

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิด  
วางแนวขวางและแนวยาว

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER TUBE  
WITH TRANSVERSE AND LONGITUDINAL TWISTED TAPES



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของงานศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2560

KMITL-2017-EN-D-058-089

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิด  
วางแนวขวางและแนวยาว

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER TUBE  
WITH TRANSVERSE AND LONGITUDINAL TWISTED TAPES



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ.2560  
KMITL-2017-EN-D-058-089

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER TUBE  
WITH TRANSVERSE AND LONGITUDINAL TWISTED TAPES



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2017  
KMITL-2017-EN-D-058-089

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**COPYRIGHT 2017**

**FACULTY OF ENGINEERING**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

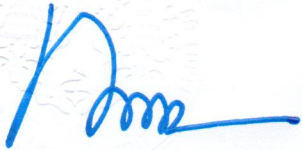
หัวข้อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิดวางแนวขวาง และแนวยาว  
Thesis Title Heat Transfer Enhancement in a Heat Exchanger Tube with Transverse and longitudinal Twisted Tapes  
นักศึกษา นายนิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์  
รหัสประจำตัว 52610206  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.ชินรัชช์ เจริญพงษ์  
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-D-058-089

| คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ |             | ลายมือชื่อ   |
|--------------------------|-------------|--|
| รศ.ดร.สมิทธิ์            | เอี่ยมสอาด  |   |
| รศ.ดร.พงษ์เจต            | พรหมวงศ์    |  |
| ดร.มจรุส                 | สุชาติวัฒนะ |  |
| รศ.ดร.จารุวัตร           | เจริญสุข    |  |
| รศ.ดร.ชินรัชช์           | เจริญพงษ์   |  |

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันจันทร์ที่ 15 พฤษภาคม พ.ศ. 2560 เวลา 13.00-15.00 น.  
สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 3

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

  
(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
โดยไม่ได้รับอนุญาต  
คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้  
วันที่ 15 พฤษภาคม พ.ศ. 2560

|                             |  |
|-----------------------------|--|
| หัวข้อวิทยานิพนธ์           | การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิตวางแนวขวางและแนวยาว |
| นักศึกษา                    | นายนิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์  |
| รหัสประจำตัว                | 52610206   |
| ปริญญา                      | วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต   |
| สาขาวิชา                    | วิศวกรรมเครื่องกล  |
| พ.ศ.                        | 2560   |
| อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ | รศ.ดร.ชินรักษ์ เขียรพงษ์   |

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ได้ทำการศึกษาเชิงการทดลองคุณลักษณะ การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนแบบบังคับที่มีการไหลแบบปั่นป่วน และ สมรรถนะเชิงความร้อน ในท่อที่ใส่แผ่นบิตปรับปรุงสร้างการหมุนควง (แผ่นบิตเรียว, กลุ่มแผ่นบิตและ แผ่นบิตขวาง) ซึ่งทำการทดลองในช่วงการไหลปั่นป่วน ช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ตั้งแต่ 6000 ถึง 20,000 ในขณะที่ท่อทดสอบถูกให้ความร้อนด้วยขดลวดความร้อนที่พันล้อมรอบตามแนวท่อซึ่งให้ความร้อนภายใต้เงื่อนไขพลศาสตร์ความร้อนสม่ำเสมอ โดยใช้อากาศเป็นของไหลในการทดสอบ

การปรับปรุงแผ่นบิตแบบแรกคือ แผ่นบิตเรียว โดยมีเป้าหมายต้องการที่จะลดการสูญเสียความดันให้น้อยกว่าแผ่นบิตดั้งเดิม ซึ่งแผ่นบิตเรียวมีพื้นที่หน้าตัดที่เล็กลงตามแนวแกน ขอบของแผ่นบิตถูกตัดก่อนนำมาบิต โดยขอบแผ่นบิตที่ถูกตัดให้มีความกว้างต่างกัน ถูกทำให้สัมพันธ์กับมุมเรียว แผ่นบิตเรียวที่ถูกศึกษามี 4 องศาของมุมเรียวที่ต่างกัน ( $\theta = 0^\circ$  (แผ่นบิตดั้งเดิม),  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  และ  $0.9^\circ$ ) และมี 3 อัตราส่วนการบิตที่ต่างกัน ( $y/w = 3.5, 4.0$  และ  $4.5$ ) จากผลการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียเพิ่มมากขึ้น เมื่อทำการลดมุมเรียว ( $\theta$ ) และลดอัตราส่วนการบิต โดยพบว่าที่มุมเรียว ( $\theta$ ) ที่  $0.9^\circ$  และอัตราส่วนการบิต ( $y/w$ ) 3.5 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.05 ที่  $Re = 6000$

การปรับปรุงแผ่นบิตแบบที่สองคือ กลุ่มแผ่นบิต ศึกษาอิทธิพลจำนวนของแผ่นบิตเสริม ( $N = 2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น) แบ่งการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการบิต 6 ค่า ( $y/w$ ) คือ 2.5, 5, 10, 15, 20 และ 25 พบว่ากลุ่มแผ่นบิตเสริมช่วยเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนมากขึ้น โดยเกิดการหมุนควงของของไหลโดยแผ่นบิตเสริมร่วมกัน การใช้กลุ่มแผ่นบิตเสริมทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นมากของความดันสูญเสียซึ่งขัดขวางการไหลของไหล พบว่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นเมื่อเพิ่มจำนวนของแผ่นบิตเสริมมากขึ้น จากผลการทดลองยังพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 47% และ สมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.2 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า เมื่อใช้แผ่นบิตเสริมจำนวน 6 แผ่น

การปรับปรุงแผ่นบิตแบบสุดท้ายคือ แผ่นบิตขวาง ซึ่งได้ถูกนำเสนอในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ โดยการวางแผ่นบิตขวางภายในท่อเพื่อจะก่อให้เกิดการสร้างการไหลแบบหมุนควงในท่อ และเกิดการผสมกันระหว่างของไหลที่อยู่ตรงกลางท่อและของไหลที่ชิดขอบผนังท่อ ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะทางความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ ในการศึกษาแผ่นบิตขวางถูกปรับเปลี่ยนอัตราส่วนความกว้างที่แตกต่างกัน 3 ค่า ( $w/D = 0.1, 0.2,$  และ  $0.3$ ) ถูกปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการบิตที่ต่างกัน 4 ค่า ( $y/w$ ) คือ 2, 3, 4 และ  $\infty$  ซึ่งพบว่าสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นบิตขวางเพิ่มขึ้น

เมื่อ อัตราส่วนความกว้าง ( $w/D$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนการบิด ( $y/w$ ) มีค่าลดลง โดยแผ่นบิดขวางที่  $y/w=2$  และ  $w/D=0.3$  ให้ตัวสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดในช่วง 1.46-1.69

สุดท้ายการประเมินและการเปรียบเทียบของการปรับปรุงแผ่นบิดที่สร้างการหมุนควง ซึ่งเป็นอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ได้นำเสนอในวิทยานิพนธ์ โดยใช้ผลตัวสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นบิด ที่ได้ปรับปรุงถูกนำมาทดสอบและเปรียบเทียบที่เลขเรย์โนลด์์เท่ากัน โดยแผ่นบิดขวางให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบิดอื่นๆ ในขณะที่แผ่นบิดเรียวจะให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนและการสูญเสียความดันต่ำที่สุด แผ่นบิดขวางให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดเรียวและกลุ่มแผ่นบิดประมาณ 60.9% และ 40.8% ทั้งนี้ความสัมพันธ์ของเลขนี้สเซลท์, ตัวประกอบความเสียดทานและสมรรถนะเชิงความร้อน ได้ถูกวิเคราะห์โดยสมการถดถอยเส้นตรงแบบหลายตัวแปร นอกจากนี้ในบทสรุปได้อธิบายข้อเสนอแนะสำหรับการปรับปรุงแผ่นบิดในอนาคต

คำสำคัญ : การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน, กลุ่มแผ่นบิด, หมุนควง, แผ่นบิดเรียว, แผ่นบิดขวาง, แผ่นบิด, การไหลวนวอร์เทค



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|                       |   |
|-----------------------|---|
| <b>Thesis</b>         | Heat transfer enhancement in a heat exchanger tube with transverse and longitudinal twisted tapes |
| <b>Student</b>        | Mr. Nivat Piriyaungrod  |
| <b>Student ID.</b>    | 52610206  |
| <b>Degree</b>         | Doctor of Engineering   |
| <b>Program</b>        | Mechanical Engineering  |
| <b>Year</b>           | 2017  |
| <b>Thesis Advisor</b> | Assoc.Prof.Dr.Chinaruk Thianpong  |

## ABSTRACT

The turbulent forced convective heat transfer and thermal performance characteristics in a tube inserted with modified twisted tape swirl generators (tapered twisted tape multiple twisted tapes and transverse twisted-baffles) have been experimentally investigated in this thesis. The experiments were carried out in a turbulent regime for Reynolds numbers ranging from 6000 to 20,000. The heat transfer test section was heated electrically imposing axially and circumferentially under constant wall heat flux condition by using air as the working fluid.

The first modified twisted tape type namely “tapered tapes” were expected to cause lower pressure loss than a typical twisted tape, attributed to their smaller cross-sectional areas in axial direction. To form tapered twisted tapes (T-TT), the edges of tapes were trimmed prior to a twisting process. The edges of tapes were trimmed with different trimmed widths, related to the taper angles. The studied tapered twisted tapes possessed four different taper angles ( $\theta=0^\circ$  (typical twisted tape),  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ ) and three different twist ratios ( $y/w=3.5$ ,  $4.0$  and  $4.5$ ). The experimental results showed that the heat transfer and pressure loss increased with decreasing taper angle ( $\theta$ ) and twist ratio ( $y/w$ ). Thermal performance tended to increase with increasing taper angle and decreasing tape twist ratio. It was found that at the taper angle ( $\theta$ ) of  $0.9^\circ$  and twist ratio ( $y/w$ ) of  $3.5$  yielded the maximum thermal performance factor of 1.05

The second modified twisted tape type namely “multiple twisted-tapes” were expected to produce stronger turbulence intensity than the typical twisted tape due to combined effects of multi-swirls. The multiple twisted-tapes with various numbers of tape ( $N=2, 3, 4, 5$  and  $6$  piece) with three different twist ratios ( $y/w$ ) of  $2.5, 5, 10, 15, 20$  and  $25$ . were employed. It was found that heat transfer tended to increase with the rise of number of tape ( $N$ ). Among the studied conditions, the highest heat transfer rate of 47% and thermal performance of 1.2 times above those of the plain

tube were found by using the tube equipped with multiple twisted tapes at maximum number of tape (N) of 6

The last modified twisted tape type namely “transverse twisted-baffles” were expected to generate a swirl flow (vortex) in the tube leading to chaotic fluid mixing between core and wall regions and resulting in efficient heat transfer and thermal performance. The transverse twisted-baffles with three different baffle width ratios ( $w/D=0.1, 0.2$  and  $0.3$ ) and three baffle twist ratios ( $y/w=2, 3, 4$  and  $\infty$ ) were comparatively studied. It was observed that the thermal performance of the transverse twisted-baffles increased as baffle width ratio ( $w/D$ ) increased and twist ratio ( $y/w$ ) decreased. The transverse twisted-baffles with the optimal geometric parameters, ( $y/w=2.0$  and  $w/D=0.3$ ), gave the thermal performance factors in the range of 1.46-1.69.

In order to evaluate the practical use and advantage of modified twisted tape swirl generators, the thermal performance factors were evaluated. At a given Reynolds number, the transverse twisted-baffles offered the highest thermal performance factor while the tapered twisted tapes gave the poorest thermal performance factor. For the studied range, the transverse twisted-baffles offered higher thermal performance factors than the tapered twisted tapes and multiple twisted tapes by around 60.9% and 40.8%. The empirical correlations for Nusselt number, friction factor and thermal performance were also developed using least squares regression analysis. In addition, the final conclusion, the discussion, and the recommendation for the future work are presented in the last chapter.

**Keywords:** Heat transfer enhancement; Multiple twisted-tapes; Swirl flow; Tapered twisted tape; Transverse twisted-baffle; Twisted tape; Vortex flow

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นงานวิจัยที่ผู้วิจัยตั้งใจและทุ่มเทอย่างเต็มที่ ทั้งเพียรพยายามและความสามารถที่มีอยู่จนกระทั่งสามารถสำเร็จไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.ชินรักษ์ เขียวพงษ์, รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาที่คอยให้คำแนะนำ คำปรึกษาแนวทางการแก้ปัญหาอันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างมาก ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีในด้านต่างๆ แก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์, รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข และ ดร.มธุรส สุชาตะวัฒน์ ซึ่งเป็นกรรมการคุมสอบที่ให้คำแนะนำและจุดบกพร่องของงานที่เกิดขึ้น เพื่อนำไปแก้ไขให้งานมีความสมบูรณ์มากขึ้น รวมถึงเจ้าหน้าที่จากภาควิชาเครื่องกลทุกๆ ท่านที่ช่วยเหลืองานในทุกด้านด้วยดีตลอดมา

ขอขอบพระคุณ คณะอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ที่ให้คำชี้แนะ ให้การสนับสนุนในการทำวิจัย

ขอขอบพระคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร เป็นที่ทำงานในปัจจุบันที่ให้ทุนสนับสนุนการศึกษาตลอดจนจบหลักสูตร

ขอขอบพระคุณ บุคคลที่ข้าพเจ้าได้ร่วมงานทุกท่านที่ให้คำแนะนำทำให้ข้าพเจ้ามีความรู้ความสามารถและประสบผลสำเร็จเรื่อยมา

ท้ายที่สุด สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับ บิดา มารดา น้องสาว น้องชาย ภรรยา บุตรี ทั้งสอง และญาติพี่น้องทุกท่าน อันเป็นที่รักตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

นิวัต พิริยะรุ่งโรจน์

# สารบัญ

|   | หน้า |
|---|------|
| บทคัดย่อภาษาไทย.....  | I    |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....   | III  |
| กิตติกรรมประกาศ.....  | V    |
| สารบัญ.....   | VI   |
| สารบัญตาราง.....  | X    |
| สารบัญรูป.....  | XI   |
| รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....  | XV   |
| <br>  |      |
| บทที่ 1 บทนำ .....  | 1    |
| 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา .....                            | 1    |
| 1.2 ข้อสมมติฐานของการศึกษา .....                                    | 2    |
| 1.3 วัตถุประสงค์งานวิจัย .....                                      | 3    |
| 1.4 ขอบเขต.....   | 3    |
| 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....                                  | 3    |
| 1.6 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....  | 3    |
| 1.7 การเผยแพร่ผลงานวิจัยที่เป็นส่วนหนึ่งของวิทยานิพนธ์.....         | 4    |
| <br>  |      |
| บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....                                      | 5    |
| 2.1 บทนำ .....  | 5    |
| 2.2 แผ่นดินที่มีการปรับปรุงรูปร่าง.....                             | 5    |
| 2.3 แนวทางการศึกษา.....   | 21   |
| <br>  |      |
| บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....                                     | 22   |
| 3.1 บทนำ .....  | 22   |
| 3.2 การถ่ายเทความร้อน.....  | 22   |
| 3.3 การพาความร้อนจากของไหลที่ไหลผ่านท่อ .....                       | 23   |
| 3.4 ชั้นขีดผิวความเร็วและความร้อน.....                              | 24   |
| 3.5 ความเร็วเฉลี่ย.....   | 25   |
| 3.6 การสูญเสียความดัน.....  | 26   |
| 3.7 การหาค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อกลม ..... | 26   |
| 3.8 ตัวประกอบเชิงสมรรถนะทางความร้อน .....                           | 27   |
| 3.9 การสร้างสหสัมพันธ์ถดถอยเส้นตรงแบบหลายตัวแปร.....                | 28   |
| <br>  |      |
| บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง .....                       | 30   |
| 4.1 บทนำ .....  | 30   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางอื่น  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VI อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

|   | หน้า |
|---|------|
| 4.2 อุปกรณ์การทดลอง.....                                      | 30   |
| 4.3 ท่อทดสอบ.....   | 31   |
| 4.4 การออกแบบแผ่นปิดและอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน..... | 32   |
| 4.4.1 การออกแบบแผ่นปิดเรียบ.....                              | 32   |
| 4.4.2 การออกแบบกลุ่มแผ่นปิด.....                              | 34   |
| 4.4.2.1 แผ่นปิดแบบกลุ่มแผ่นปิด.....                           | 35   |
| 4.4.2.2 แผ่นปิดแบบดั้งเดิม.....                               | 36   |
| 4.4.3 การออกแบบแผ่นปิดขวาง.....                               | 39   |
| 4.5 โบลเวอร์.....   | 42   |
| 4.6 อินเวอร์เตอร์ (Inverter).....                             | 43   |
| 4.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม.....                             | 43   |
| 4.8 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของขดลวดความร้อน.....          | 43   |
| 4.9 มัลติมิเตอร์.....   | 44   |
| 4.10 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ.....                               | 44   |
| 4.11 อุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ.....                        | 45   |
| 4.12 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง.....                           | 46   |
| 4.12.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง.....                                   | 46   |
| 4.12.2 แผ่นใบปิด.....   | 47   |
| 4.13 วิธีการทดลอง.....  | 47   |
| 4.14 การวิเคราะห์ผลการทดลอง.....                              | 48   |
| บทที่ 5 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นปิดเรียบ.....        | 51   |
| 5.1 บทนำ.....   | 51   |
| 5.2 ผลการสอบเทียบท่อผิวเรียบ.....                             | 51   |
| 5.2.1 ผลสอบเทียบ Nu และ f.....                                | 51   |
| 5.3 อิทธิพลของแผ่นปิดเรียบ.....                               | 52   |
| 5.3.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                             | 52   |
| 5.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                              | 54   |
| 5.3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....            | 56   |
| 5.4 อิทธิพลของ $\theta$ .....                                 | 57   |
| 5.4.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                             | 57   |
| 5.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                              | 57   |
| 5.4.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....            | 58   |
| 5.5 อิทธิพลของ $y/w$ .....                                    | 59   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VII อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

|  | หน้า |
|--|------|
| 5.5.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 59   |
| 5.5.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 60   |
| 5.5.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 61   |
| 5.6 สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตเรียว..... | 61   |
| 5.6.1 สัมพันธ์ Nu ของแผ่นบิตเรียว.....                           | 62   |
| 5.6.2 สัมพันธ์ f ของแผ่นบิตเรียว.....                            | 62   |
| 5.6.3 สัมพันธ์ตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนของแผ่นบิตเรียว.....    | 62   |
| 5.7 สรุปผลการทดลอง.....  | 64   |
| บทที่ 6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยกลุ่มแผ่นบิต.....           | 65   |
| 6.1 บทนำ.....  | 65   |
| 6.2 อิทธิพลของกลุ่มแผ่นบิต.....                                  | 65   |
| 6.2.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 65   |
| 6.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 68   |
| 6.2.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 70   |
| 6.3 อิทธิพลของ $y/w$ .....                                       | 79   |
| 6.3.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 79   |
| 6.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 80   |
| 6.3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 81   |
| 6.4 จำนวนของแผ่นบิตเสริม.....                                    | 83   |
| 6.4.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 83   |
| 6.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 84   |
| 6.4.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 85   |
| 6.5 สรุปผลการทดลอง.....  | 87   |
| บทที่ 7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นบิตขวาง.....            | 89   |
| 7.1 บทนำ.....  | 89   |
| 7.2 อิทธิพลของแผ่นบิตขวาง.....                                   | 89   |
| 7.2.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 89   |
| 7.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 91   |
| 7.2.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 93   |
| 7.3 อิทธิพลของ $y/w$ .....                                       | 94   |
| 7.3.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 94   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VIII อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

|  | หน้า |
|--|------|
| 7.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 95   |
| 7.3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 95   |
| 7.4 อิทธิพลของ w/D .....   | 96   |
| 7.4.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu).....                                | 96   |
| 7.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f).....                                 | 97   |
| 7.4.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ).....               | 98   |
| 7.5. สหพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตขวาง..... | 99   |
| 7.5.1 สหสัมพันธ์ Nu ของแผ่นบิตขวาง.....                          | 101  |
| 7.5.2 สหสัมพันธ์ f ของแผ่นบิตขวาง.....                           | 101  |
| 7.6 สรุปผลการทดลอง.....  | 101  |
| บทที่ 8 สรุปผลการทดสอบและข้อเสนอแนะ.....                         | 102  |
| 8.1 สรุปผลการทดลอง.....  | 102  |
| 8.1.1 แผ่นบิตเดี่ยว.....   | 102  |
| 8.1.2 กลุ่มแผ่นบิต.....  | 103  |
| 8.1.3 แผ่นบิตขวาง.....   | 104  |
| 8.2 ข้อเสนอแนะ.....  | 105  |
| บรรณานุกรม.....  | 106  |
| ภาคผนวก.....   | 110  |
| ประวัติผู้เขียน.....   | 114  |
| บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....                                   | 117  |

## สารบัญตาราง

| ตารางที่   | หน้า |
|--|------|
| 4.1 รายละเอียดของแผ่นเรียบที่ใช้ในการทดสอบ.....                  | 33   |
| 4.2 รายละเอียดของกลุ่มแผ่นบิดที่ใช้ในการทดสอบ.....               | 37   |
| 4.3 รายละเอียดของแผ่นบิดขวางที่ใช้ในการทดสอบ.....                | 42   |
| 6.1 สรุปค่าการถ่ายเทความร้อนที่ y/w และ N ต่างๆ.....             | 80   |
| 6.2 สรุปค่าตัวประกอบเสียดทาน (f) ที่ y/w และ N ต่างๆ.....        | 81   |
| 6.3 สรุปค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่ y/w และ N ต่างๆ..... | 82   |
| 6.4 สรุปค่าการถ่ายเทความร้อนที่ N และ y/w ต่างๆ.....             | 84   |
| 6.5 สรุปค่าตัวประกอบเสียดทาน (f) ที่ N และ y/w ต่างๆ.....        | 84   |
| 6.6 สรุปค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่ N และ y/w ต่างๆ..... | 86   |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และดัดแปลงอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

