1.189
5. S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, **P. Promvong**, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, International Communications in Heat and Mass Transfer 38 (3) (2011) 340-347. มี impact factor (IF) 1.189
6. **P. Promvong**, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1292-1303. มี impact factor (IF) 1.922
7. S. Eiamsa-ard, **P. Promvong**, Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1673-1682. มี impact factor (IF) 1.922
8. **P. Promvong**, Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 835-840. มี impact factor (IF) 1.189
9. **P. Promvong**, S. Kwankaomeng, Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 841-849. มี impact factor (IF) 1.189
10. S. Kwankaomeng, **P. Promvong**, Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 857-866. มี impact factor (IF) 1.189

11. **P. Promvong**, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, C. Tianpong, Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators, *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1242-1249. มี impact factor (IF) 1.944
12. **P. Promvong**, S. Sripattanapit, S. Kwankaomeng, Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 963-975. มี impact factor (IF) 1.770
13. S. Eiamsa-ard, **P. Promvong**, Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1051-1062. มี impact factor (IF) 1.770

#### การเสนอผลงานวิชาการ

1. S. Skullong, T. Chompookham, C. Tianpong and **P. Promvong**, Thermal Characteristics in Square Duct Fitted Diagonally with Angle-ribbed Tape, *The 3rd TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2012)*, 24-27 October, 2012, Chiang Rai, Thailand.
2. S. Chokphoemphun, S. Skullong, T. Chompookham, T. Limkul and **P. Promvong**, Turbulent Heat Transfer in a Channel with Rib-Groove Turbulators, *The 3rd TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2012)*, 24-27 October, 2012, Chiang Rai, Thailand.
3. S. Suwannapan, S. Skullong, T. Chompookham, S. Kwankaomeng and **P. Promvong**, Heat Transfer Behaviors in a Square Channel with Different Turbulators, *The 3rd TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME2012)*, 24-27 October, 2012, Chiang Rai, Thailand.
4. S. Suwannapan, T. Chompookham, S. Tamna, S. Skullong, C. Tianpong and **P. Promvong**, Augmented Heat Transfer in Square Channel with 45° Inline Baffles, *International Conference on Green and Sustainable Innovation (ICGSI2012)*, 24-26 May, 2012, Le Meridien Chiang Mai, Chiang Mai, Thailand.
5. S. Chokphoemphun, T. Chompookham, S. Skullong and **P. Promvong**, Heat Transfer in Solar Air Heater Channel with Inline 45° Wavy-Ribs, *International Conference on Green and Sustainable Innovation (ICGSI2012)*, 24-26 May, 2012, Le Meridien Chiang Mai, Chiang Mai, Thailand.