| รูปที่  | หน้า |
|---|------|
| 2.1 แผ่นบิตสลับแกนในงานวิจัยของ Wongcharee และ Eiamsa-ard (2011).....                     | 6    |
| 2.2 แผ่นบิตในงานวิจัยของ Bas และคณะ (2012) .....  | 7    |
| 2.3 แผ่นบิตที่มีการเจาะรูและติดปีกในงานวิจัยของ Thianpong และ คณะ (2012) .....            | 7    |
| 2.4 แผ่นบิตเจาะรูในงานวิจัยของ Bhuiya และคณะ (2013) .....                                 | 8    |
| 2.5 แผ่นบิตแบบตัดขอบเป็นร่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าในงานวิจัยของ Salam และคณะ (2013) .....       | 8    |
| 2.6 ไบบิตในงานวิจัยของ Kummitha และคณะ (2015) .....                                       | 9    |
| 2.7 ไบบิตในงานวิจัยของ Khoshvaght-Aliabadi และ Eskandari (2015) .....                     | 9    |
| 2.8 ไบบิตในงานวิจัยของ Yadav และคณะ (2015) .....  | 10   |
| 2.9 แผ่นบิตที่ติดตั้งใน U-Tube ในงานวิจัยของ Durga Prasad และ Gupta (2016) .....          | 10   |
| 2.10 แผ่นบิตที่มีการตัดขอบรูปสี่เหลี่ยมและสามเหลี่ยมในงานวิจัยของ Saravanan .....         | 10   |
| และคณะ (2016)   |      |
| 2.11 แผ่นบิตในงานวิจัยของ Chang และ คณะ (2017) .....                                      | 11   |
| 2.12 แผ่นบิตแบบเป็นหลุมและนูนในงานวิจัยของ Zhang และคณะ (2017) .....                      | 11   |
| 2.13 แผ่นบิตที่มีการเจาะรูและแผ่นบิตเจาะรูบิดเป็นเกลียวในงานวิจัย.....                    | 12   |
| ของ Nanan และ คณะ (2014)  |      |
| 2.14 แผ่นบิตที่มีการเจาะรูรูปครึ่งวงกลมในงานวิจัยของ Man และคณะ (2016) .....              | 12   |
| 2.15 แผ่นบิตในงานวิจัยของ Mwesigye และคณะ (2016) .....                                    | 13   |
| 2.16 แผ่นบิตติดปีกในงานวิจัยของ Lin และคณะ (2017) .....                                   | 13   |
| 2.17 แผ่นบิตเจาะรูในงานวิจัยของ Saysroy และ Eiamsa-ard (2017) .....                       | 14   |
| 2.18 ไบบิตในงานวิจัยของ Chokphoemphun และคณะ (2015) .....                                 | 14   |
| 2.19 ไบบิตในงานวิจัยของ Eiamsa-ard และคณะ (2015) .....                                    | 15   |
| 2.20 ไบบิตในงานวิจัยของ Li และคณะ (2015) .....  | 15   |
| 2.21 ไบบิต 4 ร่วมกับครีบริบรูปตัววีในงานวิจัยของ Promvong (2015) .....                    | 16   |
| 2.22 แผ่นบิตที่ติดตั้งในท่อบรรีในงานวิจัยของ Abdolbaqi และ คณะ (2016) .....               | 16   |
| 2.23 เจาะรูจัดวางแบบหมุนสวนทางกันในงานวิจัยของ Bhuiya และคณะ (2016).....                  | 17   |
| 2.24 แผ่นบิตที่ติดตั้งร่วมกับแผ่นกั้นวงแหวนในงานวิจัยของ Singh และคณะ (2016) .....        | 17   |
| 2.25 แผ่นบิตที่ติดตั้งครีบริบรูปตัววีในงานวิจัยของ Tamna และคณะ (2016) .....              | 18   |
| 2.26 แผ่นบิตเจาะรูรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสในงานวิจัยของ Singh Suri และคณะ (2017) .....        | 18   |
| 2.27 แผ่นบิตที่มีการเจาะรูและติดปีกสี่เหลี่ยมในงานวิจัยของ Singh Suri และคณะ (2017) ..... | 19   |
| 2.28 ท่อ dimpled tube ติดตั้งไบบิตเว้นช่วงในงานวิจัยของ Kumbhar และคณะ (2015).....        | 19   |
| 2.29 แผ่นบิตและท่อ corrugated tube ในงานวิจัยของ Hasanpour และคณะ (2016).....             | 20   |
| 2.30 ท่อ corrugated tube ที่มีการติดตั้งไบบิตในงานวิจัยของ Eiamsa-ard และคณะ (2016).....  | 20   |
| 2.31 ท่อ corrugated tube ที่มีการติดตั้งไบบิตในงานวิจัยของ Hong และคณะ (2016).....        | 21   |
| 3.1 การพาความร้อนของของไหลที่ไหลผ่านท่อ.....  | 23   |
| 3.2 การก่อตัวของชั้นขอบเขตของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....                               | 24   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับของงานวิจัยที่เผยแพร่ในวารสารวิชาการของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และ XI อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่   | หน้า |
|--|------|
| 4.1 ไดอะแกรมแสดงการทำงานของระบบทดสอบการถ่ายเทความร้อน.....                                       | 31   |
| 4.2 รูปถ่ายชุดทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อน.....  | 32   |
| 4.3 ขดลวดความร้อน.....   | 32   |
| 4.4 ลักษณะของใบพัดเดี่ยว.....  | 33   |
| 4.5 แสดงใบพัดลดขนาดอัตราส่วนการการบิด $y/w=3.5$ .....  | 33   |
| 4.6 แสดงใบพัดลดขนาดอัตราส่วนการการบิด $y/w=4.0$ .....  | 34   |
| 4.7 แสดงใบพัดลดขนาดอัตราส่วนการการบิด $y/w=4.5$ .....  | 34   |
| 4.8 กลุ่มแผ่นบิด.....  | 35   |
| 4.9 แผ่นใบพัดดั้งเดิม( $W = 40$ ).....   | 36   |
| 4.10 แผ่นใบพัดดั้งเดิม( $W = 56$ ).....  | 36   |
| 4.11 รูปกลุ่มแผ่นบิดที่ติดตั้งแผ่นใบพัดตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิด $y=20$ mm ( $y/w=2.5$ )..... | 36   |
| 4.12 รูปกลุ่มแผ่นบิดที่ติดตั้งแผ่นใบพัดตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิด $y=40$ mm ( $y/w=5$ ).....   | 38   |
| 4.13 รูปกลุ่มแผ่นบิดที่ติดตั้งแผ่นใบพัดตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิด $y=80$ mm ( $y/w=10$ ).....  | 38   |
| 4.14 รูปกลุ่มแผ่นบิดที่ติดตั้งแผ่นใบพัดตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิด $y=120$ mm ( $y/w=15$ )..... | 38   |
| 4.15 รูปกลุ่มแผ่นบิดที่ติดตั้งแผ่นใบพัดตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิด $y=160$ mm ( $y/w=20$ )..... | 39   |
| 4.16 รูปกลุ่มแผ่นบิดที่ติดตั้งแผ่นใบพัดตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิด $y=200$ mm ( $y/w=25$ )..... | 39   |
| 4.17 รูปแสดงลักษณะของ (ก) แผ่นเรียบวางขวาง (ข) แผ่นบิดขวาง.....                                  | 40   |
| 4.18 แสดงอัตราส่วนการบิดของแผ่นบิดขวาง.....  | 41   |
| 4.19 โบลเวอร์ (Blower).....  | 42   |
| 4.20 อินเวอร์เตอร์ (Inverter).....   | 43   |
| 4.21 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม.....   | 43   |
| 4.22 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ.....   | 44   |
| 4.23 มัลติมิเตอร์.....   | 44   |
| 4.24 เทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K.....  | 45   |
| 4.25 เทอร์โมคัปเปิลที่ทางออก.....  | 45   |
| 4.26 ลักษณะการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ผิวท่อ.....  | 45   |
| 4.27 อุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ.....   | 46   |
| 4.28 ลักษณะการเชื่อมต่ออุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ.....   | 46   |
| 4.29 แผ่นอลูมิเนียมที่ตัดแล้ว.....   | 47   |
| 4.30 อุปกรณ์สำหรับบิดแผ่นอลูมิเนียม.....   | 47   |
| 5.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu$ , $f$ และ $Re$ ของท่อผิวเรียบ.....                                  | 52   |
| 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu$ และ $Re$ ของแผ่นบิดเรียบ.....                                       | 53   |
| 5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $Re$ ของแผ่นบิดเรียบ.....                                  | 53   |
| 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f$ และ $Re$ ของแผ่นบิดเรียบ.....  | 54   |
| 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $Re$ ของแผ่นบิดเรียบ.....                                    | 55   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ห้ามเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ XII อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่   | หน้า |
|--|------|
| 5.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ Re ของแผ่นบิตเรียว                         | 56   |
| 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $\theta$ ของแผ่นบิตเรียว   | 57   |
| 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $\theta$ ของแผ่นบิตเรียว   | 58   |
| 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ $\theta$ ของแผ่นบิตเรียว                   | 58   |
| 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $y/W$ ของแผ่นบิตเรียว   | 59   |
| 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $y/W$ ของแผ่นบิตเรียว   | 60   |
| 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ $y/W$ ของแผ่นบิตเรียว                     | 61   |
| 5.13 ความสัมพันธ์ของ $Nu$ ระหว่างสหพันธ์และการทดลองของแผ่นบิตเรียว   | 63   |
| 5.14 ความสัมพันธ์ของ $f$ ระหว่างสหพันธ์และการทดลองของแผ่นบิตเรียว  | 63   |
| 5.15 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนระหว่างสหพันธ์การทดลองของแผ่นบิตเรียว              | 64   |
| 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิตในท่อกรณีระย $y$ ต่างกัน                                | 66   |
| 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิตในท่อกรณีระย $y$ ต่างกัน                           | 67   |
| 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณีระย $y$ ต่างกัน                                | 69   |
| 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณีระย $y$ ต่างกัน                            | 70   |
| 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ Re ของกลุ่มแผ่นบิตในท่อกรณีระย $y$ ต่างกัน | 71   |
| 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี $N$ ต่างกัน                                  | 72   |
| 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี $N$ ต่างกัน                             | 74   |
| 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี $N$ ต่างกัน                                   | 75   |
| 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี $N$ ต่างกัน                               | 76   |
| 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี $N$ ต่างกัน  | 78   |
| 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $y/w$ ของกลุ่มแผ่นบิต   | 79   |
| 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $y/w$ ของกลุ่มแผ่นบิต   | 81   |
| 6.13 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ $y/w$ ของกลุ่มแผ่นบิต                     | 82   |
| 6.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $N$ ของกลุ่มแผ่นบิต   | 83   |
| 6.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $y/w$ ของกลุ่มแผ่นบิต   | 84   |
| 6.16 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ $N$ ของกลุ่มแผ่นบิต                       | 86   |

## สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่  | หน้า |
|---|------|
| 7.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu$ และ $Re$ ของแผ่นบิตขวาง.....                               | 90   |
| 7.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $Re$ ของแผ่นบิตขวาง.....                          | 90   |
| 7.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f$ และ $Re$ ของแผ่นบิตขวาง.....                                | 92   |
| 7.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $Re$ ของแผ่นบิตขวาง.....                            | 92   |
| 7.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนและ $Re$ ของแผ่น<br>บิตขวาง | 93   |
| 7.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $y/w$ ของแผ่นบิตขวาง.....                         | 94   |
| 7.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $y/w$ ของแผ่นบิตขวาง.....                           | 95   |
| 7.8 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ $y/w$ ของ.....          | 96   |
| แผ่นบิตขวาง   |      |
| 7.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง $Nu/Nu_p$ และ $w/D$ ของแผ่นบิตขวาง.....                         | 97   |
| 7.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง $f/f_p$ และ $w/D$ ของแผ่นบิตขวาง.....                          | 98   |
| 7.11 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน และ $w/D$ ของ.....         | 98   |
| แผ่นบิตขวาง   |      |
| 7.12 ความสัมพันธ์ของ $Nu$ ระหว่างสหพันธ์และการทดลองของแผ่นบิตขวาง.....                  | 100  |
| 7.13 ความสัมพันธ์ของ $f$ ระหว่างสหพันธ์และการทดลองของแผ่นบิตขวาง.....                   | 100  |

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

### สัญลักษณ์ตัวอักษรลาติน

|                 |   |
|-----------------|---|
| A               | พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของท่อ, $m^2$                     |
| $C_p$           | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่, $J/kg\ K$ |
| D               | เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m                                |
| f               | ตัวประกอบเสียดทาน   |
| h               | สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย, $W/m^2K$                 |
| $\Delta h$      | ความสูงของระดับของไหล, m                                  |
| I               | กระแสไฟฟ้า, A   |
| k               | สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W/m^2K$                       |
| L               | ความยาวของส่วนทดสอบ, m                                    |
| M               | อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, $kg/s$                        |
| Nu              | เลขนัสเซิลท์  |
| $\overline{Nu}$ | เลขนัสเซิลท์เฉลี่ย  |
| n               | ค่าคงที่  |
| Pr              | เลขพรานส์   |
| P               | ความดันของไหล, $N/m^2$                                    |
| $\Delta P$      | ความดันตกคร่อม, $N/m^2$                                   |
| $q_c$           | อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, W                    |
| $q_s''$         | ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, $W/m^2$                             |
| Re              | เลขเรย์โนลด์  |
| r               | รัศมีที่ตำแหน่งใด ๆ, m                                    |
| $r_0$           | รัศมีท่อกลม, m  |
| t               | ความหนาของท่อทดสอบ, m                                     |
| T               | อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ, $^{\circ}C$               |
| $\tilde{T}$     | อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, $^{\circ}C$                      |
| $T_b$           | อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, $^{\circ}C$                      |
| $T_s$           | อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีป, $^{\circ}C$                        |
| U               | ความเร็วเฉลี่ย, m/s                                       |
| $u_m$           | ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s                               |
| V               | ความต่างศักย์ไฟฟ้า, V                                     |
| $\dot{V}$       | อัตราการไหลเชิงปริมาตร, $m^3/s$                           |
| w               | ความกว้างของแผ่นบิตเสริม, m                               |
| W               | ความกว้างของแผ่นบิตและแผ่นบิตดั้งเดิม, m                  |
| x               | ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m                                  |

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

|            |  |
|------------|--|
| $X_{fd}$   | ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่, m            |
| $X_{fd,h}$ | ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m                   |
| $X_{fdt}$  | ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที่ของความร้อน, m |
| $y$        | ระยะการบิดของแผ่นบิดเสริม, m                           |
| $Y$        | ระยะการบิดของแผ่นบิดและแผ่นบิดดั้งเดิม, m              |
| $y/w$      | อัตราส่วนการบิดของแผ่นบิดเสริม                         |
| $Y/W$      | อัตราส่วนการบิดของแผ่นบิดและแผ่นบิดดั้งเดิม            |

### สัญลักษณ์ตัวอักษรกรีก

|          |  |
|----------|--|
| $\delta$ | ความหนาของแผ่นบิด, m   |
| $\rho$   | ความหนาแน่นของของไหล, $\text{kg}/\text{m}^3$                           |
| $\nu$    | ความหนืดเชิงจลน์, $\text{m}^2/\text{s}$                                |
| $\theta$ | มุมเรียวของแผ่นบิด ( $^\circ$ , degree)                                |
| $\mu$    | ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$       |
| $\mu_s$  | ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ |
| $\eta$   | ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน   |

### สัญลักษณ์ตัวห้อย

|   |           |
|---|-----------|
| a | อากาศ     |
| o | ผนังเรียบ |
| i | เข้า      |
| o | ออก       |
| p | ท่อเปล่า  |
| s | พื้นผิว   |

### คำย่อ

|       |                  |
|-------|------------------|
| M-TTs | กลุ่มแผ่นบิด     |
| TBs   | แผ่นเรียบวางขวาง |
| TT    | แผ่นบิดดั้งเดิม  |
| TTi   | แผ่นบิด          |
| T-TT  | แผ่นบิดเรียว     |
| T-TBs | แผ่นบิดวางขวาง   |

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมมากเช่น หม้อไอน้ำ เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ในกระบวนการผลิต และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ เหล่านี้เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานค่อนข้างมากอีกด้วย ดังนั้นการหาแนวทางในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ ในการถ่ายเทความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิผลในกระบวนการผลิตและยังเป็นการลดการใช้พลังงาน ในกระบวนการผลิตได้อีกด้วย

จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้แสดงให้เห็นว่า การใส่แผ่นไบบิตสามารถช่วยเพิ่มความปั่นป่วนในการไหลของของไหลได้โดยจะทำให้ เกิดการเพิ่มการผสมกันระหว่างการไหลบริเวณผนังท่อ กับการไหลกลางท่อเป็นการทำลายชั้นขีดผิวให้บางลง และเป็นการหน่วงการไหลในท่อให้ยาวนานยิ่งขึ้น ในการพิจารณาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เราสามารถพิจารณาโดยการนำแผ่นไบบิตมาสอดใส่ในท่อ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน แต่ในขณะเดียวกันก็ทำให้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มขึ้นด้วย

การช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยกัน 2 กลุ่ม กลุ่มที่ 1 เป็นแบบ Active Techniques ซึ่งต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอกเข้ามาช่วย (External power source) อันได้แก่ การใช้อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้าซึ่งมีผลทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิวทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น และกลุ่มที่ 2 เป็นแบบ Passive Techniques เป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมากระตุ้น อันได้แก่ การใช้พื้นผิวที่ได้รับการปรับสภาพแล้ว (Treated surface) การใช้พื้นผิวหยาบ (Rough surface) การเพิ่มพื้นผิว (Extended surface) การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวน (Swirl flow devices) การใช้ขดลวด (Wire coils) การปรับปรุงของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

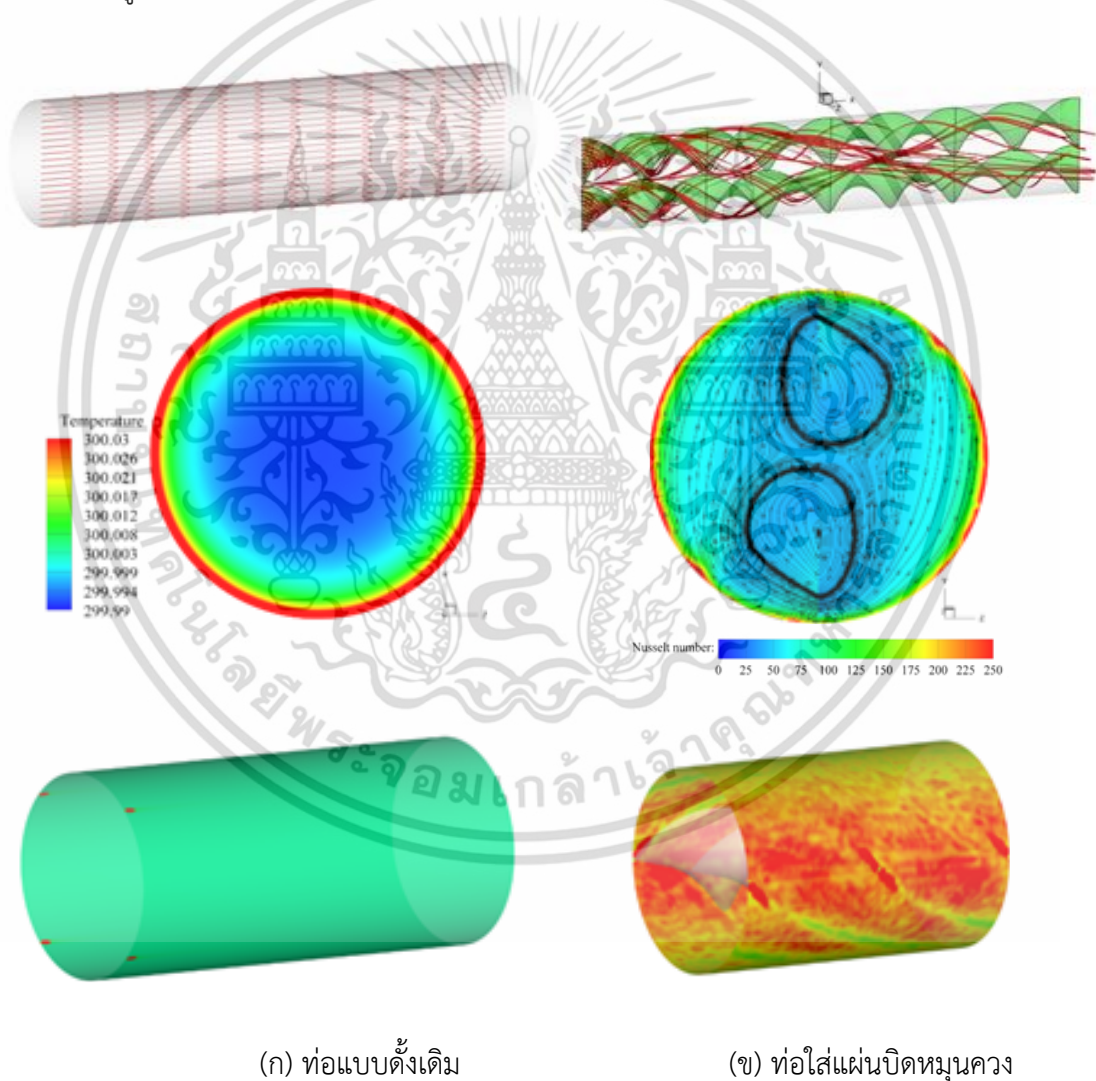
ปัจจุบันได้มีการออกแบบและปรับปรุงวิธีการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นมากมายเพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การสอดใส่แผ่นบิตเป็นหนึ่งในเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่นิยมมากที่สุดเนื่องจากมีต้นทุนต่ำ สะดวกต่อการติดตั้งและการบำรุงรักษาน้อย โดยทั่วไปแผ่นบิตจะทำหน้าที่เสมือนเป็นเครื่องกำเนิดการไหลหมุนวนอย่างต่อเนื่อง การไหลหมุนวนจะทำให้เกิดความปั่นป่วนใกล้ผนังท่อและช่วงเวลาในการไหลของของไหลภายในท่อให้นานขึ้น ทำให้ของไหลผสมกันและแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น การออกแบบรูปร่างของแผ่นบิตที่เหมาะสมของแผ่นบิตจะช่วยให้เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นขณะที่ความดันที่สูญเสียมีการลดลงอย่างเหมาะสมซึ่งจะทำให้มีผลต่อการประหยัดการใช้พลังงาน

จากแนวคิดในข้างต้นจึงนำไปสู่การศึกษาการถ่ายเทความร้อนเพื่อให้ตัวประกอบตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงขึ้นด้วยการสอดใส่แผ่นบิตแบบต่างๆ เพื่อเพิ่มการผสมชั้นการไหลระหว่างผนังท่อและกลางท่อให้มากขึ้น ทั้งยังเพิ่มความปั่นป่วนตลอดการไหลในท่อโดยมีวัตถุประสงค์เพื่อ

ศึกษาอิทธิพลของ แผ่นบิตเรียว กลุ่มแผ่นบิตและแผ่นบิตขวาง, ต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

## 1.2 ข้อสมมติฐานของการศึกษา

การเพิ่มการไหลแบบหมุนควงของของไหลภายในท่อด้วยการสอดใส่แผ่นบิต ดังแสดงในรูปที่ 1 (ก-ข) จะช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้กับระบบได้เมื่อเทียบกับท่อเปล่า เนื่องจากการไหลแบบหมุนควงจะช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสมากขึ้นและแผ่นบิตจะตัดชั้นกระแสของไหลตามทิศทางการไหลให้เกิดการไหลหมุนควงออกจากกระแสหลักในท่อทำให้การผสมกันดีกว่าท่อเปล่า และเพิ่มความปั่นป่วนของของไหลบริเวณที่ผนังท่อและหน้าวงการไหลในท่อยาวนานขึ้น การหมุนควงที่เกิดขึ้นโดยการใช้แผ่นบิตเป็นเหตุผลที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะสูงขึ้นแต่ความเสียดทานจะมีค่าสูงขึ้นตาม



รูปที่ 1 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลและเลขนัสเซลท์ที่ผนังของท่อเปล่าและท่อใส่แผ่นบิตหมุนควง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.3 วัตถุประสงค์

1.3.1 ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน (Nu) ตัวประกอบความเสียหาย (f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเรียว, กลุ่มแผ่นบิต และ แผ่นบิตขวาง

1.3.2 สร้างสัมสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียหาย และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ภายในท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิต

1.3.3 ทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดสอบท่อเปล่ากับสัมสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้และเปรียบเทียบผลการทดลองของท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิตแบบต่างๆ กับท่อที่ใส่แผ่นบิตแบบดั้งเดิม

### 1.4 ขอบเขต

1.4.1 ทำการศึกษาเชิงการทดลองเพื่อคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนีสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียหาย (f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

1.4.2 ชุดท่อทดสอบทำมาจากทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเท่ากับ 64 mm หนา 1.5 mm และช่วงทดสอบมีความยาว 1,500 mm

1.4.3 การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดำเนินการภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอ (Uniform heat flux) ในขณะที่ตัวประกอบความเสียหายได้ดำเนินการภายใต้เงื่อนไขกระบวนการของไหลมีอุณหภูมิคงที่ (Isothermal)

1.4.4 การทดลองใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ตั้งแต่ 6000 ถึง 20,000

1.4.5 ในการทดสอบได้ใช้แผ่นบิตเรียวที่มีอัตราส่วนการบิต  $y/w = 3.5, 4.0$  และ  $4.5$  ที่มีมุมเรียวต่างๆ กันคือ  $\theta = 0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  และ  $0.9^\circ$  ตามลำดับ

1.4.6 ในการทดสอบได้ใช้กลุ่มแผ่นบิตที่แผ่นบิตเสริมที่มีอัตราส่วนการบิต ( $y/w = 2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$ ) มีจำนวนแผ่นบิตเสริม  $N = 2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น ตามลำดับ

1.4.7 ในการทดสอบได้ใช้แผ่นบิตแผ่นบิตขวางที่มีอัตราส่วนการบิต  $y/w = 2, 3, 4, \infty$  มี  $w/D = 0.1, 0.2,$  และ  $0.3$  ตามลำดับ

### 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 สามารถนำองค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนด้วยการสอดใส่แผ่นบิตสร้างการหมุนควงภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อไปใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดต่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

1.5.2 ทำให้เกิดรูปแบบแผ่นบิตใหม่และหลักการเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน การแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ ทำให้เกิดการประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่พื้นที่การติดตั้ง สมรรถนะที่สูงขึ้นและราคาที่ต่ำลง

### 1.6 โครงร่างวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์เรื่อง “การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิตวางแนวขวางและแนวยาว” เล่มนี้ ได้แบ่งรายละเอียดของการนำเสนอออกเป็นทั้งหมด 8 บทหลักๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1 กล่าวถึงบทนำ ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา ข้อสมมติฐานของการศึกษา วัตถุประสงค์ ขอบเขตงานวิจัย ตลอดจนประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

บทที่ 2 นำเสนอการศึกษาวิจัยที่ผ่านมาและแนวทางการศึกษาวิจัยในหัวข้ออิทธิพลของแผ่นบิดแบบต่างๆ ต่อพฤติกรรมการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ เพื่อเป็นพื้นฐานในการศึกษาและทำความเข้าใจในงานวิจัยนี้ ตลอดจนสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าตัวแปรในการวิเคราะห์ข้อมูล

บทที่ 4 กล่าวถึงการออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอกลมที่มีการสอดใส่แผ่นบิดขวางสร้างการหมุนควงภายในท่อ รายละเอียดในส่วนเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง ตลอดจนสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าตัวแปรในการวิเคราะห์ข้อมูล

บทที่ 5 ผลการทดสอบจะศึกษาถึงอิทธิพลของแผ่นบิดเรียวต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียหาย (f) และ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

บทที่ 6 ผลการทดสอบจะศึกษาถึงอิทธิพลของกลุ่มแผ่นบิดต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียหาย (f) และ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

บทที่ 7 ผลการทดสอบจะศึกษาถึงอิทธิพลของแผ่นบิดขวางต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียหาย (f) และ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

บทที่ 8 นำเสนอการสรุปผลการทดลอง การวิเคราะห์ และ ข้อเสนอแนะในวิทยานิพนธ์นี้

## 1.7 การเผยแพร่ผลงานวิจัยที่เป็นส่วนหนึ่งของวิทยานิพนธ์

### 1.7.1 ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1.7.1.1) Piriyarungrod, N., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Pimsarn, M., Nanan, K. 2015 “ Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts” **Chemical Engineering and Processing.** 96 : 62-71.

1.7.1.2) Nanan, K., Piriyarungrod, N., Thianpong, C., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S. 2016 “ Numerical and experimental investigations of heat transfer enhancement in circular tube with tranverse twisted-baffles” **Heat and Mass Transfer.** 52 : 2177-2192.

### 1.7.2 ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในที่ประชุมนานาชาติ

1.7.2.1) Piriyarungrod, N., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. 2015. “Simulation of turbulent heat transfer in a tube fitted with regularly-spaced twisted tapes with alternate axes” **The 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering,** Bangkok, Thailand, September 24-25,

1.7.2.2) Piriyarungrod, N., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. 2015. “Swirl flow and heat transfer through tube with multiple twisted tapes inserts Regional” **The 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering,** Bangkok, Thailand, September 24-25,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทรรศน์

### 2.1 บทนำ

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิด การใช้อุปกรณ์เพิ่มความปั่นป่วน การใช้กลุ่มแผ่นบิด การใช้ท่อผิวที่มีการปรับปรุง สร้างการหมุนควงและความปั่นป่วนภายในท่อ ซึ่งจะทำให้ทราบถึงการศึกษาและเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านมา เพื่อนำไปประยุกต์หาแนวทาง พัฒนา ปรับปรุง เพื่อให้การเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่สูงมากขึ้น

ปัจจุบันเป็นที่ทราบกันว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมมาก เช่น หม้อไอน้ำ เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ในกระบวนการผลิต เป็นต้น

### 2.2 แผ่นบิดที่มีการปรับปรุงรูปร่าง

Chang et al. (2007) ทำการศึกษาแผ่นบิดแบบ Broken ผลการศึกษาพบว่าแผ่นบิดแบบ Broken ทำให้การถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบิดแบบดั้งเดิม

Jaisankar et al. (2009) ทดสอบประเมินค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ในเครื่องทำน้ำอุ่นพลังงานแสงอาทิตย์ ใช้แผ่นบิดแบบดั้งเดิมที่อัตราส่วนบิดต่างๆ ที่ Re ในช่วง 3000-23,000

Jaisankar et al. (2009) การทดสอบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของเครื่องทำน้ำอุ่นด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ โดยมีอัตราส่วนบิดของแผ่นบิดที่ 3 และ 5

Kumar et al. (2009) ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดันภายในท่อระเหยแนวนอนที่มีการสอดใส่แผ่นบิด โดยของเหลวทำงานเป็น R134a การศึกษาพบว่า การสอดใส่แผ่นบิดเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแต่ตัวประกอบความเสียดทานค่อนข้างสูงด้วย

Thianpong et al. (2009) ทดสอบผลกระทบของแผ่นบิดที่สร้างการไหลหมุนควงต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในท่อ Dimpled ที่มีอัตราส่วนพิตช์ที่แตกต่างกันและมีอัตราส่วนการบิดของแผ่นบิด 3 อัตราส่วน ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่าการใช้ท่อ Dimpled และแผ่นบิดร่วมกันการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานมีการเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนพิตช์และลดลงตามอัตราส่วนการบิด(ซ้าย-ขวา) ที่มีการบิดตลอดความยาวและเว้นระยะการบิด โดยมีการเว้นระยะ 100, 200 และ 300 mm ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าเลขนัสเซลต์ลดลง 11% และ 19% สำหรับการบิดตลอดความยาวและเว้นระยะตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบิดแบบดั้งเดิม ตัวประกอบความเสียดทานลดลง 18% และ 29% สำหรับการบิดตลอดความยาวและเว้นระยะตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบิดแบบดั้งเดิม

Eiamsa-ard (2010) ทำการศึกษาอิทธิพลของแผ่นบิดที่เป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนภายในท่อสี่เหลี่ยมต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน การทดลองใช้แผ่นบิดที่มีอัตราส่วนบิด (2.5, 3.0 และ 3.5) และจำนวนแผ่นในการวาง 5, 7 และ 9 แผ่น ตามลำดับ การ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ขึ้นต้นการคัดลอก หรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทดสอบใช้อากาศเป็นของไหลในการทดสอบ ทดสอบที่  $Re$  ในช่วง 2700-9000 ผลการทดสอบพบว่า การสอดใส่แผ่นบิดนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่าประมาณ 10.3-169.5% โดยทั่วไปการสอดใส่แผ่นบิดภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นซึ่งเป็นประโยชน์ต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ในทางกลับกันตัวประกอบความเสียดทานก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย การประเมินผลโดยรวมของการสอดใส่แผ่นบิดภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อมของตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งจะขึ้นอยู่กับสัดส่วนของการเพิ่มขึ้นของทั้งการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน เพื่อลดแรงเสียดทานในการถ่ายเทความร้อน หลายการศึกษาได้ทำการแก้ไขแผ่นบิดแบบดั้งเดิม

Eiamsa-ard et al. (2010) ศึกษาอิทธิพลของแผ่นบิด Delta-winglet ต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ทำการทดสอบที่  $Re$  ในช่วง 3000-27,000 ผลการทดสอบพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนตัดปีก

Murugesan et al. (2010) ทำการศึกษาแผ่นบิดที่มีการตัดขอบเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม (Square-cut) แผ่นบิดที่ใช้ทดสอบมีอัตราส่วนบิด (2.0, 4.4, และ 6.0) ใช้น้ำเป็นของไหลในการทดสอบ ทำการทดสอบที่  $Re$  ในช่วง 2000-12,000

Saha (2010) ทำการศึกษาการสอดใส่แผ่นบิดแบบมีฟันเอียงในท่อสี่เหลี่ยมที่มีร่องตามแนวแกน โดยใช้อากาศเป็นของไหลในการทดสอบ ทำการทดสอบในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่  $Re$  ในช่วง 10,000-100,000

Murugesan et al. (2011) นำเสนอผลการทดสอบของแผ่นบิดแบบ V-cut ต่อการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แผ่นบิดที่ใช้ทดสอบมีอัตราส่วนบิด ( $y=2.0, 4.4$  และ  $6.0$ ) อัตราส่วนความลึกและความกว้าง ( $DR=0.34$  และ  $WR=0.43, DR=0.34$  และ  $WR=0.34, DR=0.43$  และ  $WR=0.34$ ) การทดสอบพบว่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนการบิด อัตราส่วนความลึกและความกว้าง

Wongcharee และ Eiamsa-ard (2011) ศึกษาการเพิ่มการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นบิดแบบวางสลับแกนในช่วงการไหลแบบราบเรียบ โดยแผ่นบิดมีค่าอัตราส่วนการบิด ( $y/W$ ) เท่ากับ 3, 4 และ 5 พบว่าแผ่นบิดที่มีการสลับแกนให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดแบบปกติ 70.9-104% และพบว่าบิดที่มีการสลับแกนให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิดแบบปกติ 33-50% โดยแผ่นบิดแบบสลับแกนให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 5.25 ที่ค่า  $y/W=3.0$  และ  $Re=2000$



รูปที่ 2.1 แผ่นบิดสลับแกนในงานวิจัยของ Wongcharee และ Eiamsa-ard (2011)

Bas และคณะ (2012) ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานที่มีการติดตั้งแผ่นบิดแบบมีช่องว่างระหว่างผนังท่อกับขอบของแผ่นบิดในท่อกลม ในวงการไหล เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5132-24,989 โดยศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราส่วนการบิด ( $y/D$ ) เท่ากับ 2, 2.5, 3, 3.5, 4 และอิทธิพลของอัตราส่วนช่องว่างระหว่างผนังท่อกับขอบของแผ่นบิด ( $c/D$ ) เท่ากับ 0.0178 และ 0.0357 โดยมีการเปรียบเทียบกับแผ่นบิดแบบเต็มท่อ และใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ พบว่าแผ่นบิดที่ทำการศึกษาให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า โดยแผ่นบิดที่ค่า  $c/D=0.0178$  และ  $y/D=2.0$  ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.75 ที่ค่า  $Re=5132$



รูปที่ 2.2 แผ่นบิดในงานวิจัยของ Bas และคณะ (2012)

Thianpong และคณะ (2012) ศึกษาการทดลองถึงอิทธิพลของการเจาะรูแผ่นบิดที่มีการติดตั้งปีกขนานกันบนแผ่นบิดในท่อกลมต่อการถ่ายเทความร้อนและลักษณะการไหลในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5500-20,500 โดยแผ่นบิดที่ศึกษามีค่าอัตราส่วนของรูเจาะ ( $d/W$ ) และอัตราส่วนความลึกของปีก ( $w/W$ ) เท่ากับ 0.11, 0.33 และ 0.55 โดยมีค่าอัตราส่วนการบิด ( $y/W$ ) คงที่เท่ากับ 3.0 ซึ่งได้นำเสนอถึงผลของการฉีดสีเข้าไปในช่องการไหลทดสอบที่การติดตั้งแผ่นบิดเพื่อศึกษาถึงลักษณะการไหลด้วย พบว่าการไหลของของไหลที่ไหลผ่านแผ่นบิดจะมีลักษณะเป็นการไหลหมุนควงไปตามแผ่นบิด ส่วนกรณีของท่อเปล่าจะปรากฏกระแสการไหลแบบตรงเท่านั้น การไหลแบบหมุนควงนี้ช่วยให้ของไหลกระแทกเข้ากับผนังของท่อได้รุนแรงขึ้น ส่งผลให้ชั้นขีดผิวบางลง ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวท่อเพิ่มขึ้น และพบว่าการติดตั้งแผ่นบิดที่ไม่มีการเจาะรูและไม่ติดปีก และแผ่นบิดที่มีการเจาะรูและติดปีก ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่า 190% และ 208% ตามลำดับ โดยแผ่นบิดที่มีการเจาะรูและติดปีกที่ค่า  $d/W=0.11$  และ  $w/W=0.33$  ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.32



มุมมองด้านบน

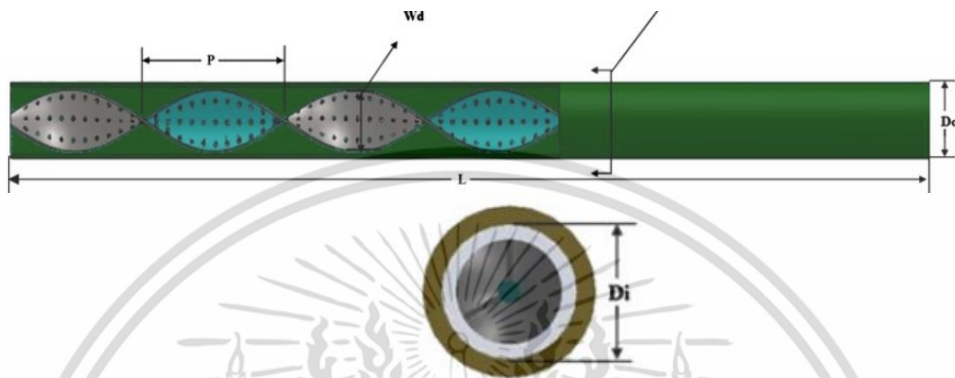
มุมมองด้านข้าง

รูปที่ 2.3 แผ่นบิดที่มีการเจาะรูและติดปีกในงานวิจัยของ Thianpong และคณะ (2012)

Ozceyhan and Bas (2012) ทดสอบแผ่นบิดแบบดั้งเดิมโดยที่มีการเว้นช่องว่างจากผนังท่อ ทดสอบที่  $Re$  ในช่วง 5132-24,989 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่จะลดลงตามการเพิ่มขึ้นตามของ  $Re$  ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด 1.75

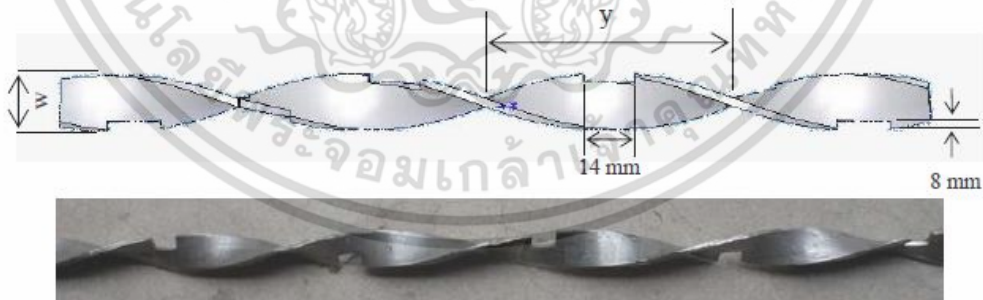
เอกสารนี้เป็นลิขสิทธิ์ของสถาบันวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีพลังงาน ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bhuiya และคณะ (2013) ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานที่มีการติดตั้งแผ่นบิดเจาะรูในท่อกลม ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 7200-49,800 โดยแผ่นบิดมีค่าอัตราส่วนของรูเจาะเท่ากับ 1.6, 4.5, 8.9 และ 14.7 พบว่าการติดตั้งแผ่นบิดเจาะรูให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าตัวประกอบเสียดทาน และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่วง 110-340, 110-360 และ 28-59% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า



รูปที่ 2.4 แผ่นบิดเจาะรูในงานวิจัยของ Bhuiya และคณะ (2013)

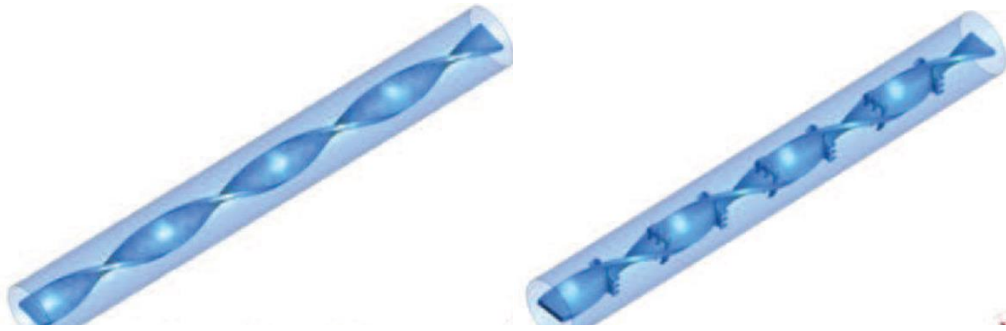
Salam และคณะ (2013) นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นบิดแบบตัดขอบเป็นร่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าติดตั้งในท่อกลมในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 10,000-19,000 โดยแผ่นบิดมีการตัดขอบเป็นร่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่าความกว้าง 8 mm และยาว 14 mm พบว่าให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น 2.3-2.9 และ 1.4-1.8 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าและพบว่าแผ่นบิดที่ศึกษาให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่วง 1.9-2.3



รูปที่ 2.5 แผ่นบิดแบบตัดขอบเป็นร่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าในงานวิจัยของ Salam และคณะ (2013)

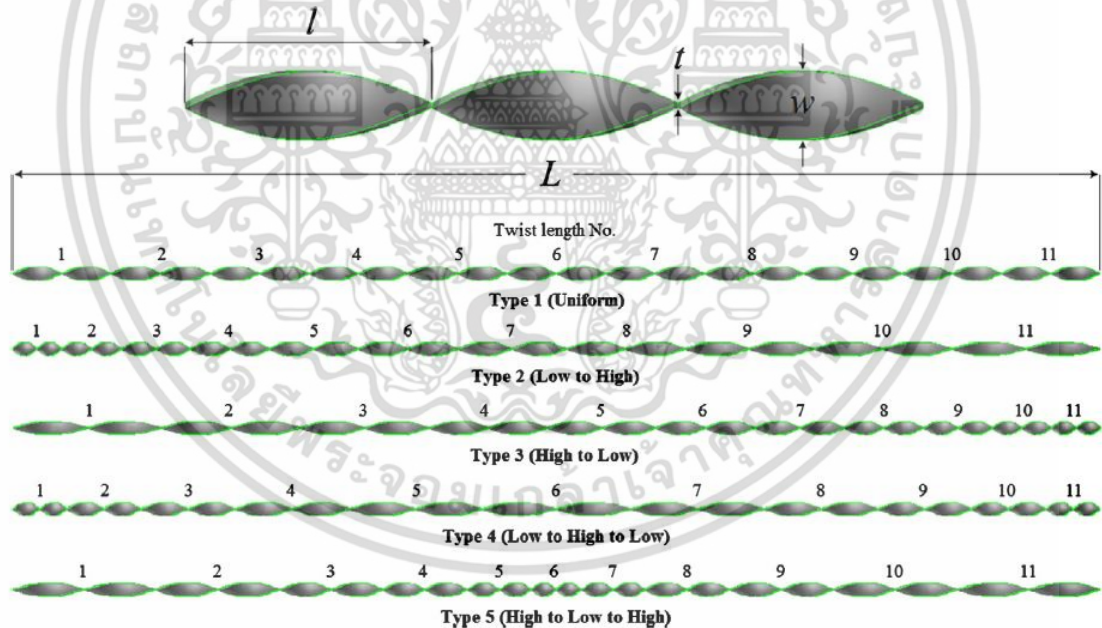
Kummitha และคณะ (2015) นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งใบพัดขนาดเล็กตามแนวขวางการไหลบนใบพัดขนาดใหญ่ที่วางตามแนวแกนการไหล โดยใบพัดขนาดเล็กนี้มีมุมบิดเท่ากับ 90 และ 180 องศา พบว่าการติดตั้งใบพัดขนาดเล็กตามแนวขวางการไหลบนใบพัดขนาดใหญ่ที่วางตามแนวแกนการไหลส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับใบพัดแบบปกติ เนื่องจากสามารถยกระดับความปั่นป่วนของของไหลให้สูงขึ้นได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.6 ไบบิดในงานวิจัยของ Kummitha และคณะ (2015)

Khoshvaght-Aliabadi และ Eskandari (2015) นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งไบบิดโดยใช้ของไหลนาโน Cu เป็นของไหลทดสอบ โดยมีความเข้มข้น 0, 0.1, 0.3% ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่มีค่า Re ในช่วง 7500-15,000 พบว่าการใช้ของไหลนาโนเป็นของไหลทดสอบที่มีการติดตั้งไบบิดสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ 45-87%



รูปที่ 2.7 ไบบิดในงานวิจัยของ Khoshvaght-Aliabadi และ Eskandari (2015)

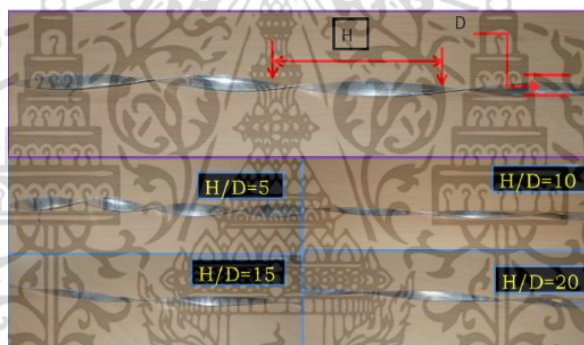
Yadav และคณะ (2015) ศึกษาการติดตั้งไบบิดในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในช่วงการไหลแบบราบเรียบ โดยไบบิดที่ทำการติดตั้งมีค่าอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 3.5, 4.5, 5.5 และ 6.5 พบว่าการติดตั้งไบบิดสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อเปล่า ในขณะที่เดียวกันก็ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 ใบปิดในงานวิจัยของ Yadav และคณะ (2015)

Durga Prasad และ Gupta (2016) นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อรูปตัวยูที่มีการติดตั้งแผ่นปิดโดยใช้ของไหลนาโน  $\text{Al}_2\text{O}_3$  เป็นของไหลทดสอบที่มีความเข้มข้น 0.01% และ 0.03%Vol และใบปิดมีค่าอัตราส่วนการปิดเท่ากับ 5, 10, 15 และ 20 ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า Re ในช่วง 3000-30,000 พบว่าการใช้ของไหลนาโน  $\text{Al}_2\text{O}_3$  ที่มีความเข้มข้น 0.03%Vol ในท่อรูปตัวยูที่มีการติดตั้งแผ่นปิดสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงสุดที่ 31.28% แต่ก็ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น 1.23% เมื่อเทียบกับการใช้น้ำเป็นของไหลทดสอบ



รูปที่ 2.9 แผ่นปิดที่ติดตั้งในท่อรูปตัวยูในงานวิจัยของ Durga Prasad และ Gupta (2016)

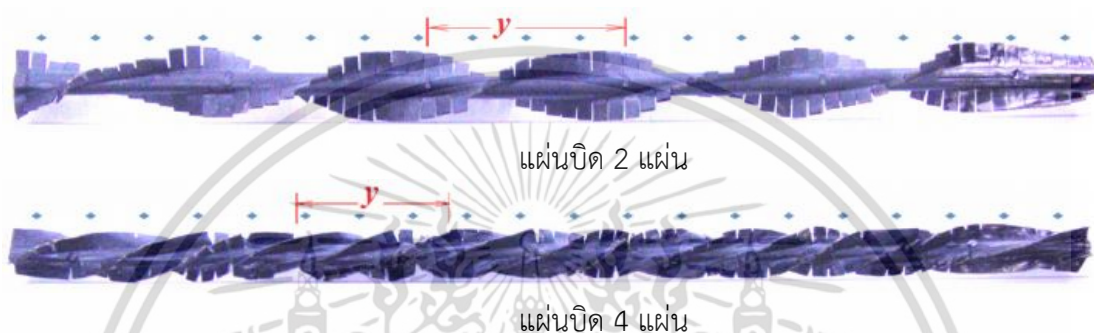
Saravanan และคณะ (2016) รายงานผลการศึกษาค้นคว้าทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคล่อมในท่อที่มีการสอดใส่แผ่นปิดที่มีการตัดขอบรูปสี่เหลี่ยมและสามเหลี่ยม โดยมีค่าระยะการปิด (Y) เท่ากับ 3, 4 และ 5 พบว่าแผ่นปิดที่ค่าระยะการปิดต่ำๆ (Y=3) ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าแผ่นปิดที่ค่าระยะการปิดสูงๆ (Y=5)



รูปที่ 2.10 แผ่นปิดที่มีการตัดขอบรูปสี่เหลี่ยมและสามเหลี่ยมในงานวิจัยของ Saravanan และคณะ

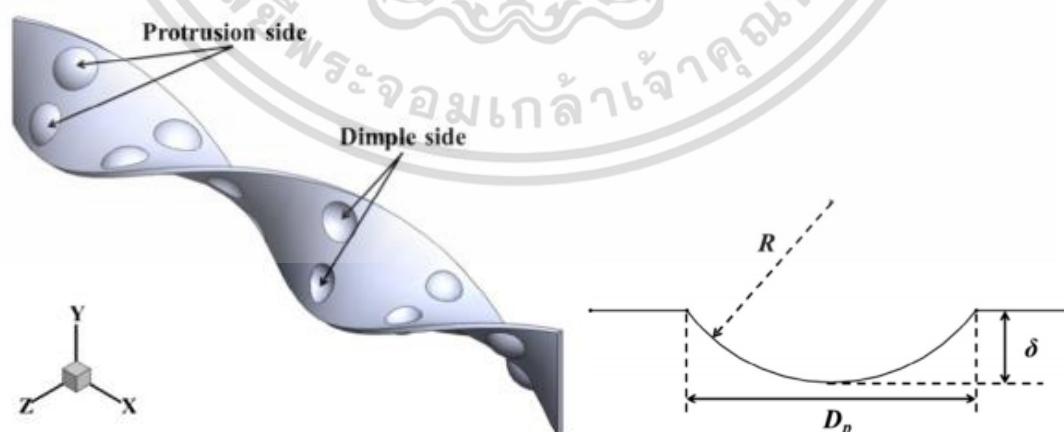
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Chang และคณะ (2017) นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นบิตในท่อตั้ง แสดงในรูปที่ 2.11 โดยศึกษาถึงอิทธิพลของจำนวนของแผ่นบิตที่ถูกติดตั้งบนแท่งเหล็กจำนวน 2 แผ่น และ 4 แผ่น โดยมีค่าระยะการบิต ( $y$ ) เท่ากับ 2, 2.5, 3 และ 3.5 Re ในช่วง 750-70,000 พบว่า การติดตั้งแผ่นบิตในช่วงของตัวแปรที่ทำการศึกษา ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า โดยสำหรับช่วงการไหลแบบราบเรียบจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า 1.23-6.21 และ 5.91-23.36 เท่า ตามลำดับ และช่วงการไหลแบบปั่นป่วนจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่า 1.55-6.56 และ 15.24-105.10 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 2.11 แผ่นบิตในงานวิจัยของ Chang และคณะ (2017)

Zhang และคณะ (2017) นำเสนอพฤติกรรมของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นบิตที่มีลักษณะเป็นผิวปุ่ม พบว่าเมื่อของไหลไหลผ่านแผ่นบิตจะทำให้เกิดการปั่นป่วนขึ้นบริเวณพื้นผิวปุ่ม และก่อให้เกิดกระแสการไหลแบบหมุนควงและวนภายในท่อทดสอบ ทำให้เกิดการผสมผสานกันของอุณหภูมิระหว่างบริเวณกลางท่อและบริเวณใกล้ผนัง ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อสูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

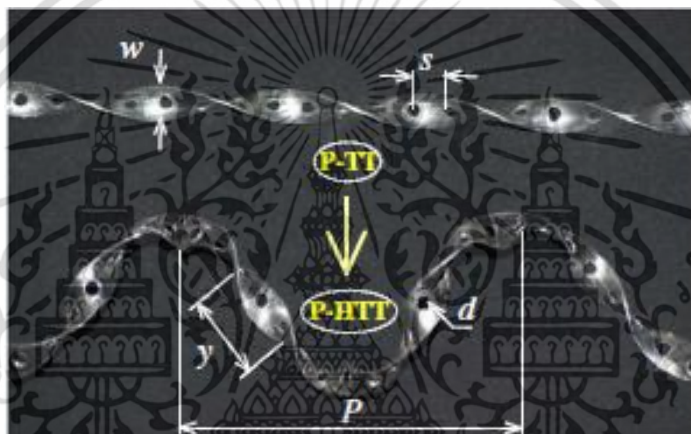


รูปที่ 2.12 แผ่นบิตผิวปุ่มในงานวิจัยของ Zhang และคณะ (2017)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

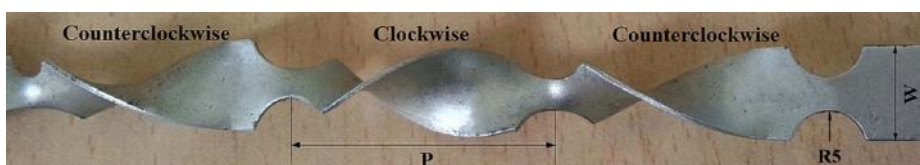
งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน ออกแบบให้ลดแรงต้านของการไหลให้ลดลง แต่ยังคงช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้นกว่าท่อเปล่าและลดการสูญเสียพลังงานในการไหลกว่าแผ่นบิตดั้งเดิม

Nanan และคณะ (2014) นำเสนอผลการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อ โดยศึกษาถึงอิทธิพลของการเจาะรูบนแผ่นบิต รวมถึงการนำแผ่นบิตที่มีการเจาะรูมาบิดเป็นเกลียว ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 6000-20,000 โดยแผ่นบิตมีอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะ ( $d/w$ ) เท่ากับ 0.2, 0.4 และ 0.6 มีอัตราส่วนระยะห่างระหว่างรูเจาะ ( $s/w$ ) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ซึ่งกำหนดให้ค่าอัตราส่วนการบิด ( $y/w$ ) และอัตราส่วนระยะพิชซ์ของเกลียววงที่ เท่ากับ 3.0 และ 2.0 ตามลำดับ พบว่าแผ่นบิตที่ทำการศึกษาให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า โดยมีค่า 1.50-2.08 และ 3.4-4.4 เท่า ตามลำดับ แผ่นบิตที่ค่า  $d/w=0.2$  และ  $s/w=2.0$  ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.28



รูปที่ 2.13 แผ่นบิตที่มีการเจาะรูและแผ่นบิตเจาะรูบิดเป็นเกลียวในงานวิจัยของ Nanan และคณะ (2014)

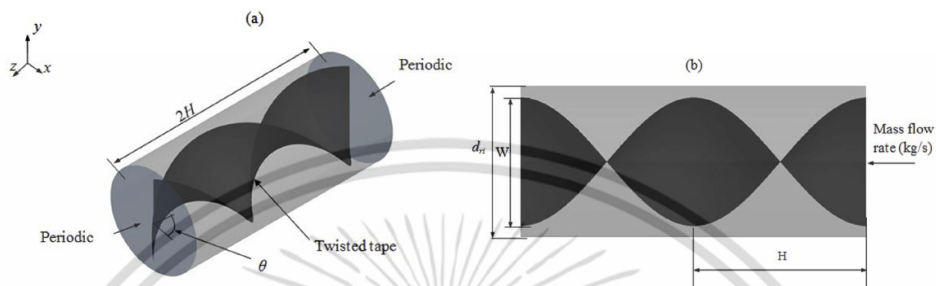
Man และคณะ (2016) ศึกษาอิทธิพลของการเจาะรูแผ่นบิตรูปครึ่งวงกลมที่มีการติดตั้งในท่อกลมและมีการปรับเปลี่ยนค่าความยาวของแผ่นบิต 4 ค่า คือ 600, 1200, 1800 และ 2400 mm พบว่ามีค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 1.45-1.90, 1.23-1.55, 1.18-1.45 และ 1.15-1.37 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า มีค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น 3.69-5.75, 2.30-4.48, 2.15-2.75 และ 1.21-1.31 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า และมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อน 0.94-1.06, 0.82-0.94, 0.89-1.04 และ 0.89-1.06 สำหรับการติดตั้งแผ่นบิตที่มีความยาว 2400, 1800, 1200 และ 600 ตามลำดับ



รูปที่ 2.14 แผ่นบิตที่มีการเจาะรูรูปครึ่งวงกลมในงานวิจัยของ Man และคณะ (2016)

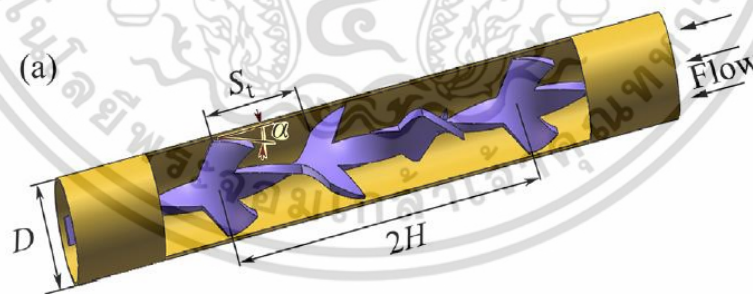
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาด้านนี้ เมื่ออนุญาตเห็นาไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Mwesigye และคณะ (2016) ศึกษาผลกระทบของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งใบพัดที่มีความกว้างไม่เต็มหน้าตัดต่อในช่วงการไหลที่ค่า  $Re$  ในช่วง 10,260-1,353,000 โดยใบพัดมีค่าอัตราส่วนการบิดที่ 0.5-2.0 และมีค่าอัตราส่วนความกว้างที่ 0.53-0.91 พบว่าใบพัดสามารถทำให้กระแสการไหลเกิดการไหลแบบหมุนควงตามแกนการไหล ทำให้อุณหภูมิของของไหลเกิดการผสมผสานกันได้ดีขึ้น ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวท่อเพิ่มขึ้น โดยพบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 169% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า



รูปที่ 2.15 แผ่นบิดในงานวิจัยของ Mwesigye และคณะ (2016)

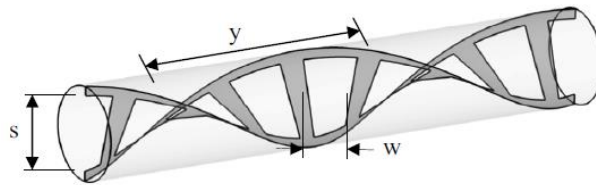
Lin และคณะ (2017) นำเสนออิทธิพลของใบพัดปีกต่อลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคล่อมในท่อกลม โดยปีกมีค่ามุม ( $\alpha$ ) เท่ากับ  $27.64^\circ$ ,  $21.44^\circ$ ,  $17.44^\circ$ ,  $14.67^\circ$  และมีระยะพิชต์ ( $S_t$ ) เท่ากับ 0.83D, 1.0D, 1.25D และ 1.67D พบว่าใบพัดที่มีปีกส่งผลให้เกิดกระแสการไหลหมุนควงรองตามแนวแกนการไหลและปีกที่ใบพัดส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างมาก และพบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ 76.4-190.9% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า แต่อย่างไรก็ตามก็ส่งผลให้ ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น 179.9-289.1% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า



รูปที่ 2.16 แผ่นบิดปีกในงานวิจัยของ Lin และคณะ (2017)

Saysroy และ Eiamsa-ard (2017) ศึกษาพฤติกรรมการไหลแบบปั่นป่วนและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งใบพัดเจาะรูสี่เหลี่ยมเพื่อลดความดันตกคล่อม รูปร่างของใบพัดมีค่าอัตราส่วนการความกว้างของรู ( $w/W$ ,  $WR$ ) เท่ากับ 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 และค่าอัตราส่วนความยาวของรู ( $L/W$ ,  $LR$ ) เท่ากับ 0.7, 0.8 และ 0.9 พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคล่อมลดลงเพื่อค่า  $WR$  และค่า  $LR$  เพิ่มขึ้น ในขณะที่ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อค่า  $WR$  เพิ่มขึ้น โดยกรณี  $WR=0.9$  และ  $LR=0.7$  ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.37 ที่ค่า  $Re=7000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ใบนี้มิใช่เอกสารที่เผยแพร่  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

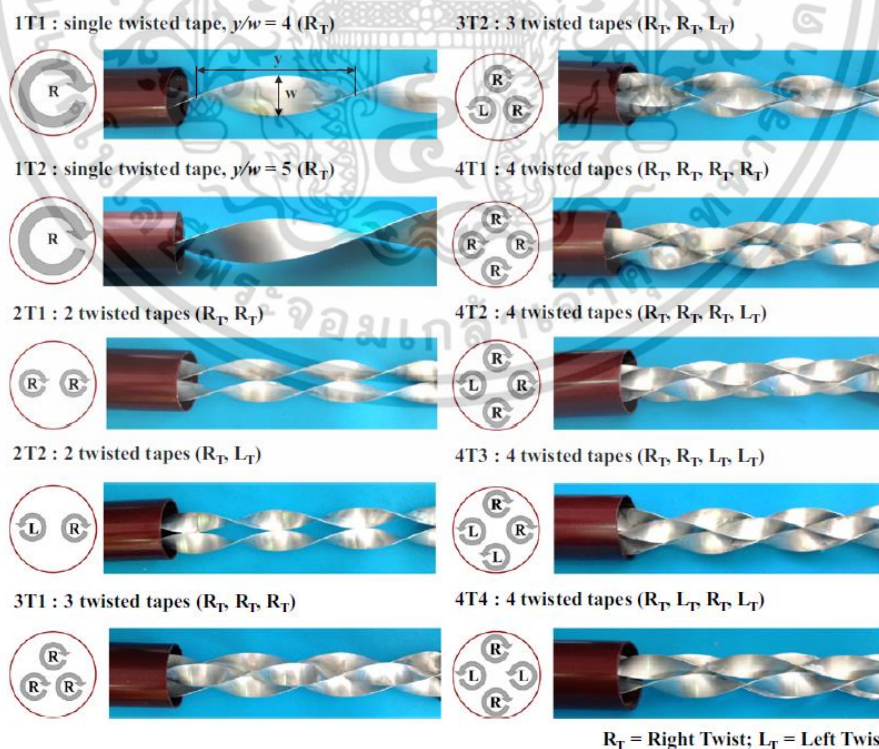


รูปที่ 2.17 แผ่นบิดเจาะรูในงานวิจัยของ Saysroy และ Eiamsa-ard (2017)

งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนแบบหลายแผ่นบิด โดยการใช้แผ่นบิดแบบหลายแผ่นจะไปเบี่ยงเบนทิศทางการไหลของกระแสการไหลหลักของๆไหล ซึ่งการเบี่ยงเบนทิศทางการไหลที่ชั้นขีดผิวทางความร้อนให้บางลง ทำให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

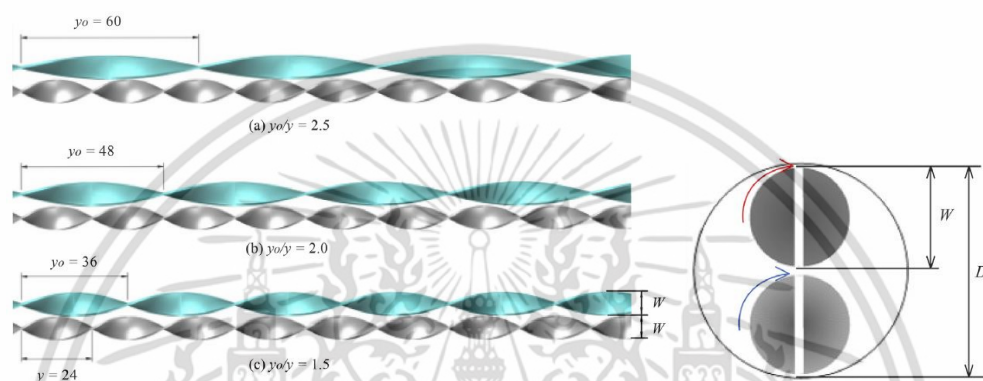
Eiamsa-ard et al. (2010) ทำการศึกษาแผ่นบิดแผ่นเดียว (ST) แผ่นบิดคู่ที่มีทิศทางของการบิดของเกลียวในทิศทางตามกัน (CT) และแผ่นบิดคู่ที่มีทิศทางของการบิดของเกลียวสวนกัน (CoT) ผลการทดสอบพบว่า CoT มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า CT และ ST ประมาณ 12.5-44.5% และ 17.8-50% ตามลำดับ

Chokphoemphun และคณะ (2015) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งใบบิดในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5300-24,000 ใบบิดมีค่าอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 4 และ 5 พบว่าในช่วงที่ทำการศึกษาให้ค่าการถ่ายเทความร้อน 1.15-2.12 เท่า ในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานมีค่าอยู่ในช่วง 1.9-4.1 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า



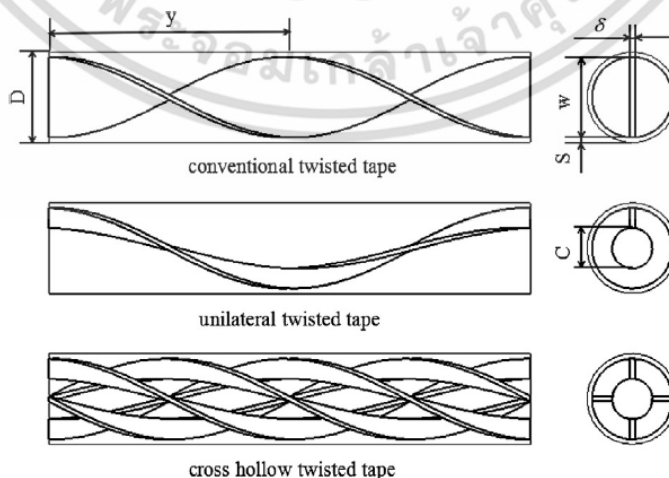
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่รูปที่ 2.18 ใบบิดในงานวิจัยของ Chokphoemphun และคณะ (2015) โยชนด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Eiamsa-ard และคณะ (2015) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งใบบิด 2 ใบ โดยใบบิดทั้ง 2 ใบมีค่าอัตราส่วนการบิดต่างกัน และใช้ของไหลนาโนเป็นของไหลทดสอบคือ  $TiO_2/water$  ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5400-15,200 ค่าความเข้มข้นของของไหลนาโนที่ใช้ทดสอบมีค่า 0.07, 0.14 และ 0.21% และใบบิด 2 ใบ มีอัตราส่วนการบิดที่ต่างกัน ( $y_0/y$ ) เท่ากับ 1.5, 2.0 และ 2.5 พบว่าการติดตั้งใบบิดที่ค่า  $y_0/y=1.5$  สามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ 89% และทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น 5.43 เท่า นอกจากนี้ยังส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น 1.13 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า และพบว่าการใช้ของไหลนาโนที่ค่าความเข้มข้น 0.21% ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 9.9-11.2%



รูปที่ 2.19 ใบบิดในงานวิจัยของ Eiamsa-ard และคณะ (2015)

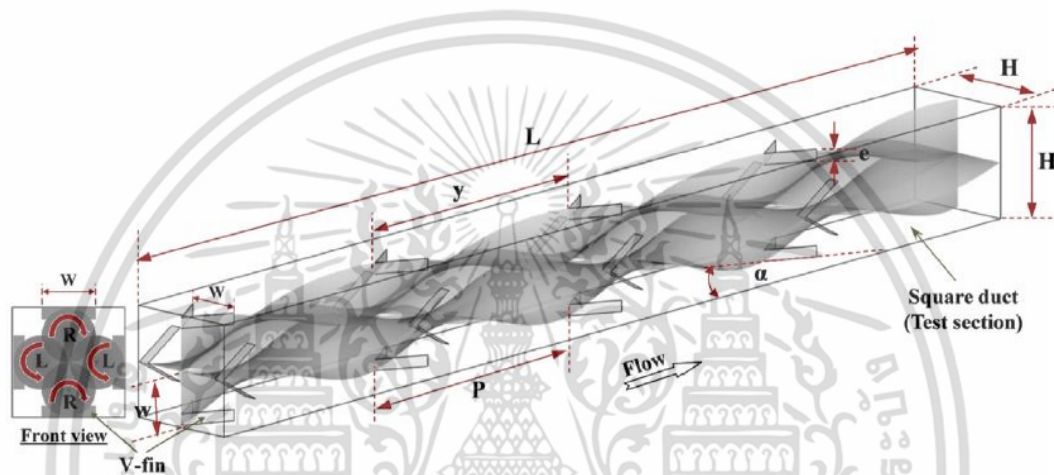
Li และคณะ (2015) ศึกษาการจำลองเชิงตัวเลขของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งใบบิด 4 ใบ โดยมีการปรับเปลี่ยนค่าการตัดใบบิดตรงกลางท่อ (C) เท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12 ปรับเปลี่ยนค่าช่องว่างระหว่างผนังท่อกับขอบของใบบิด (S) เท่ากับ 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 และปรับเปลี่ยนจำนวนของใบบิด (n) เท่ากับ 1-6 ใบ พบว่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นสูงถึง 28.1% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า และพบว่าเมื่อค่า S ลดลง ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น



รูปที่ 2.20 ใบบิดในงานวิจัยของ Li และคณะ (2015)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Promvongse (2015) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งใบพัด 4 ใบร่วมกับครีบริบรูปตัววีในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 4000-30,000 โดยใบพัดทุกใบมีค่าอัตราส่วนการบิดคองที่เท่ากับ 4.0 และครีบริบรูปตัววีมีค่าอัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.16, 0.21, 0.32 และ 0.42 มีค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์เท่ากับ 4, 8, 12 และ 16 และมีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 30 องศา พบว่าเมื่อค่าอัตราส่วนความสูงของครีบริบส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น แต่จะลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์เพิ่มขึ้น กรณีอัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.42 และอัตราส่วนระยะพิตซ์เท่ากับ 4.0 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด และกรณีอัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.21 และอัตราส่วนระยะพิตซ์เท่ากับ 4.0 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุดที่  $1.75$  ที่ค่า  $Re=4000$



รูปที่ 2.21 ใบพัด 4 ใบร่วมกับครีบริบรูปตัววีในงานวิจัยของ Promvongse (2015)

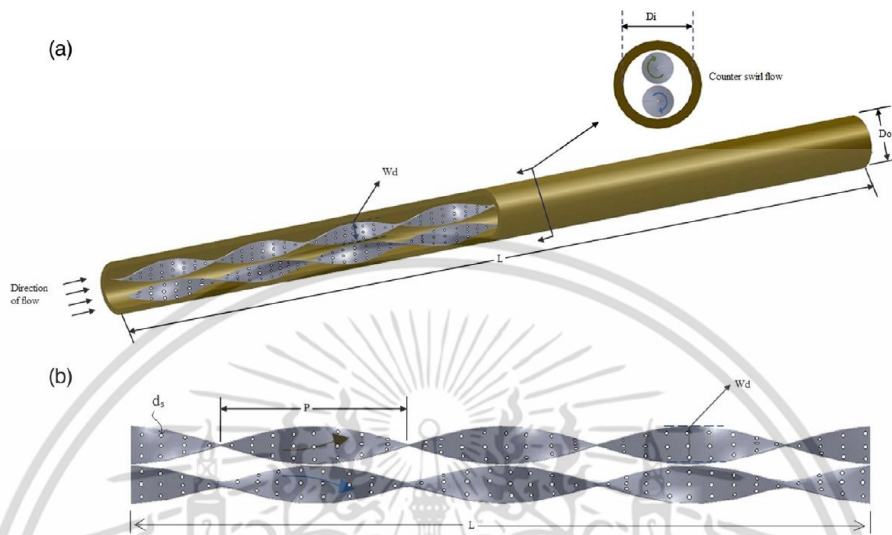
Abdolbaqi และคณะ (2016) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในท่อวงรีที่มีการติดตั้งใบพัด 2 ใบ ที่จัดวางแบบหมุนตามกันและหมุนสวนทางกัน ใบพัดที่ทำการศึกษา มีค่าอัตราส่วนการบิด ( $H/D$ ) เท่ากับ 5, 10 และ 15 พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อค่าอัตราส่วนการบิดเพิ่มขึ้น และการจัดวางแบบหมุนสวนทางกันให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการจัดวางแบบหมุนตามกันที่ 22.5% และสูงกว่าท่อวงรีที่ไม่มีติดตั้งแผ่นบิด 61% การติดตั้งแผ่นบิดแบบหมุนสวนทางกันให้ที่ค่า  $H/D=5, 10$  และ 15 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ 1.58, 1.44 และ 1.15 ตามลำดับ ในขณะที่แผ่นบิดแบบหมุนตามกันที่ค่า  $H/D=5, 10$  และ 15 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ 1.43, 1.19 และ 1.04 ตามลำดับ



รูปที่ 2.22 แผ่นบิดที่ติดตั้งในท่อวงรีในงานวิจัยของ Abdolbaqi และคณะ (2016)

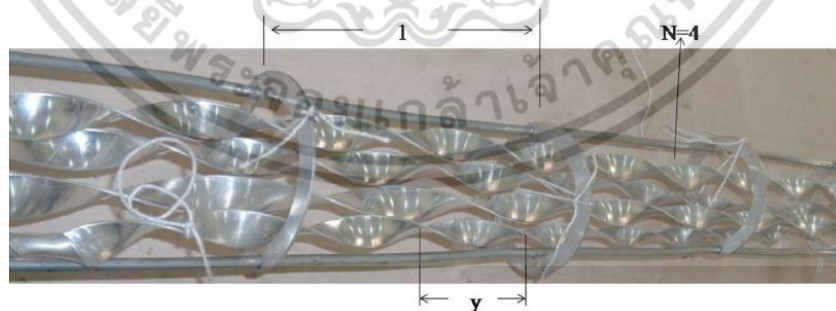
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bhuiya และคณะ (2016) ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งไบปิด 2 ไบหมุนสวนทางกัน และมีการเจาะรูที่ไบปิดเพื่อลดความดันตกคล่อม ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 7200-50,000 โดยมีการปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะเท่ากับ 1.6, 4.6, 10.4 และ 18.6% พบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานได้ 80-290% และ 111-335% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อเปล่า



รูปที่ 2.23 เจาะรูแผ่นจัดวางแบบหมุนสวนทางกันในงานวิจัยของ Bhuiya และคณะ (2016)

Singh และคณะ (2016) นำเสนอลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งไบปิด 4 แผ่นร่วมกับแผ่นกั้นวงแหวนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 6300-22,500 โดยแผ่นกั้นวงแหวนมีค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์เท่ากับ 1 และ 2 และไบปิดมีอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 2, 3 และ 4 พบว่ากรณีศึกษาทั้งหมดให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ ) ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ในช่วง 107-293, 0.93-0.99 และ 1.46-1.61 ตามลำดับ

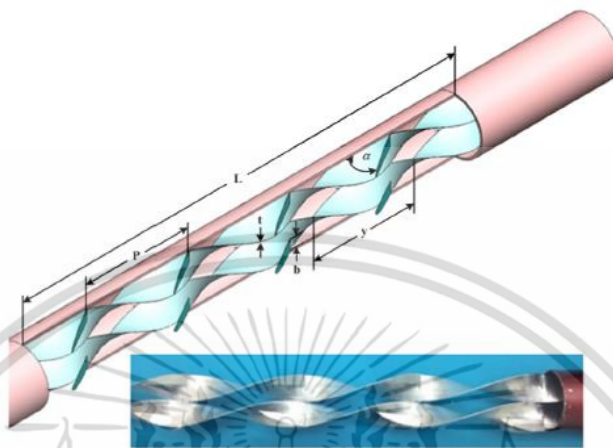


รูปที่ 2.24 แผ่นบิดที่ติดตั้งร่วมกับแผ่นกั้นวงแหวนในงานวิจัยของ Singh และคณะ (2016)

Tamna และคณะ (2016) ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งครีบริบรูปตัววีที่ไบปิดเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5300-24,000 โดยได้ติดตั้งไบปิด 2 ไบที่ค่าอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 4.0 และครีบริบรูปตัววีที่ติดตั้งเข้ากับไบปิดมีค่าอัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.07, 0.09, 0.14 และ 0.19 โดยครีบริบรูปตัววีมีค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์

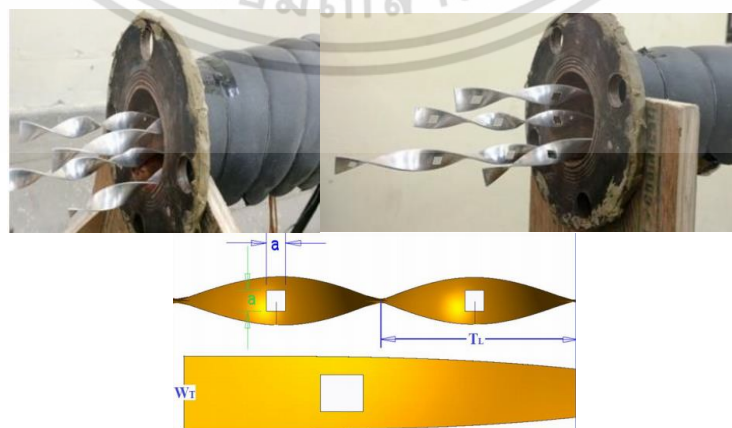
เอกสารเป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในงานวิจัยเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์หรือมีข้อสงสัยใดๆ  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ 1.9 และมีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 30 องศา พบว่าการติดตั้งใบปิดคู่กับครีบริบรูปตัววีทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับใบปิดที่ไม่มีการติดครีบริบ แต่ก็ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน การติดตั้งใบปิด 2 ใบคู่กับครีบริบรูปตัววีที่ค่าอัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.09 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 1.4



รูปที่ 2.25 แผ่นปิดที่ติดตั้งครีบริบรูปตัววีในงานวิจัยของ Tamna และคณะ (2016)

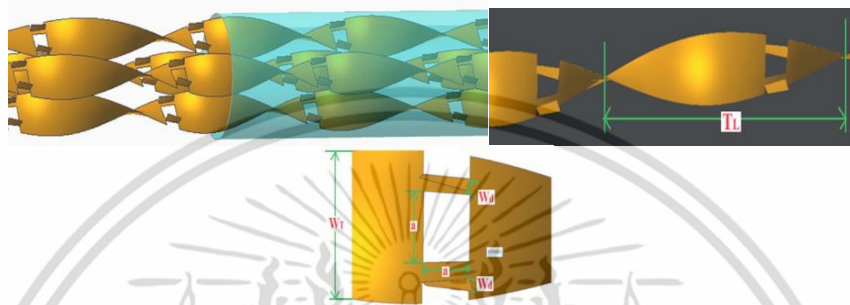
Singh และคณะ (2017) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อที่มีการติดตั้งแผ่นปิดเจาะรูรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5000-27,000 โดยแผ่นปิดมีค่าอัตราส่วนของรูเจาะ ( $a/W_T$ ) เท่ากับ 0.083-0.333 และมีค่าอัตราส่วนการปิด ( $T_L/W_T$ ) เท่ากับ 2.0-3.5 และได้นำเสนอผลจากการติดตั้งแผ่นปิดเจาะรูรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเปรียบเทียบกับแผ่นปิดที่ไม่มีการเจาะรู รวมถึงนำเสนอผลที่เปรียบเทียบกับท่อเปล่า ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าโดยทั่วไปการติดตั้งแผ่นปิดส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า และพบว่าการติดตั้งแผ่นปิดเจาะรูรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่าประมาณ 5.92% และ 7.89% ตามลำดับ



รูปที่ 2.26 แผ่นปิดเจาะรูรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสในงานวิจัยของ Singh Suri และคณะ (2017)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นใบเขียวระเบียนทางการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Singh Suri และคณะ (2017) ศึกษาทดลองอิทธิพลของแผ่นบิดที่มีการเจาะรูและติดปีกสี่เหลี่ยมในท่อกลมต่อการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5000-27,000 โดยมีการปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนความสูงของปีกสี่เหลี่ยม ( $W_p/W_T$ ) ในช่วง 0.042-0.167 ซึ่งแผ่นบิดมีค่าอัตราส่วนของรูสี่เหลี่ยมจัตุรัส ( $a/W_T$ ) เท่ากับ 0.25 มีค่าอัตราส่วนการบิด ( $T_L/W_T$ ) เท่ากับ 2.5 และแผ่นบิดมีจำนวน 4 แผ่น ผลการทดลองพบว่าการติดตั้งแผ่นบิดที่ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อเปล่า โดยมีค่าสูงสุดที่ 6.96 เท่า และ 8.34 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า

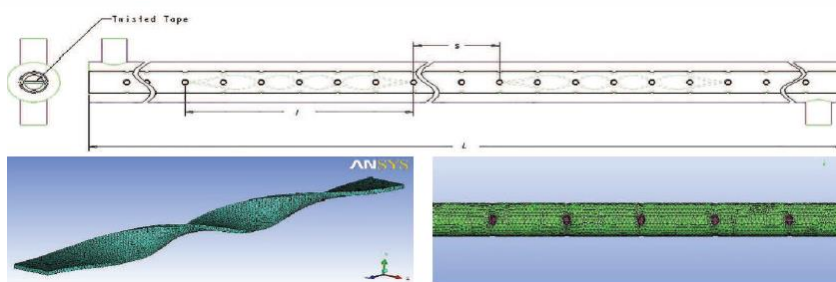


รูปที่ 2.27 แผ่นบิดที่มีการเจาะรูและติดปีกสี่เหลี่ยมในงานวิจัยของ Singh Suri และคณะ (2017)

งานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อผิวที่มีการปรับปรุงและติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน โดยท่อผิวปรับปรุงเช่น dimpled และ corrugated ทำให้ของไหลเกิดการไหลแบบหมุนควงที่ขึ้นขีดผิวทางความร้อนและการเพิ่มอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

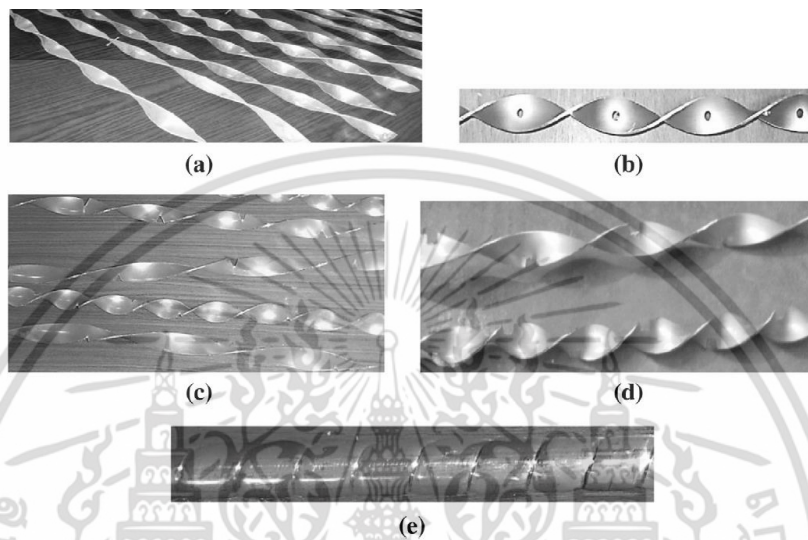
Date et al. (2009) ทำการศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงในท่อร่องเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิดในช่วงการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วน ท่อร่องเกลียวที่ใช้ทดสอบมีทิศทางของร่องเกลียวตามทิศทางของการไหล ผลของการทดสอบแสดงให้เห็นว่าทิศทางของการบิด (ตามเข็มนาฬิกาและทวนเข็มนาฬิกา) มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลง

Kumbhar และคณะ (2015) นำเสนอการจำลองเชิงตัวเลขของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแบบ dimpled ที่มีการติดตั้งใบบิดแบบเว้นช่วง โดยทำการศึกษาลักษณะอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกของผิวปุ่ม อัตราส่วนระยะพิชชของผิวปุ่มและอัตราส่วนการเว้นช่วงของใบบิด พบว่าการติดตั้งใบบิดในท่อแบบ dimpled ส่งผลสำคัญต่อลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน



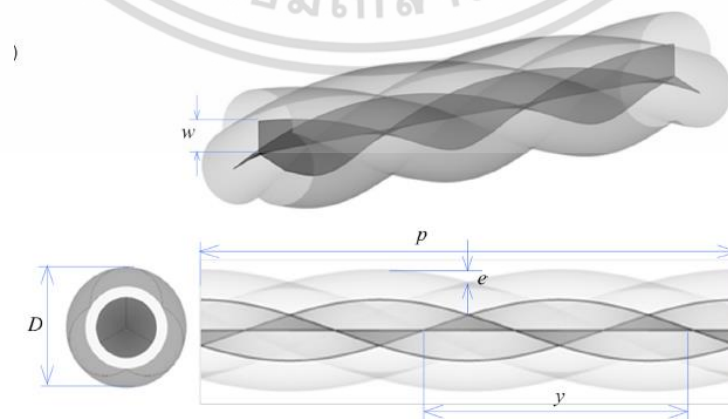
เอกสารนี้เป็นรูปที่ 2.28 ท่อ dimpled ติดตั้งใบบิดเว้นช่วงในงานวิจัยของ Kumbhar และคณะ (2015) ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Hasanpour และคณะ (2016) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ corrugated ที่มีการติดตั้งใบปิดเจาะรู ใบปิดตัดขอบรูปตัววีและใบปิดตัดขอบรูปตัวยู โดยใบปิดมีค่าอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 3, 5, 7 มีค่าอัตราส่วนของรูที่เจาะเท่ากับ 0.11, 0.33 มีค่าอัตราส่วนความกว้างและอัตราส่วนความสูงของการตัดขอบรูปตัววีและรูปตัวยูเท่ากับ 0.3-0.6 โดยทำการศึกษาในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 5000-15,000 พบว่าการติดตั้งใบปิดเข้าไปในท่อ corrugated ส่งผลให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการใช้ท่อ corrugated ที่ไม่มีการติดตั้งแผ่นปิด



รูปที่ 2.29 แผ่นปิดและท่อ corrugated ในงานวิจัยของ Hasanpour และคณะ (2016)

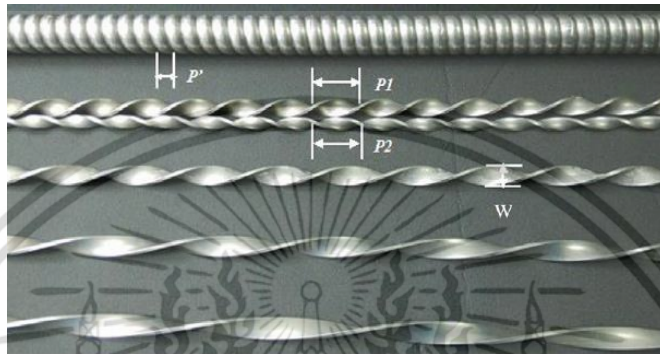
Eiamsa-ard และคณะ (2016) นำเสนอการจำลองเชิงตัวเลขของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ corrugated แบบ 3 ร่องที่มีการติดตั้งใบปิดกลางท่อ โดยใบปิดมีการปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนความกว้างเท่ากับ 0.1, 0.25, 0.34 และ 0.5 และท่อ corrugated มีค่าอัตราส่วนความลึกเท่ากับ 0.14 และมีค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์เท่ากับ 8.0 พบว่าการติดตั้งใบปิดสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ 1.2-36% เมื่อเทียบกับการใช้ท่อ corrugated ที่ไม่มีการติดตั้งใบปิด



รูปที่ 2.30 ท่อ corrugated ที่มีการติดตั้งใบปิดในงานวิจัยของ Eiamsa-ard และคณะ (2016)

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่สามารถนำออกจำหน่ายหรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Hong และคณะ (2016) ศึกษาอิทธิพลของท่อ corrugated ที่มีการติดตั้งใบปิดเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า  $Re$  ในช่วง 8000-20,000 โดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ โดยใบปิดที่ทำการติดตั้งในท่อ corrugated มีค่าอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 1.06, 1.56, 2.44 และ 3.22 พบว่าสำหรับท่อ corrugated ที่ไม่มีการติดตั้งใบปิดให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่าที่ 86% ในขณะที่เมื่อติดตั้งใบปิดในช่วงที่ทำการทดสอบที่ค่าอัตราส่วนการบิดเท่ากับ 1.06, 1.56, 2.44 และ 3.22 จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 131-177%, 125-168%, 120-153%, และ 113-140% เมื่อเทียบกับท่อเปล่า



รูปที่ 2.31 ท่อ corrugated ที่มีการติดตั้งใบปิดในงานวิจัยของ Hong และคณะ (2016)

### 2.3 แนวทางการศึกษา

จากการศึกษางานวิจัยเกี่ยวข้องกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิด การใช้อุปกรณ์เพิ่มความปั่นป่วน การใช้กลุ่มแผ่นบิด การใช้ท่อผิวขรุขระ สร้างการหมุนควงและความปั่นป่วนภายในท่อ ซึ่งจะทำให้ทราบถึงเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากงานวิจัยที่ผ่านมาทำให้มีแนวคิดในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการใช้ แผ่นบิดเรียบ กลุ่มแผ่นบิดและแผ่นบิดขวาง (1) กรณีแผ่นบิดเรียบทำการทดลองทั้งหมด 12 กรณี แบ่งเป็นการปรับเปลี่ยนมุมเร็วต่างกัน  $\theta$  ทั้งหมด 4 กรณี คือ  $\theta = 0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  และ  $0.9^\circ$  ปรับเปลี่ยนระยะการบิด 3 กรณี คือ 9.5, 14.25, 19 mm. ( $y/w = 3.5, 4.0$  และ  $4.5$ ) ในกรณีกลุ่มแผ่นบิดจะทำการศึกษาแผ่นบิดที่ประกอบไปด้วยแผ่นบิด (TTi) ที่มีขนาดความกว้าง ( $w$ ) 40 mm. มีระยะการบิด 160 mm. ถูกติดตั้งให้อยู่ในตำแหน่งตรงกลางและมีกลุ่มแผ่นบิดเสริมที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง ( $w$ ) 8 mm. ล้อมรอบ (2) ในการทดลองจะศึกษาอิทธิพลของระยะการบิดและจำนวนของแผ่นบิดเสริมที่ล้อมรอบต่อการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแบ่งระยะการบิดได้ทั้งหมด 6 กรณี  $y = 20, 40, 80, 120, 160$  และ  $200$  mm. ( $y/w = 2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$ ) และจำนวนแผ่นบิดเสริมที่ถูกใช้ที่ล้อมรอบแผ่นบิด TTi แบ่งออกเป็น 5 กรณี คือ  $N = 2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น (3) ในกรณีแผ่นบิดขวางการศึกษาถึงอัตราส่วนความกว้างของแผ่นบิด ( $w/D$ ) และระยะการบิดที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน โดยมีความกว้างของแผ่นบิด 6.4, 12.8 และ 19.2 mm ( $w/D = 0.1, 0.2$  และ  $0.3$ ) ระยะการบิด 12.8, 19.2, 25.6 mm. และ แผ่นตรง ( $y/w = 0.1, 0.2, 0.3$  และ  $\infty$ ) ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์เลขนัยสเซลท์ ( $Nu$ ) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับ

เอกสารที่แนบมาและตัวประกอบการเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 3

## ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 3.1 บทนำ

การถ่ายเทความร้อนที่ศึกษาในวิชานี้ เป็นแบบการนำความร้อนและการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อกลม ที่ติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนควง ในบทนี้จะอธิบายถึงเทคนิควิธีการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน การถ่ายเทความร้อน กลศาสตร์การไหล สหสัมพันธ์การพาความร้อนในรูปแบบต่างๆ เพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน การหาค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมและความเสียหาย

### 3.2 การถ่ายเทความร้อน

การนำความร้อน คือการถ่ายเทความร้อนโดยที่ตัวกลางไม่เคลื่อนที่ เช่น ความร้อนจากกาแฟในถ้วยไหลผ่านชั้นโลหะที่จับที่ด้ามช้อนรู้สึกร้อน เป็นต้น การนำความร้อนเป็นปรากฏการณ์ระดับอนุภาคของสสาร เมื่อได้รับความร้อนจะเกิดการสั่นและส่งต่อพลังงานกัน การนำความร้อนจึงเกิดขึ้นได้ในสสารทุกสถานะทั้งของแข็ง ของเหลว หรือก๊าซ ความสามารถในการนำความร้อนของสสารแต่ละชนิดจะมีค่าแตกต่างกัน พารามิเตอร์ที่ใช้อธิบายความสามารถดังกล่าวเรียกว่า ค่าสภาพการนำความร้อน (Thermal Conductivity:  $k$ ) วัสดุที่มีค่า  $k$  สูงจะนำความร้อนได้ดี อาทิ เหล็ก ทองแดง อลูมิเนียม จึงนิยมนำเอามาใช้ทำภาชนะหุงต้ม หรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนวัสดุที่มีค่า  $k$  ต่ำจะนำความร้อนได้น้อย อาทิ โยเกิร์ต ยิปซัม จึงนิยมนำมาใช้ทำฉนวนกันความร้อน เป็นต้น พื้นฐานการนำความร้อนอธิบายได้ด้วย กฎการนำความร้อนของฟูริเยร์ (Fourier law of heat conduction) ที่ว่า “อัตราการถ่ายเทความร้อนแปรผันตรงกับเกรเดียนต์ของอุณหภูมิและพื้นที่

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

ดังนั้น หากต้องการถ่ายเทความร้อนด้วยการนำให้ได้มาก ทำได้โดยเลือกวัสดุตัวกลางที่มีค่าสภาพการนำความร้อนสูงๆ หรือเพิ่มพื้นที่หน้าสัมผัสของการนำความร้อนให้มากขึ้น การพาความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยที่ตัวกลางเคลื่อนที่หรือไหลไปด้วย การพาความร้อนจึงเกิดขึ้นเฉพาะกับของเหลวหรือก๊าซเท่านั้น ความสามารถในการพาความร้อนขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficient:  $h$ ) ค่าอุณหภูมิแวดล้อม และขนาดพื้นที่ผิวของวัตถุที่มีการพาความร้อน โดยทั่วไปค่า  $h$  ขึ้นอยู่กับหลายพารามิเตอร์ อาทิ ความเร็วและสมบัติของตัวกลาง ซึ่งมักได้จากการทดลองเป็นรายกรณี ค่า  $h$  มากหมายถึงการพาความร้อนได้ดี ในทางกลับกันค่า  $h$  น้อยหมายถึงพาความร้อนได้ไม่ดี พื้นฐานของการพาความร้อนอธิบายด้วย Newton's cooling law

ดังนี้

$$q_c = hA(T_s - T_\infty) \quad (3.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น หากต้องการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาให้ได้มาก ทำได้โดยเพิ่มค่า  $h$  อาจด้วยการติดตั้งพัดลมช่วยเป่า หรือเพิ่มพื้นที่ผิวให้กับวัตถุที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อน การแผ่รังสีความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนในรูปคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า จึงไม่อาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายความร้อน เช่น การแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์มายังโลก โดยทั่วไปวัตถุยังมีอุณหภูมิสูงจะยังแผ่รังสีความร้อนได้มาก หลักการถ่ายเทความร้อนด้วยการแผ่รังสี อธิบายได้ด้วย Stefan-Boltzmann Law ดังนี้

$$q_r = \sigma A_s \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.3)$$

เมื่อ  $\sigma$  เป็นค่าคงที่ Stefan-Boltzmann ซึ่งเท่ากับ  $5.6703 \times 10^{-8}$  ( $\text{W/m}^2\text{K}^4$ ) และ  $\varepsilon$  เป็นค่าสภาพการเปล่งรังสี (Emissivity) โดย  $\varepsilon=1$  สำหรับวัตถุดำ และ  $\varepsilon=0$  สำหรับวัตถุขาว

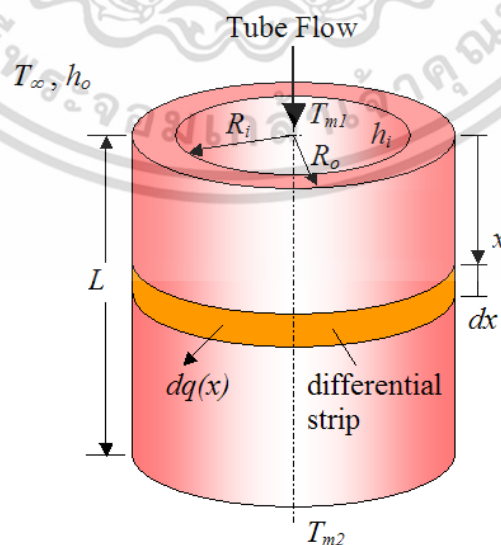
### 3.3 การพาความร้อนจากของไหลที่ไหลผ่านท่อ

การพาความร้อนจากของไหลที่ไหลผ่านท่อ ซึ่งเกิดจากการถ่ายเทความร้อนผ่านผิวท่อ สามารถแบ่งเงื่อนไขที่ผิวออกได้เป็น 2 กรณี คือ

- 1 กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่
- 2 กรณีอุณหภูมิที่ผิวคงที่

สำหรับการไหลในท่อที่ยาว  $L$  ที่มีอุณหภูมิผิวเป็น  $T_s$  นั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งท่อ ถ่ายเทให้แก่ของไหลนั้นจะต้องมีค่าเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในก้อนของไหลที่ไหลผ่านท่อ ดังนั้นจะสามารถเขียนสมการแสดงความสัมพันธ์ดังกล่าวได้เป็น

$$q_c = Mc_p \cdot \Delta T = \rho \frac{\pi D^2}{4} V_{av} c_p (T_{b1} - T_{b2}) \quad (3.4)$$



รูปที่ 3.1 การพาความร้อนของของไหลที่ไหลผ่านท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาติเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับในเทอมของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนจากท่อในช่วงสั้นๆ ที่มีความยาว  $dx$  ดังรูปที่ 3.1 จะมีความสัมพันธ์กับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของก้อนของไหลในช่วงเดียวกันนั้น และมีความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างระหว่าง  $T_s(x)$  ของท่อกับอุณหภูมิ  $T_b(x)$  ของก้อนของไหลที่หน้าตัดนั้นๆ

ความสัมพันธ์ดังกล่าวนี้คือ

$$dq_c = Mc_p dT = h_x (\pi D) dx (T_s - T_b) \tag{3.5}$$

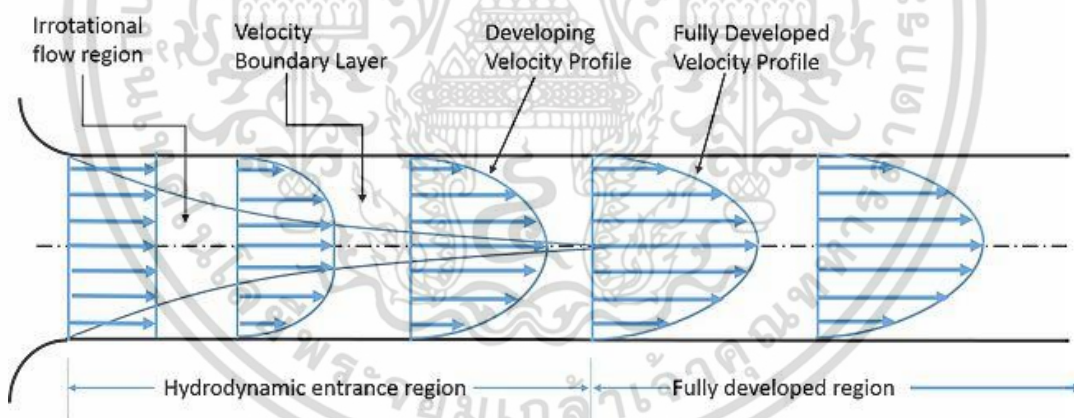
ดังนั้นจึงสามารถแสดงค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยรวม  $h$  สำหรับการไหลที่ไหลผ่านท่อเป็น

$$Mc_p (T_{b2} - T_{b1}) = hA(T_s - T_b)_{av} \tag{3.6}$$

เนื่องจากอุณหภูมิ  $T_s$  และ  $T_b$  นี้จะแปรตลอดความยาวของท่อ ดังนั้นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ใช้ในสมการ (3.6) นี้ก็จะต้องเป็นค่าของความแตกต่างเฉลี่ย

### 3.4 ชั้นขีดผิวความเร็วและความร้อน

สภาวะการไหล พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี  $r_0$  ตามรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 การก่อตัวของชั้นขอบเขตของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

การไหลภายในท่อมีข้อแตกต่างจากการไหลภายนอก คือ การไหลภายในท่อมีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของชั้นขอบเขตไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขอบเขตก็จะก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดท่อ จึงทำให้ไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (Fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านั้นเรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (Developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic entrance region

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (Entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับการไหลนั้นเป็นอย่างไรแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน ซึ่งจำแนกการไหลได้จากตัวเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) ซึ่งเป็นสัดส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงจากความหนืด สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (3.7)$$

|                         |                          |
|-------------------------|--------------------------|
| การไหลแบบราบเรียบ       | $Re < 2300$              |
| การไหลในช่วงเปลี่ยนแปลง | $2300 \leq Re \leq 4000$ |
| การไหลแบบปั่นป่วน       | $Re > 4000$              |

$Re$  วิกฤติ สำหรับการช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากการไหลแบบราบเรียบเป็นการไหลแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} \approx 2,300$  และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่  $Re \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ( $Re \leq 2300$ ) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left( \frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (3.8)$$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ( $Re \geq 4000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับ  $Re$  และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left( \frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{urb} \leq 60 \quad (3.9)$$

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

### 3.5 ความเร็วเฉลี่ย

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย  $u_m$  แทน โดยนิยามว่า ความเร็วเฉลี่ย คือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.10)$$

ถ้าเป็นการไหลสภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า  $\dot{m}$  และ  $u_m$

ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.6 การสูญเสียความดัน

ปริมาณอีกอย่างหนึ่งที่สนใจในการวิเคราะห์การไหลในท่อก็คือ การสูญเสียความดัน และเกี่ยวข้องกับความต้องการขนาดของใบพัดที่จะทำให้เกิดการไหลตามต้องการ การสูญเสียความดันของการไหลในท่อความยาว  $L$  แสดงออกมาเป็นสมการได้ดังนี้

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.11)$$

### 3.7 การถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ ) และตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ )

การพิจารณาเลขนัสเซลล์ เป็นการหาค่าการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ สามารถหาได้จากสมการจากงานในอดีตที่เชื่อถือได้ ซึ่งในการทดลองนั้นเป็นการทดลองที่มี  $Re$  ระหว่าง 5000 ถึง 21,000 ซึ่งเป็นการไหลแบบปั่นป่วนแล้วดังนั้นจึงใช้ทฤษฎีการหาเลขนัสเซลล์ที่เป็นการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งมีสมการของ Dittus-Boulter (1930) สมการของ Gnielinski (1976) สมการของ Petukhov (1970) และสมการของ Blasius โดยมีเงื่อนไขการใช้งานตามเนื้อหาข้างล่างนี้ ซึ่งจะถูกลำดับไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบกับท่อเปล่าที่ได้จากงานนี้ ทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทาน

ค่าการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้ในรูปของเลขนัสเซลล์ กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ตามสมการข้างล่างนี้

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.12)$$

สำหรับความเสียดทาน ( $f$ ) สามารถหาได้จากสมการ (3.13) จะได้

$$f = \frac{2D\Delta P}{\rho V^2 L} \quad (3.13)$$

โดยที่

$$\Delta P = \rho g \Delta h$$

จากการศึกษาทดลองของนักวิทยาศาสตร์หลายท่านที่ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ สามารถสรุปสหสัมพันธ์ได้ดังนี้

#### สหสัมพันธ์ของ Dittus – Boelter (1930)

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.14)$$

เมื่อ  $n = 0.4$  สำหรับการให้ความร้อนแก่ของเหลว ( $T_w > T_b$ )

เมื่อ  $n = 0.3$  สำหรับการให้ความเย็นแก่ของเหลว ( $T_w < T_b$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1976)

$$Nu_o = \frac{(f / 8)(Re_o - 1000)Pr}{1.07 + 12.7(f / 8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.15)$$

เมื่อ

$$\left[ \begin{array}{l} 0.5 < Pr < 2000 \\ 3000 < Re_o < 5 \times 10^6 \end{array} \right]$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov (1970)

$$Nu_o = \frac{(f / 8)Re_o Pr}{1.07 + 12.7(f / 8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.16)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad \text{สำหรับในช่วง } Re \leq 20000 \quad (3.17)$$

$$f = 0.184Re^{-0.2} \quad \text{สำหรับในช่วง } Re \geq 20000 \quad (3.18)$$

### 3.8 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

การพิจารณาตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนจะทำการพิจารณาที่สภาวะกำลังขับ (Pumping power) เดียวกัน

$$(\dot{V}\Delta P)_o = (\dot{V}\Delta P) \quad (3.19)$$

เมื่อ  $(\dot{V})$  อัตราการไหลเชิงปริมาตรของของไหลและเขียนในพจน์ตัวประกอบเสียดทาน และ  $Re$  ได้เป็น

$$\begin{aligned} (f Re^3)_o &= (f Re^3) \\ Re_o &= Re(f / f_o)^{1/3} \end{aligned} \quad (3.20)$$

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน คือ อัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นใจใช้ประโยชน์ในการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พื้นผิวทดสอบ ( $h$ ) เทียบกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนท่อผนังเรียบ ( $h_0$ ) ที่กำลังขับเดียวกัน

$$\eta = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (3.21)$$

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนจะเป็นตัวชี้วัดที่แสดงให้เห็นถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยเมื่อให้ค่า  $\eta > 1$  แสดงว่าให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผนังเรียบ เมื่อใช้กำลังขับของระบบค่าเดียวกัน โดยการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีจุดมุ่งหมายเพื่อให้ได้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด ซึ่งจะเป็นผลให้สามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและประหยัดพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ นำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การลดพื้นที่การติดตั้ง ได้สมรรถนะความร้อนที่สูงขึ้น ด้วยราคาขายที่ต่ำลง ลดการใช้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัด เพื่อเป็นอีกแนวทางหนึ่งในการช่วยเยียวยาและแก้ปัญหาวิกฤตทรัพยากรพลังงาน

### 3.9 การสร้างสหสัมพันธ์ถดถอยเส้นตรงแบบหลายตัวแปร

โดยทั่วไป ตัวแปรตามแต่ละตัวหรือค่าตอบสนอง (Response ;  $y$ ) จะขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระ  $n$  (Independent หรือ Regression variables) เช่น  $x_1, x_2, \dots, x_n$  เป็นต้น ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรเหล่านี้ สามารถอธิบายโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่เรียกว่า สมการถดถอย (Regression equation) แบบจำลองสมการถดถอยจะสอดคล้องกับกลุ่มของข้อมูลของตัวอย่าง บางกรณีผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร เช่น  $y = \phi(x_1, x_2, \dots, x_n)$  เป็นต้น อย่างไรก็ตาม โดยส่วนใหญ่จะไม่ทราบฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร ดังนั้นจึงต้องมีการประมาณค่าของฟังก์ชันเพื่อประมาณค่า  $\phi$  โดยในการทดสอบนี้จะใช้โปรแกรมไมโครซอฟท์เอกซ์เซลมาช่วยในการหาฟังก์ชัน

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน ค่า  $Nu$  มักมีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่า 1 ตัวแปร เช่น  $Re, Pr$  และตัวแปรอื่นๆ เป็นต้น แบบจำลองทั่วไปที่ใช้จะอยู่ในรูปแบบของสมการกำลัง (Power Equation) คือ

$$y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n} \quad (3.22)$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูป Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(y) = \ln(b_0) + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n) \quad (3.23)$$

เมื่อ  $b_0$  = ค่าคงที่  
 $b_i$  = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร  $x_i$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการพิจารณาค่าที่ได้จากการสร้างสหสัมพันธ์ถดถอย ค่า  $R^2$  (สัมประสิทธิ์ของการตัดสินใจ ; Coefficient of Determination) = 0.9714 หรือ 97.14 เปอร์เซ็นต์ ค่า  $R^2$  อธิบายได้ว่าผลของ  $y$  ที่ได้เป็นผลหรืออิทธิพลจากตัวแปร  $x$  97.14 เปอร์เซ็นต์ ส่วนที่เหลืออีก 2.86 เปอร์เซ็นต์เป็นความแปรปรวนของข้อมูลที่มีผลจากตัวแปรหรือปัจจัยอื่นที่ไม่ทราบได้ ดังนั้นหากสมการมีค่า  $R^2$  ยิ่งสูงเท่าใด ความแม่นยำของการนำสมการไปใช้เพื่อทำนายหรือคาดคะเนผลลัพธ์ย่อมมีสูงมากยิ่งขึ้น โดยทั่วไปสมการที่นำไปใช้ควรมีค่า  $R^2$  อย่างน้อย 0.75 หากสูงกว่า 0.90 ถือว่าดีมาก (ค่า  $R^2$  จะมีค่าตั้งแต่ 0 ถึง 1 โดยที่ 0 แสดงว่าไม่มีความสัมพันธ์ใดๆระหว่างตัวแปรตามและตัวแปรอิสระ, 1 แสดงว่ามีความสัมพันธ์กันอย่างสมบูรณ์)

ในการวิเคราะห์สมการถดถอยควรจะวิเคราะห์ค่า P-value หรือค่าความสำคัญของตัวแปรอิสระไว้ด้วย เพื่อให้รู้ว่าตัวแปรไหนมีความสำคัญหรือมีอิทธิพลต่อสมการมากที่สุด โดยยังมีค่า P น้อยเท่าใดจะมีอิทธิพลมากเท่านั้น ซึ่งจะเห็นว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบตัวแปร  $x_1$  จะมีค่า P น้อยที่สุด ซึ่งแสดงให้เห็นว่าตัวแปร  $x_1$  จะมีอิทธิพลต่อสมการมากที่สุด



## บทที่ 4

# การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

### 4.1 บทนำ

ในบทนี้จะอธิบายถึงการออกแบบเครื่องถ่ายเทความร้อนและอุปกรณ์ประกอบ การติดตั้ง อุปกรณ์การทดลอง การออกแบบแผ่นบิตและอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน วิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง สมการในการวิเคราะห์ข้อมูลการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการถ่ายเทความร้อนในเทอมของตัวแปรไร้มิติหน่วยเลขนัสเซลท์และการสูญเสียความดันในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน การวิเคราะห์ผลการทดลอง เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบและตัวประกอบการเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลั้งซับซ้อน

การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อน ได้ทำการออกแบบ อุปกรณ์ช่วยทำให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีค่าเพิ่มขึ้น 3 แบบหลักๆ

(1) แผ่นบิตเรียบ ศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความกว้างของแผ่นบิตและมุมเอียงของแผ่นบิตที่มีผลกระทบต่อถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียดทาน (f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ) ของแผ่นบิตเรียบ รวมทั้งหมด 13 กรณี

(2) กลุ่มแผ่นบิต ศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความกว้างของแผ่นบิตและจำนวนของแผ่นบิตเสริมที่มีผลกระทบต่อถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียดทาน (f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ) ของกลุ่มแผ่นบิต รวมทั้งหมด 33 กรณี

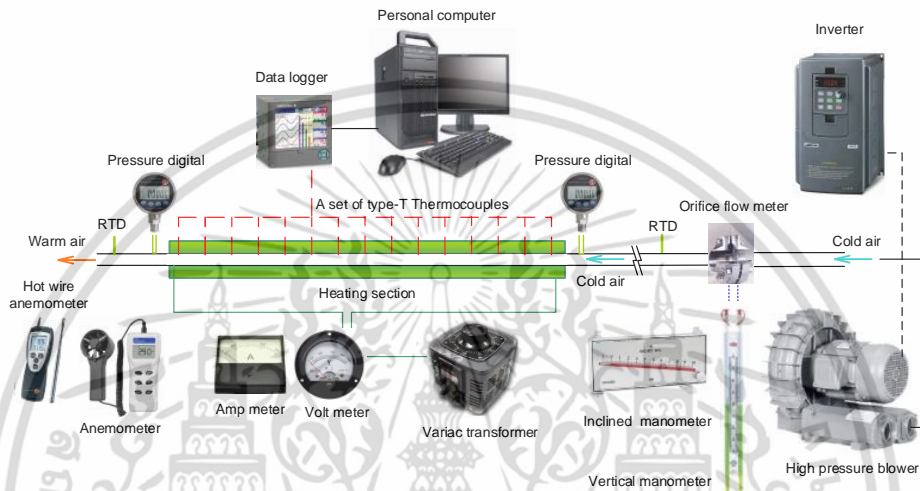
(3) แผ่นบิตขวาง ศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราส่วนความกว้างของแผ่นบิตต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกและอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความกว้างของแผ่นบิตของแผ่นบิตที่มีผลกระทบต่อถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์ (Nu) ตัวประกอบความเสียดทาน(f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ) ของแผ่นบิตขวาง รวมทั้งหมด 13 กรณี

### 4.2 อุปกรณ์การทดลอง

ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนท่อกลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีอุปกรณ์ประกอบด้วย (1) โบลเวอร์ที่สามารถทำอัตราการไหลของอากาศได้ 25 cfm ที่ความดัน 700 mm H<sub>2</sub>O (2) อินเวอร์เตอร์ ที่ใช้ควบคุมมอเตอร์ 7.5 KW ที่มีอัตราการจ่ายออกของความต่างศักย์ไฟฟ้าช่วง 0-460 V ของกระแสไฟฟ้า 18 A ในการควบคุมความเร็วรอบของโบลเวอร์เมื่ออากาศไหลผ่านชุดทดลองจะใช้ (3) อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อมที่สามารถวัดความแตกต่างได้ถึง 125 mm H<sub>2</sub>O เพื่อหาความดันลดที่เกิดขึ้น ด้านนอกของท่อทดสอบจะถูกล้อมรอบด้วย (4) ขดลวดความร้อน เมื่อมีกระแสไฟฟ้าไหลผ่านขดลวดที่มีความต้านทานไฟฟ้าสูง พลังงานไฟฟ้าจะเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อทดสอบและท่อทดสอบถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศตามลำดับในการควบคุมความร้อนในการทดลองใช้ (5) อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของขดลวดความร้อนของ Chuan Hsin SRV-10 ที่สามารถปรับค่าได้ตั้งแต่ 0-240VA ใช้ไฟฟ้าได้ทั้ง 110V และ 220V และใช้ (6) มัลติมิเตอร์ของ YAMADA รุ่น DT-288

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นใจไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่มีช่วงการวัด ที่  $23 \pm 5$  °C ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 45-75% ปริมาณกระแสสลับ ช่วง 40-400A ถูกลำมาใช้ ในการวัดกระแสไฟฟ้าเพื่อใช้คำนวณค่าพลังงานที่ให้กับท่อทดสอบ ในการวัดอุณหภูมิผิวท่อและ อุณหภูมิของอากาศร้อน สำหรับงานวิจัยนี้เลือกใช้ (7) เทอร์โมคัปเปิลชนิดเคซึ่งมีช่วงการวัด -180 °C ถึงประมาณ 1,350 °C และอุณหภูมิที่ได้จะถูกบันทึกโดย และ (8) อุปกรณ์บันทึกอุณหภูมิของ GRAPHTEC midi LOGGER GL820 ที่มีจำนวนช่องสัญญาณอนาล็อก 20 ช่อง เครื่องสามารถทำงาน ได้ที่อุณหภูมิ 0-45 °C ความชื้นสัมพัทธ์ช่วง 5-85% ข้อมูลอุณหภูมิที่ได้จากเครื่องบันทึก จะถูกส่งเข้า คอมพิวเตอร์ เพื่อใช้ในการคำนวณต่อไป



รูปที่ 4.1 ไดอะแกรมแสดงการทำงานของระบบทดสอบการถ่ายเทความร้อน

### 4.3 ท่อทดสอบ

อุปกรณ์ทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดลองอากาศจะไหลผ่านท่อที่มีการให้ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ซึ่งท่อทำมาจากท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 64 mm มีความหนา 1 mm

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ  $Re \leq 2300$  ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

$Re$  วิฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหลจากแบบราบเรียบเป็นแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} \approx 2,300$  และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ เมื่อ  $Re \geq 4000$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน  $Re \geq 4000$  ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์และมีค่าประมาณดังนี้

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า  $x_{fd} = 23D_h$  สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่

จากสมการ  $x_{fd} = 23 \times 0.064 \text{ m}$

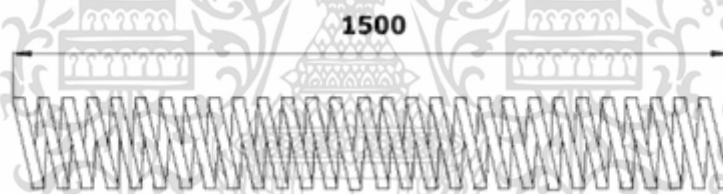
$= 1.472 \text{ m}$

ดังนั้นในการทดลองจึงกำหนดท่อทางเข้าชุดทดลองให้มีความยาว 1.5 m ดังแสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 รูปถ่ายชุดทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการทดลอง ได้ใช้ชุดลดความร้อนเป็นอุปกรณ์ ให้ความร้อนกับผนังท่อทดสอบ เป็นแบบปลั๊กความร้อนแบบสม่ำเสมอ โดยการจ่ายกระแสไฟฟ้าไหลผ่านขดลวดที่มีความต้านทานไฟฟ้าสูง พลังงานไฟฟ้าจะเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน โดยชุดลดความร้อนที่ใช้ทำมาจากสแตนเลส ขดลวดความร้อนเป็นเส้นลวดแบน ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ซึ่งเส้นลวดจะถูกพันตลอดความยาวท่อที่ทำการทดสอบทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนไปยังท่อทดสอบและท่อทดสอบถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศตามลำดับ



รูปที่ 4.3 ขดลวดความร้อน

#### 4.4 การออกแบบแผ่นบิตและอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

##### 4.4.1 การออกแบบแผ่นบิตเรียว

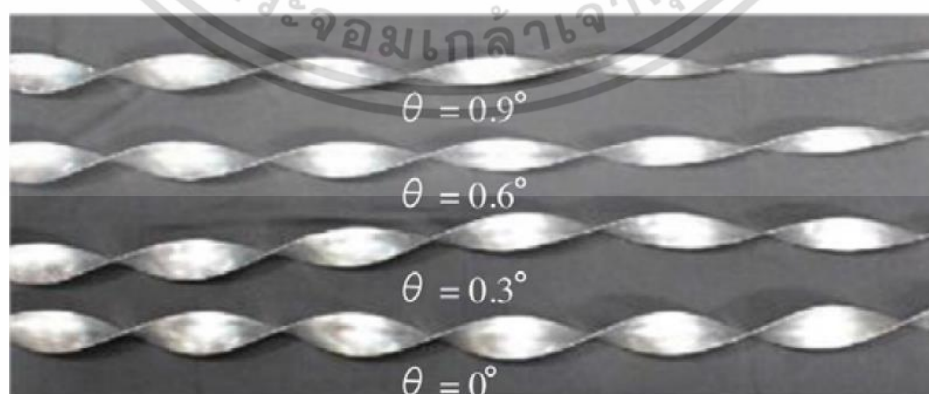
แนวความคิดในการออกแบบแผ่นบิตเรียวเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากการใส่แผ่นบิตจะไปเบี่ยงเบนทิศทางการไหลของกระแสการไหลหลักของๆ ไหล ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนไปลดชั้นขีดผิวทางความร้อนให้บางลง ทำให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น แต่การไหลดังว่าต้องใช้พลังงานการไหลมากขึ้น ทำให้สมรรถนะความร้อนลดลง ดังนั้นการใช้แผ่นบิตเรียวซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดของแผ่นบิตลดลงตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้การใช้พลังงานการไหลลดลง ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มมากขึ้น โดยในการทดสอบแผ่นบิตทั้งหมดถูกนำมาใช้ในการทดลองทั้งหมด 12 กรณี แบ่งเป็นการปรับเปลี่ยนมุม  $\theta$  ทั้งหมด 4 กรณี คือ  $\theta=0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  และ  $0.9^\circ$  ปรับเปลี่ยนระยะการบิต 3 กรณี คือ 9.5, 14.25, 19 mm ( $y/w = 3.5, 4.0$  และ  $4.5$ ) ในการทดลองจะทำการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของแผ่นดั้งเดิมเปรียบเทียบกับแผ่นบิตเรียว

ตารางที่ 4.1 รายละเอียดของแผ่นรีวที่ใช้ในการทดสอบ

| ท่อทดสอบ                    | Di   | w    | y    | $\theta$    |
|-----------------------------|------|------|------|-------------|
|                             | (mm) | (mm) | (mm) |             |
| ท่อเปล่า                    | 64   | 62   | -    | -           |
| y/w=3.5, $\theta=0^\circ$   | 64   | 62   | 217  | $0^\circ$   |
| y/w=3.5, $\theta=0.3^\circ$ | 64   | 62   | 217  | $0.3^\circ$ |
| y/w=3.5, $\theta=0.6^\circ$ | 64   | 62   | 217  | $0.6^\circ$ |
| y/w=3.5, $\theta=0.9^\circ$ | 64   | 62   | 217  | $0.9^\circ$ |
| y/w=4.0, $\theta=0^\circ$   | 64   | 62   | 248  | $0^\circ$   |
| y/w=4.0, $\theta=0.3^\circ$ | 64   | 62   | 248  | $0.3^\circ$ |
| y/w=4.0, $\theta=0.6^\circ$ | 64   | 62   | 248  | $0.6^\circ$ |
| y/w=4.0, $\theta=0.9^\circ$ | 64   | 62   | 248  | $0.9^\circ$ |
| y/w=4.5, $\theta=0^\circ$   | 64   | 62   | 279  | $0^\circ$   |
| y/w=4.5, $\theta=0.3^\circ$ | 64   | 62   | 279  | $0.3^\circ$ |
| y/w=4.5, $\theta=0.6^\circ$ | 64   | 62   | 279  | $0.6^\circ$ |
| y/w=4.5, $\theta=0.9^\circ$ | 64   | 62   | 279  | $0.9^\circ$ |

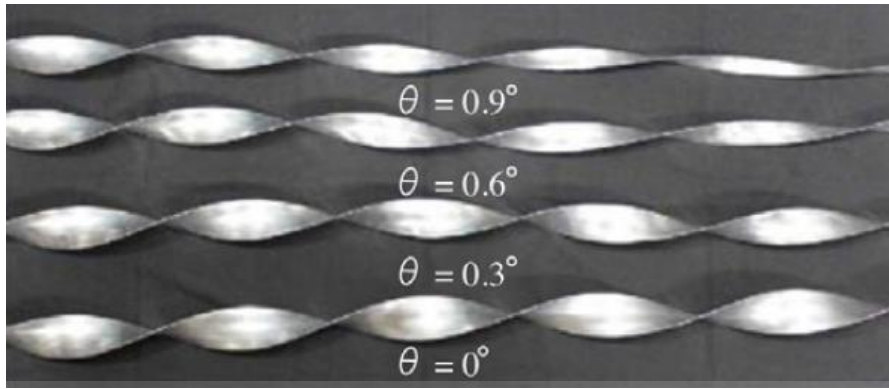


รูปที่ 4.4 ลักษณะของใบบิดรีว

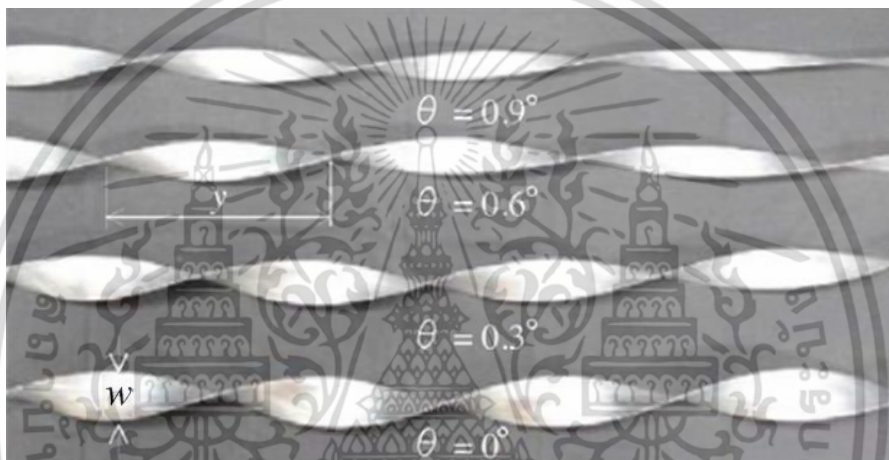


รูปที่ 4.5 แผ่นบิดที่มุมรีวต่างๆ ( $\theta = 0, 0.3, 0.6$  และ  $0.9$ ) ที่ y/w=3.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.6 แผ่นบิตที่มุมเรียวต่างๆ ( $\theta = 0, 0.3, 0.6$  และ  $0.9$ ) ที่  $y/w=4.0$



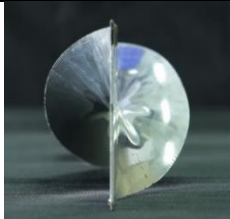
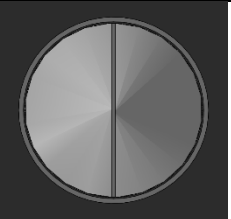



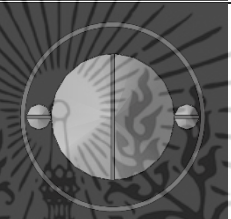

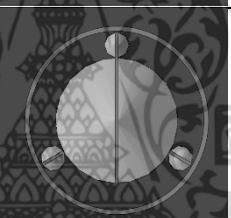

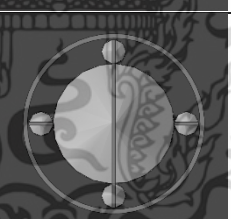



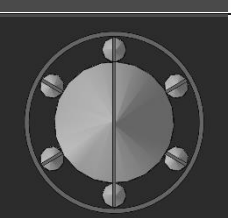
รูปที่ 4.7 แผ่นบิตที่มุมเรียวต่างๆ ( $\theta = 0, 0.3, 0.6$  และ  $0.9$ ) ที่  $y/w=4.5$

#### 4.4.2 การออกแบบกลุ่มแผ่นบิต

แนวความคิดในการออกแบบ กลุ่มแผ่นบิต เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนทอ เนื่องจากการใส่แผ่นบิตหลักและมีแผ่นบิตเสริมล้อมรอบที่อยู่ชิดกับผนังทอ เมื่อของไหลฯ ผ่านแผ่นบิตหลักจะทำให้เกิดการเบี่ยงเบนทิศทางการไหลของกระแสการไหลหลักของๆ ไหล ออกมาที่แผ่นบิตเสริมและแผ่นบิตเสริมจะช่วยเพิ่มทำให้เกิดการเบี่ยงเบนทิศทางการไหลที่ขึ้นชิดผิวทางความร้อนให้บางลงทำให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น โดยในการทดลองจะทำการปรับเปลี่ยนระยะการบิตและจำนวนของแผ่นบิตเสริม แผ่นบิตที่ใช้ในการทดลองนี้ได้แก่ (1) แผ่นบิต (TTi) ที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (W) 40 mm มีความยาว (L) 1500 mm มีระยะการบิต 160 mm ( $Y/W=4$ ) (2) แผ่นบิตดั้งเดิม (TT) ที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (W) 56 mm มีความยาว (L) 1500 mm มีระยะการบิต 224 mm ( $Y/W=4$ ) และ (3) กลุ่มแผ่นบิต (M-TTs) ที่ประกอบไปด้วยแผ่นบิต (TTi) ที่มีขนาดความกว้าง (w) 40 mm มีระยะการบิต 160 mm ถูกติดตั้งให้อยู่ในตำแหน่งตรงกลางและมีกลุ่มแผ่นบิตเสริมที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (w) 8 mm ล้อมรอบ ในการทดลองจะศึกษาอิทธิพลของระยะการบิตและจำนวนของแผ่นบิตเสริมที่ล้อมรอบต่อการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแบ่งระยะการบิตได้ทั้งหมด 6 กรณี  $y=20, 40, 80, 120, 160$  และ  $200$  mm ( $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$ ) และจำนวนแผ่นบิตเสริมที่ถูกใช้ที่ล้อมรอบแผ่นบิต TTi แบ่งออกเป็น 5 กรณี คือ  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.4.2.1 แผ่นปิดแบบกลุ่มแผ่นปิด

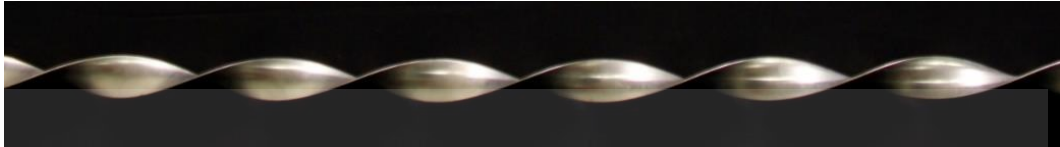
|   |   |  |
|---|---|--|
|    |    | $Y/W=4$<br>แผ่นปิดดั้งเดิม<br>(W = 56 mm)                |
|    |    | $Y/W=4$<br>แผ่นปิดหลัก<br>(W = 40 mm)                    |
|    |    | $Y/W=4, N=1$<br>$y/w=2.5, 5, 10, 15, 20, 25$<br>N=2 แผ่น |
|   |   | $Y/W=4, N=1$<br>$y/w=2.5, 5, 10, 15, 20, 25$<br>N=3 แผ่น |
|  |  | $Y/W=4, N=1$<br>$y/w=2.5, 5, 10, 15, 20, 25$<br>N=4 แผ่น |
|  |  | $Y/W=4, N=1$<br>$y/w=2.5, 5, 10, 15, 20, 25$<br>N=5 แผ่น |
|  |  | $Y/W=4, N=1$<br>$y/w=2.5, 5, 10, 15, 20, 25$<br>N=6 แผ่น |

รูปที่ 4.8 กลุ่มแผ่นปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.4.2.2 แผ่นบิตแบบดั้งเดิม

แผ่นบิตดั้งเดิมที่ใช้ทดสอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำจากอะลูมิเนียมมีความหนา 1.2 mm มีความกว้าง (W) 40 mm สำหรับแผ่นบิตหลัก และ 56 mm สำหรับแผ่นบิตแบบดั้งเดิมและมีความยาว (L) 1500 mm มีอัตราส่วนการบิต ( $Y/W=4$ ) ดังปรากฏใน รูปที่ 4.9 และ 4.10



รูปที่ 4.9 แผ่นบิตหลัก (W=40 mm)



รูปที่ 4.10 แผ่นบิตดั้งเดิม (W=56 mm)

กลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งรอบแผ่นบิตดั้งเดิมมีความกว้าง (W) จาก 40 mm และมีความยาว (L) 1500 mm มีอัตราส่วนการบิต ( $Y/W=4$ ) โดยกลุ่มแผ่นบิตมีระยะการบิต ( $y=20, 40, 80, 120, 160, 200$  mm) และมีจำนวน 2 ถึง 6 แผ่น ที่ใช้ทดสอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำจากอะลูมิเนียมมีความหนา 1.2 mm ดังปรากฏใน รูปที่ 4.11–4.16



รูปที่ 4.11 รูปกลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งแผ่นบิตตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิต  $y=20$  mm ( $y/w=2.5$ )

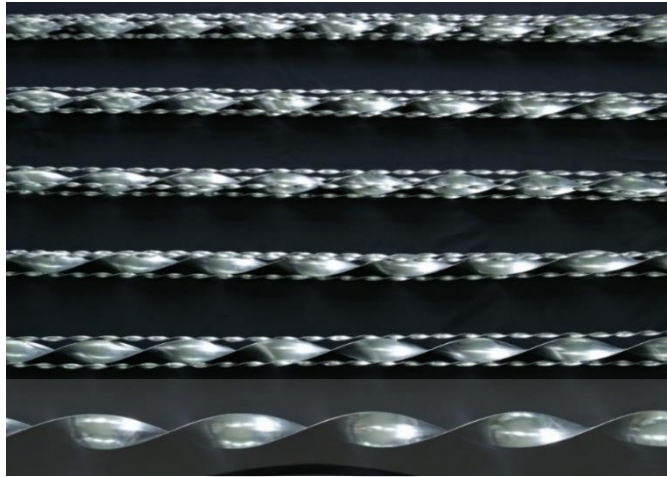
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.2 รายละเอียดของกลุ่มแผ่นบิตที่ใช้ในการทดสอบ

| ท่อทดสอบ                   | Di   | W    | Y    | N    | w    | y    | N    |
|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
|                            | (mm) | (mm) | (mm) | แผ่น | (mm) | (mm) | แผ่น |
| ท่อเปล่า                   | 64   | -    | -    | -    | -    | -    | -    |
| Y/W=4                      | 64   | 40   | 160  | 1    | -    | -    | -    |
| Y/W=4                      | 64   | 56   | 224  | 1    | -    | -    | -    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=2.5, N=2 | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 20   | 2    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=2.5, N=3 | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 20   | 3    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=2.5, N=4 | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 20   | 4    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=2.5, N=5 | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 20   | 5    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=2.5, N=6 | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 20   | 6    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=5, N=2   | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 40   | 2    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=5, N=3   | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 40   | 3    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=5, N=4   | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 40   | 4    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=5, N=5   | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 40   | 5    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=5, N=6   | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 40   | 6    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=10, N=2  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 80   | 2    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=10, N=3  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 80   | 3    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=10, N=4  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 80   | 4    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=10, N=5  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 80   | 5    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=10, N=6  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 80   | 6    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=15, N=2  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 120  | 2    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=15, N=3  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 120  | 3    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=15, N=4  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 120  | 4    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=15, N=5  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 120  | 5    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=15, N=6  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 120  | 6    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=20, N=2  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 160  | 2    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=20, N=3  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 160  | 3    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=20, N=4  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 160  | 4    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=20, N=5  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 160  | 5    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=25, N=6  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 160  | 6    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=25, N=2  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 200  | 2    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=25, N=3  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 200  | 3    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=25, N=4  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 200  | 4    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=25, N=5  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 200  | 5    |
| Y/W=4,N=1 และ y/w=25, N=6  | 64   | 40   | 160  | 1    | 8    | 200  | 6    |

เอกสารนี้เป็นเอกสารทรัพย์สินทางปัญญาของบริษัทฯ ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



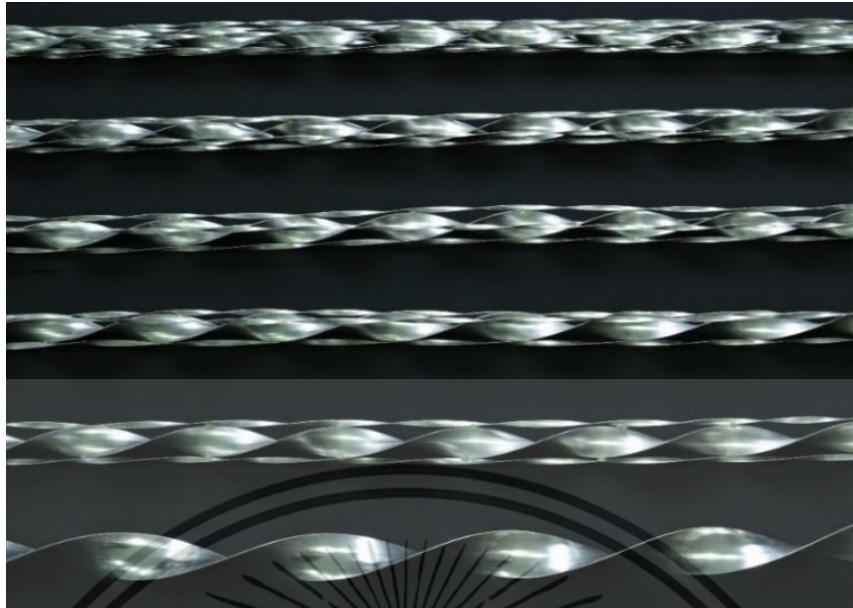
รูปที่ 4.12 รูปกลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งแผ่นใบบิตตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิต  $y=40$  mm ( $y/w=5$ )



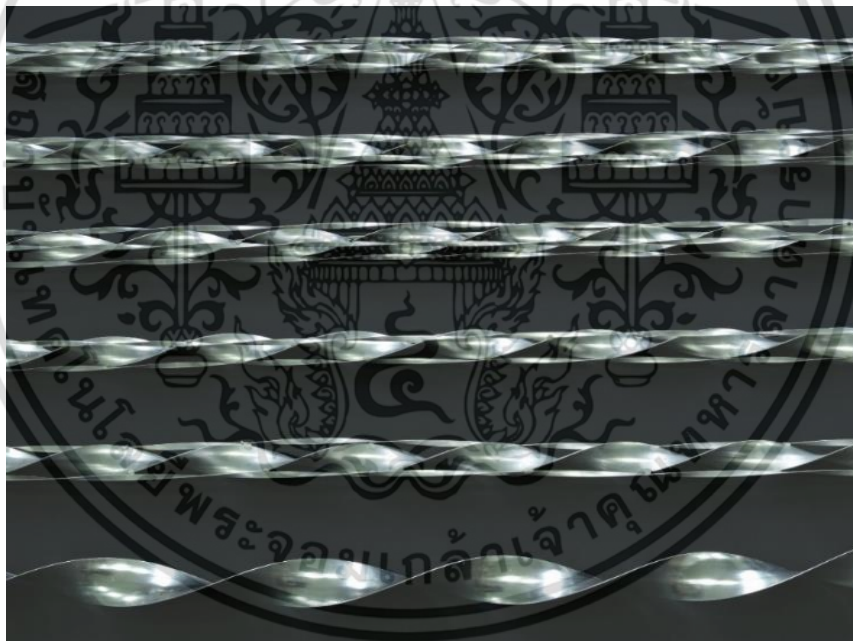
รูปที่ 4.13 รูปกลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งแผ่นใบบิตตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิต  $y=80$  mm ( $y/w=10$ )



รูปที่ 4.14 รูปกลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งแผ่นใบบิตตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิต  $y=120$  mm ( $y/w=15$ )  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.15 รูปกลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งแผ่นใบบิตตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิต  $y=160$  mm ( $y/w=20$ )

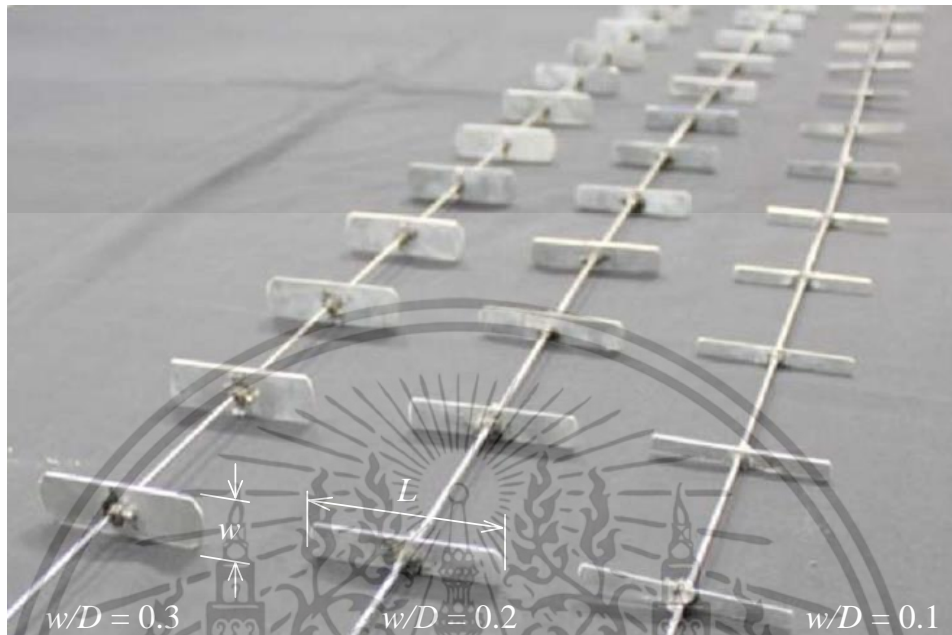


รูปที่ 4.16 รูปกลุ่มแผ่นบิตที่ติดตั้งแผ่นใบบิตตั้งแต่ 2 ถึง 6 แผ่น ระยะบิต  $y=200$  mm ( $y/w=25$ )

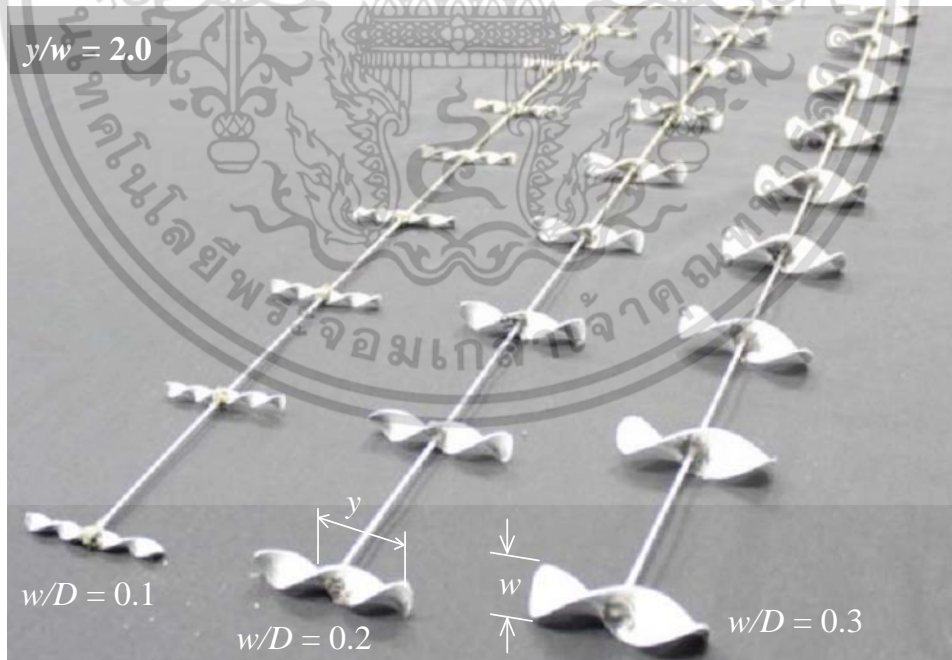
#### 4.4.3 การออกแบบแผ่นบิตขวาง

การออกแบบแผ่นบิตขวางที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลของไหลทำให้ชั้นขีดผิวการไหลของความร้อนบางลง ในการออกแบบให้เว้นช่องแผ่นบิตขวางเพื่อลดแรงต้านของการไหล ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้นและลดการสูญเสียพลังงานการไหลให้ลดลง โดยศึกษาถึงอิทธิพลของความกว้างของแผ่นและระยะการบิต โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็นการศึกษาถึงอัตราส่วนความกว้างของแผ่นบิต ( $w/D$ ) และระยะการบิต (ดังแสดงในรูปที่ 4.17) ที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และการสูญเสียความดัน โดยความกว้างของแผ่นบิดที่ 6.4, 12.8 และ 19.2 mm ( $w/D=0.1, 0.2$  และ 0.3) ระยะการบิด 12.8, 19.2, 25.6 mm และ แผ่นตรง ( $y/w=0.1, 0.2, 0.3$  และ  $\infty$ )

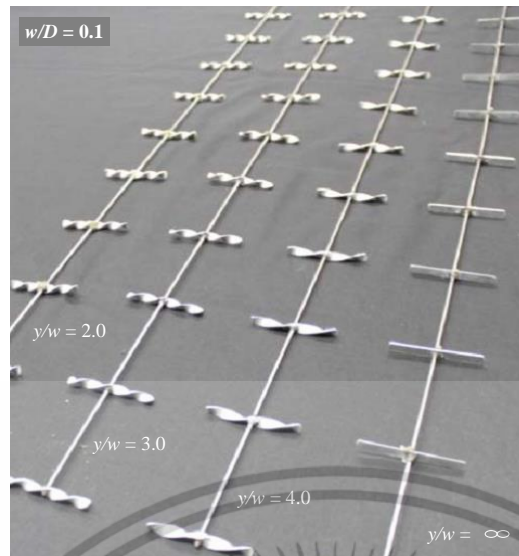
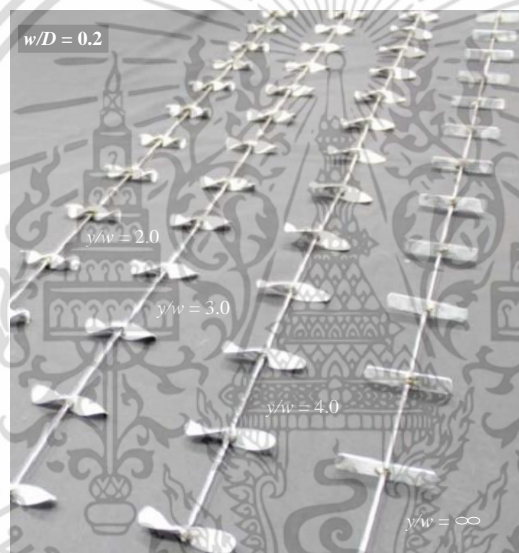


(ก) แผ่นเรียบวางขวาง



(ข) แผ่นบิดขวาง

รูปที่ 4.17 รูปแสดงลักษณะของ (ก) แผ่นเรียบวางขวาง และ (ข) แผ่นบิดขวาง  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นใบเซปวีระเอชด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(ก)  $w/D=0.1$ (ข)  $w/D=0.2$ (ค)  $w/D=0.3$ .

รูปที่ 4.18 แสดงอัตราส่วนการบิดของแผ่นบิดขวาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 รายละเอียดของแผ่นปิดขวางที่ใช้ในการทดสอบ

| ท่อทดสอบ       | Di   | w    | y       |
|----------------|------|------|---------|
|                | (mm) | (mm) | (mm)    |
| ท่อเปล่า       | 64   | 62   |         |
| y/w=2, w/D=0.1 | 64   | 6.4  | 12.8    |
| y/w=3, w/D=0.1 | 64   | 6.4  | 19.2    |
| y/w=4, w/D=0.1 | 64   | 6.4  | 25.6    |
| y/w=∞, w/D=0.1 | 64   | 6.4  | แผ่นตรง |
| y/w=2, w/D=0.2 | 64   | 12.8 | 25.6    |
| y/w=3, w/D=0.2 | 64   | 12.8 | 38.4    |
| y/w=4, w/D=0.2 | 64   | 12.8 | 51.2    |
| y/w=∞, w/D=0.2 | 64   | 12.8 | แผ่นตรง |
| y/w=2, w/D=0.3 | 64   | 19.2 | 38.4    |
| y/w=3, w/D=0.3 | 64   | 19.2 | 57.6    |
| y/w=4, w/D=0.3 | 64   | 19.2 | 76.8    |
| y/w=∞, w/D=0.3 | 64   | 19.2 | แผ่นตรง |

#### 4.5 พัดลมโบลเวอร์

ของไหลที่ใช้ทดลองคืออากาศ ซึ่งในการออกแบบ จำเป็นต้องกำหนด อัตราการไหลและความดันสถิตของพัดลม พัดลมโบลเวอร์ หรือ เครื่องเป่าลม (Blower) คือ อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของอากาศด้วยความเร็วและทิศทางที่ต้องการ โดยโครงการนี้ได้ใช้ พัดลมโบลเวอร์ของบริษัท GALE INDUSTRIAL VENTILATION รุ่น TB-150 ความต่างศักย์ไฟฟ้า 380 Volt ความเร็วรอบ 3000 rpm มอเตอร์ขนาด 7.5 kW อัตราการไหลของอากาศ 25 cfm ความดัน 700 mm H<sub>2</sub>O ซึ่งเป็น พัดลมแบบ หอยโข่งหรือแบบใช้แรงเหวี่ยง (Centrifugal or Radial fan) โดยมีหลักการการทำงานคือการดึงอากาศเข้าทางด้านข้างและเหวี่ยงออกในแนวรัศมี ส่งผลให้อากาศมีความเร็วสูงขึ้นแล้วบังคับให้อากาศผ่านหน้าตัดที่ขยายขึ้นในลักษณะก้นหอย ในการทดสอบพัดลมโบลเวอร์ ทำการปรับความเร็วโดยใช้ อินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมแสดงในรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 โบลเวอร์ (Blower)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.6 อินเวอร์เตอร์

อินเวอร์เตอร์ทำหน้าที่ในการแปลงกระแสไฟฟ้าแล้วจ่ายกระแสไฟให้กับโบลเวอร์ ทำหน้าที่เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ เพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามเงื่อนไขในการทดลอง โดยโครงการนี้ใช้ของ FRECON Ix type 400V รุ่น 010 ใช้กับ มอเตอร์ 7.5 KW การจ่ายออกของความต่างศักย์ไฟฟ้าช่วง 0-460 V อัตราการจ่ายออกของกระแสไฟฟ้า 18 A ดังแสดงในรูปที่ 4.20



รูปที่ 4.20 อินเวอร์เตอร์ (Inverter)

#### 4.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่ใช้เป็นยี่ห้อ Dwyer Digital Gauge (differential) 125 mm H<sub>2</sub>O รุ่น DM-1107 ใช้วัดความดันตกคร่อม ช่วงปลายท่อที่ทำการทดสอบทั้ง 2 ฝั่งระหว่างกลุ่มแผ่นใบปิด เพื่อวัดความดันตกคร่อมของกลุ่มแผ่นใบปิดแต่ละขนาดที่ทดลอง และใช้วัดความดันตกคร่อมที่ท่อทางเข้าเพื่อสอบเทียบอัตราการไหลของอากาศตั้งแต่ Re ช่วง 6000–20,000 เครื่องมือวัดมีความแม่นยำในการตรวจจับได้ถึง 1% ในช่วงที่ลดลงเหลือ 5 mm H<sub>2</sub>O และความแม่นยำ 2% จนถึงช่วงที่ต่ำมากถึง 25 mm H<sub>2</sub>O ถึง 6.25 mm H<sub>2</sub>O แสดงในรูปที่ 4.21

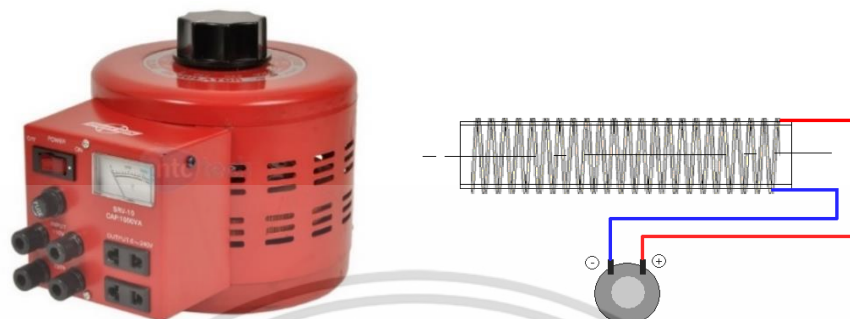


รูปที่ 4.21 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

#### 4.8 อุปกรณ์ควบคุมปลั๊กซ์ความร้อนของขดลวดความร้อน

เครื่องปรับความต่างศักย์ไฟฟ้าแสดงในรูปที่ 4.22 เป็นอุปกรณ์ในการควบคุมความต่างศักย์ไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ เพื่อควบคุมปลั๊กซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด โดยโครงการนี้ใช้เครื่องปรับความต่างศักย์ไฟฟ้า แบบปรับค่าได้ของ Chuan Hsin รุ่น SRV-10 Slide Voltage Regulator 0-240V 1000VA ปรับค่าได้ตั้งแต่ 0-240VA ไฟเข้าได้ทั้ง 110 และ 220V มีเอกสารเป็นเอกสารที่ส่งงานวิชาสำหรับการศึกษาเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนูญตเห็นาไปไซบระเเยชนดานการค้ำไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่องออก 2 ชุด พร้อมเกจมิเตอร์บอกโวลต์ตามการปรับค่าไฟ มีระบบฟิวส์ป้องกัน ทดสอบการใช้งาน แล้วเครื่องทำงานปกติ เป็นแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) หม้อแปลงปรับแรงดันไฟฟ้าชนิดแกนหมุน (Variable Voltage transformer-Variac)



รูปที่ 4.22 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ

#### 4.9 มัลติมิเตอร์

มัลติมิเตอร์ที่ใช้ในการวัดค่าการจ่ายไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อนนั้นถูกแสดงในรูปที่ 4.23 โครงการงานนี้ใช้มัลติมิเตอร์ของ YAMADA รุ่น DT-288 รายละเอียดเครื่องมือวัดช่วงการวัดและความถูกต้อง ที่  $23 \pm 5$  °C ความชื้นสัมพัทธ์ 45-75% ปริมาณกระแสสลับ ช่วง 40-400 A ความถูกต้อง  $\pm 2\%$  ความต่างศักย์กระแสสลับ ช่วง 4-600 V ความถูกต้อง  $\pm 1.5\%$  ความต่างศักย์กระแสตรง ช่วง 400-600 V ความถูกต้อง  $\pm 1\%$  ความต้านทานไฟฟ้า ช่วง 400-40 M $\Omega$  ความถูกต้อง  $\pm 1.2\%$



รูปที่ 4.23 มัลติมิเตอร์

#### 4.10 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

สำหรับงานวิจัยนี้เลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K ที่ทำจากคู่ของวัสดุโครเมิล/อะลูเมล ซึ่งสามารถใช้งานที่อุณหภูมิในช่วง  $-270$ - $1,372$  °C เพราะโครงการงานนี้ใช้วัดอุณหภูมิอยู่ระหว่าง  $0$ - $200$  °C ข้อดีของแบบ K สำหรับการวัดอุณหภูมิช่วงสั้นๆจะวัดได้จาก  $-180$ - $1350$  °C สามารถใช้วัดในงานที่มีปฏิกิริยาออกซิไดซ์หรือสภาวะแบบเฉื่อยได้ดีกว่าแบบอื่นๆ สามารถใช้กับสภาพงานที่มีการแผ่รังสีความร้อนได้ดี ให้อัตราการเปลี่ยนแปลงแรงเคลื่อนไฟฟ้าต่ออุณหภูมิที่ดีกว่าแบบอื่นๆ และมีความเป็นเชิงเส้นมากที่สุดในบรรดาเทอร์โมคัปเปิลด้วยกัน ข้อเสียของแบบ K ไม่เหมาะกับการวัดที่ต้องสัมผัสกับปฏิกิริยารีดิวซ์ และออกซิไดซ์โดยตรง ไม่เหมาะกับการวัดที่มีไอของซัลเฟอร์ ไม่เหมาะกับการใช้งานที่เป็นสภาวะสุญญากาศ หลังการใช้งานไป 30 ปีทำให้ส่วนผสมทางเคมีเปลี่ยนไป เป็นผลทำให้คุณสมบัติ

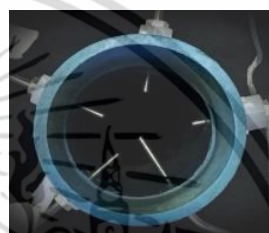
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของแรงเคลื่อนไฟฟ้าเปลี่ยนไปการเลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลควรเลือกใช้ให้ถูกต้องและเหมาะสมกับงานนั้นๆ

ในการทดลองจะทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ผิวท่อทองแดงที่อยู่ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 10 จุด โดยมีระยะห่างระหว่างสายเท่าๆ กันตลอดความยาวของท่อทองแดง ซึ่งการติดตั้งต้องทำการบากท่อทองแดงให้เป็นร่องประมาณครึ่งหนึ่งของความหนาของท่อ แล้วนำสายเทอร์โมคัปเปิลมาเชื่อมติดกับบริเวณที่ทำการบากให้เป็นเนื้อเดียวกับท่อทองแดง โดยค่าอุณหภูมิที่วัดได้จะเป็นอุณหภูมิของผิวท่อทองแดง และติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ทางเข้า 1 ตัว โดยที่ปลายเทอร์โมคัปเปิลจะอยู่กึ่งกลางท่อ เพื่อวัดอุณหภูมิของอากาศภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทางเข้า และติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ทางออกจำนวน 5 ตัว โดยแต่ละตัวจะมีระยะความยาวจะกึ่งกลางท่อไปจนถึงผิวท่อเพื่อวัดอุณหภูมิของอากาศภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขาออก แสดงในรูปที่ 4.24 และ 4.25

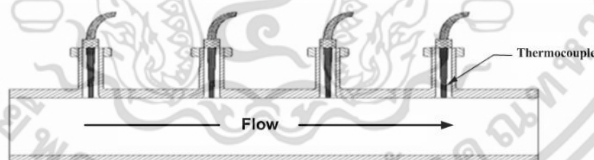


รูปที่ 4.24 เทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K



รูปที่ 4.25 เทอร์โมคัปเปิลที่ทางออก

ในส่วนของการออกแบบการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในส่วนทดสอบได้ทำการเจาะท่อทองแดงให้เป็นร่องประมาณครึ่งหนึ่งของความหนาของท่อ เพื่อต่อท่อขนาดเล็กไว้สำหรับติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อวัดอุณหภูมิผิวท่อด้านในดัง รูปที่ 4.26



รูปที่ 4.26 ลักษณะการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ผิวท่อ

#### 4.11 อุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ

อุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ (Data logger) รูปที่ 4.27 เป็นตัวรับสัญญาณ (อุณหภูมิ) จากสายวัดอุณหภูมิ (Thermocouple) ส่งค่าไปยังอุปกรณ์แสดงค่า (Digital thermometer) เพื่อทำการประมวลผลแล้วแสดงค่าอุณหภูมิออกมาเป็นตัวเลขแสดงที่จอแสดงผล โดยเชื่อมต่อเครื่องเข้ากับเทอร์โมคัปเปิล ทั้งหมด 16 ตัว เพื่อแสดงผลและเก็บข้อมูลอุณหภูมิทางเข้า-ทางออก และผิวท่อทองแดงทั้งหมด 16 ตำแหน่ง โดยที่แต่ละเส้นจะต่อเข้ากับช่องของอุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิ ในส่วนของวิธีการเก็บข้อมูลจะใช้คอมพิวเตอร์ต่อเข้ากับ Data logger เพื่อเก็บข้อมูลของอุณหภูมิของเครื่อง

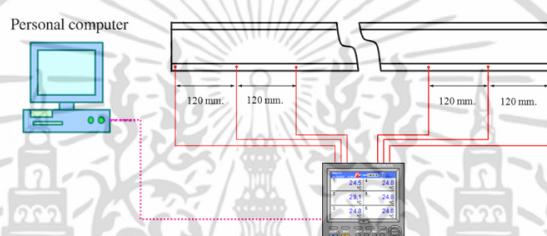
โดยอุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ โครงการวิจัยนี้ใช้ของ GRAPHTEC mdi LOGGER

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

GL820 ซึ่งมีจำนวนช่องสัญญาณอนาล็อก 20 ช่อง ทำงานที่สภาพแวดล้อมการทำงานช่วง 0-45 °C ความชื้นสัมพัทธ์ช่วง 5-85% ช่องรับข้อมูลทั้งหมดจะถูกแยก แต่ละตัวมีการป้อนข้อมูลแบบมัลติฟังก์ชัน หน่วยความจำขนาดใหญ่ 2GB ในตัวหน้าจอสี TFT ขนาด 5.7 นิ้ว



รูปที่ 4.27 อุปกรณ์แสดงค่าอุณหภูมิและเก็บผลข้อมูล



รูปที่ 4.28 ลักษณะการเชื่อมต่ออุปกรณ์วัดและแสดงค่าอุณหภูมิ

## 4.12 การติดตั้งและการทดลอง

### 4.12.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง

ชุดอุปกรณ์ทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดลองอากาศไหลผ่านท่อที่มีการให้ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ซึ่งทำมาจากท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 64 mm มีความยาว 1,500 mm มีความหนา 1 mm ท่อทดสอบมีการหุ้มฉนวนไว้เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนแก่ภายนอก โดยใช้หม้อแปลงปรับแรงดันไฟฟ้าชนิดแกนหมุน (Variable Voltage transformer-Variac) เป็นตัวควบคุมแรงดันและกระแสไฟฟ้า โดยค่าแรงดันที่ใช้ในการทดสอบเท่ากับ 150 Watt ในการทดลองการไหลหมุนควงจะถูกสร้างโดยการติดตั้งกลุ่มแผ่นใบพัด สำหรับการวัดอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าและทางออก ขณะที่อุณหภูมิที่ผิวท่อจะถูกตรวจวัดโดยเทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K ซึ่งอุณหภูมิทั้งหมดถูกบันทึกค่าด้วยเครื่อง Data Logger ใช้โบลเวอร์เพื่อเป่าลมเข้าสู่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีอินวอเตอร์ควบคุม และวัดอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยเครื่องวัดความดันตกคร่อม ที่ทำการสอบเทียบไว้แล้วที่ทางเข้าและทางออก ทำการติดตั้งเครื่องวัดความดันตกคร่อมสำหรับหาค่าความดันตกคร่อมภายในท่อทดสอบเพื่อหาผลต่างความดันตกคร่อม ในการทดสอบแต่ละครั้งจะทำการบันทึกข้อมูลอุณหภูมิตำแหน่งต่างๆ อัตราการไหลและความดันลดลงของอากาศ ภายหลังจากที่ระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล ในระหว่างการทดลอง จะทำการปรับค่าอัตราการไหลในช่วง Re ของอากาศที่ทางเข้าที่ระหว่างช่วง 6000-20,000 โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ของของไหลทางเทอร์โมไดนามิกส์และการหาเลขนัสเซลล์จะพิจารณาจากค่าอุณหภูมิ

เอกสาร โดยเฉลี่ย สารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.12.2 แผ่นใบบิต

การสอดใส่แผ่นใบบิตเป็นหนึ่งในเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่นิยมมากที่สุด เนื่องจากมีต้นทุนต่ำสะดวกต่อการติดตั้งและการบำรุงรักษา โดยทั่วไปแผ่นบิตจะทำหน้าที่เสมือนเป็นเครื่องกำเนิดการไหลหมุนควงอย่างต่อเนื่อง การไหลหมุนควงจะทำให้เกิดความปั่นป่วนใกล้ผนังท่อและช่วงเวลาในการไหลของของไหลภายในท่อให้นานขึ้น ทำให้ของไหลผสมกันและแลกเปลี่ยนความร้อนดียิ่งขึ้น การออกแบบรูปร่างของแผ่นบิตที่เหมาะสมของแผ่นบิตจะช่วยให้เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นขณะที่ความดันที่สูญเสียมีการลดลงอย่างเหมาะสมซึ่งจะทำให้มีผลต่อการประหยัดการใช้พลังงาน



รูปที่ 4.29 แผ่นอลูมิเนียมที่ตัดแล้ว



รูปที่ 4.30 อุปกรณ์สำหรับการบิตแผ่นอลูมิเนียม

#### วิธีการทำแผ่นใบบิต

- 1 ตัดแผ่นอลูมิเนียมให้ได้ขนาดที่กำหนด
- 2 นำแผ่นอลูมิเนียมที่ตัดแล้วไปบิตด้วยเครื่องบิต ให้เป็นเกลียวให้ได้ระยะ  $(y, Y)$  และทิศทางการบิตตามเงื่อนไขที่กำหนด
- 3 หากเป็นกรณีกลุ่มแผ่นบิตให้นำแผ่นใบบิตที่บิตเสร็จแล้วมาติดกันด้วยอีพ็อกซีเพื่อให้ได้ตามเงื่อนไขโดยติดตั้งแต่ช่วง 2 แผ่น ถึง 6 แผ่น จะได้เป็นแผ่นกลุ่มใบบิต
- 4 นำแผ่นบิตไปทดลองตามเงื่อนไขการทดลองต่อไป

#### 4.13 วิธีการทดลอง

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์การทดลองที่ออกแบบ เพื่อนำข้อมูลต่างๆ มาเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาค่าเลขนัสเซลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) เปรียบเทียบ การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (η) มีวิธีการทดลองดังต่อไปนี้

- 1 ติดตั้งอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกลุ่มแผ่นบิตเรียวที่ใช้ทดสอบในส่วนทดสอบ ของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 2 ปรับตั้งค่าอุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ทั้งสองให้มีค่าเป็นศูนย์
- 3 เปิดสวิทช์โบลเวอร์เพื่อจ่ายอากาศให้กับชุดทดลองแลกเปลี่ยนความร้อนทำการปรับ ความเร็วรอบการหมุนของโบลเวอร์โดยอินเวอร์เตอร์ให้ได้ค่า Re ตามเงื่อนไขการทดลอง
- 4 เปิดสวิทช์ไฟจ่ายไฟให้กับแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) หม้อแปลงปรับ แรงดันไฟฟ้าชนิดแกนหมุน (Variable Voltage transformer-Variac) และวัดค่ากระแสและแรงดัน ของ แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) ให้ได้ตามเงื่อนไขของการทดลอง (ในการทดลอง นี้กำหนดไว้ 150 Wat) โดยใช้มัลติมิเตอร์ในการวัด
- 5 สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ทั้ง 16 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิวทดสอบ 10 ตำแหน่ง และ อุณหภูมิทางเข้า 1 ตำแหน่ง และทางออก 5 ตำแหน่ง ให้อุณหภูมียูอยู่ในสภาวะคงที่ แล้วทำการบันทึก ผล อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ
- 6 ปรับโบลเวอร์เพื่อเปลี่ยนอัตราการไหลตามค่าที่ออกแบบไว้ค่าต่อไป ซึ่งค่า Re อยู่ตั้งแต่ ช่วง  $Re=6000-20,000$  แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 4-5
- 7 เมื่อทดสอบครบตามค่า Re ที่กำหนด ทำการเปลี่ยนแผ่นบิตที่ใช้ทดสอบ ในส่วนทดสอบ ของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 6 ตามลำดับเพื่อ เก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วน ทดสอบ ตามค่าค่า Re ที่ออกแบบไว้
- 8 ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซลท์ ค่าการ สูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน เพื่อหาตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อน ของแผ่นบิต

#### 4.14 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

เป้าหมายของงานนี้เพื่อทำการถ่ายเทความร้อนในท่อมของตัวแปรไร้หน่วยเลขนัสเซลท์ การ วิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อและเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสำหรับการสอดใส่ แผ่นบิตเรียว กลุ่มแผ่นบิต และแผ่นบิตขวาง สามารถอธิบายได้ดังนี้

ในระหว่างการทดสอบอากาศซึ่งเป็นของไหลทำงานได้รับความร้อน ( $q_a$ ) จากผนังท่อด้านใน ที่ติดตั้งแผ่นขดลวดให้ความร้อน (Heater) โดยผ่านกลไกการถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของการพา ความร้อน (Convective) ที่มีการไหลในการทดสอบ ด้วยเหตุนี้จะถือว่า ( $q_a$ ) เท่ากับการถ่ายเท ความร้อนในรูปแบบของการพาความร้อนโดยในส่วนการทดสอบ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$q_a = q_c \quad (4.1)$$

ความร้อนที่ได้รับโดยอากาศในท่อมของการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีสามารถแสดงได้ดังนี้  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเฉพาะเท่านั้น เมื่อผู้ใดที่เห็นใบเขียวจะเห็นว่าการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_a = MC_{p,a}(T_o - T_i) \quad (4.2)$$

ในการทดลองการทดสอบสมดุลความร้อนพบว่าความร้อนที่ถูกถ่ายโอนจากขดลวดความร้อน ( $q_a = VI$ ) ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอ (Uniform heat flux) ให้กับของไหล (อากาศ) ในท่อ ( $Q_o$ ) จะมีการรั่วไหลความร้อนจากผนังท่อและระบบไประหว่างช่วง 3%-5%

$$\left( \frac{q_{VI} - q_a}{q_{VI}} \right) \times 100 \leq 5\% \quad (4.3)$$

โดยค่าของการพาความร้อนของของไหล (อากาศ) สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในได้ตามสมการนี้

$$q_c = hA(\tilde{T}_s - T_b) \quad (4.4)$$

โดยที่

$$T_b = \frac{T_o - T_i}{2} \quad (4.5)$$

เมื่อ ( $\tilde{T}_s$ ) คือ อุณหภูมิเฉลี่ยพื้นผิวผนังภายในของท่อทดลอง คำนวณจากอุณหภูมิพื้นผิวของผนังท่อ 10 ตำแหน่งระหว่างขาเข้าและท่อทางออกของการทดสอบโดยใช้สมการดังต่อไปนี้

$$\tilde{T}_s = \frac{\sum T_s}{10} \quad (4.6)$$

ทั้งนี้ในการทดลองไม่สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $h$ ) ได้โดยตรง จึงจำเป็นต้องใช้การสมดุลสมการที่ (4.1) และหาค่าข้อมูลตัวแปรต่างๆ ตามเนื้อหาต่อไปนี้

$$q_a = q_c = MC_{p,a}(T_o - T_i) = hA(\tilde{T}_s - T_b) \quad (4.7)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ( $h$ ) และค่าเฉลี่ยเลขคณิต ( $Nu$ ) สามารถคำนวณหาได้ตามสมการต่อไปนี้

$$h = \frac{MC_{p,a}(T_o - T_i)}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \quad (4.8)$$

เลขนีสเซิลท์เฉลี่ย ( $Nu$ ) สามารถหาได้จาก สมการ (3.12) โดย  $Nu = hD / k$

ในการทดลองค่าตัวประกอบความเสียดทานในเทอมของความดันตกคร่อม ( $\Delta P$ ) ระหว่างเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความยาวทดสอบ ( $L$ ) พิจารณาจากอุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม ภายใต้สภาพไหลและหาได้จากสมการ (3.11) ดังนี้

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{\rho U^2}{2}\right)}$$

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สามารถหาได้จากสมการ (3.21) ดังนี้

$$\eta = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) \left(\frac{f}{f_0}\right)^{-1/3}$$

สำหรับของไหล Re สามารถหาได้จากสมการที่ (3.7) ดังที่ได้นำเสนอในข้างต้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

# การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นบิดเรียว

### 5.1 บทนำ

ในบทนี้กล่าวถึงการศึกษาการถ่ายเทความร้อนจากอิทธิพลของมุมของแผ่นบิดเรียว ( $\theta$ ) ในพจน์เลขนัสเซลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน จากชุดการทดลองดังแสดงในรูปที่ 4.2 จากข้อสมมติฐานพบว่าการใช้แผ่นบิดจะช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน แต่การใส่แผ่นบิดทำให้เกิดการขวางการไหลของของไหล ทำให้ความต้านทานการไหลมาก ส่งผลทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำลง

ดังนั้นในการทดลองนี้จึงทำการลดพื้นที่ของแผ่นบิดโดยออกแบบให้มีลักษณะเรียว เพื่อลดแรงต้านของการไหลให้ลดลง แต่ยังคงช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้นกว่าท่อเปล่าและลดการสูญเสียพลังงานในการไหลกว่าแผ่นบิดดั้งเดิม โดยพื้นที่ที่ลดลงจะแปรผันตรงกับมุมเรียวของแผ่นบิดที่ถูกตัดออกไป ดังแสดงในรูปที่ 4.16 ซึ่งแผ่นบิดทั้งหมดถูกนำมาใช้ในการทดลองทั้งหมด 12 กรณี แบ่งเป็นการปรับเปลี่ยนมุม  $\theta$  ทั้งหมด 4 กรณี คือ  $\theta = 0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  และ  $0.9^\circ$  ปรับเปลี่ยนระยะการบิด 3 กรณี คือ 9.5, 14.25, 19 mm ( $y/w = 3.5, 4.0$  และ  $4.5$ )

### 5.2 ผลการสอบเทียบท่อผิวเรียบ

#### 5.2.1 ผลสอบเทียบ Nu และ f

การทดลองนี้ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของท่อผนังเรียบในพจน์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานตามลำดับเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมีการพัฒนาอย่างเต็มที่ในท่อเปล่าและเปรียบเทียบผลการทดลองตัวประกอบเสียดทานกับ สหสัมพันธ์ของ Blasius ในช่วงการไหลปั่นป่วนเพื่อตรวจสอบความน่าเชื่อถือของอุปกรณ์การทดลอง

ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์กับ Re กรณีท่อเปล่า จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน Re เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองกับค่าการถ่ายเทความร้อนจากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าการถ่ายเทความร้อนจากผลการทดลองมีค่ามากกว่า

ค่าการถ่ายเทความร้อนจากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski โดยค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ย เท่ากับ 6% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski ที่ใช้หาค่าการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบปั่นป่วนที่มีการพัฒนาอย่างเต็มที่ในท่อเปล่าดังปรากฏในรูปที่ 5.1

#### สหสัมพันธ์ของ Gnielinski

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.1)$$

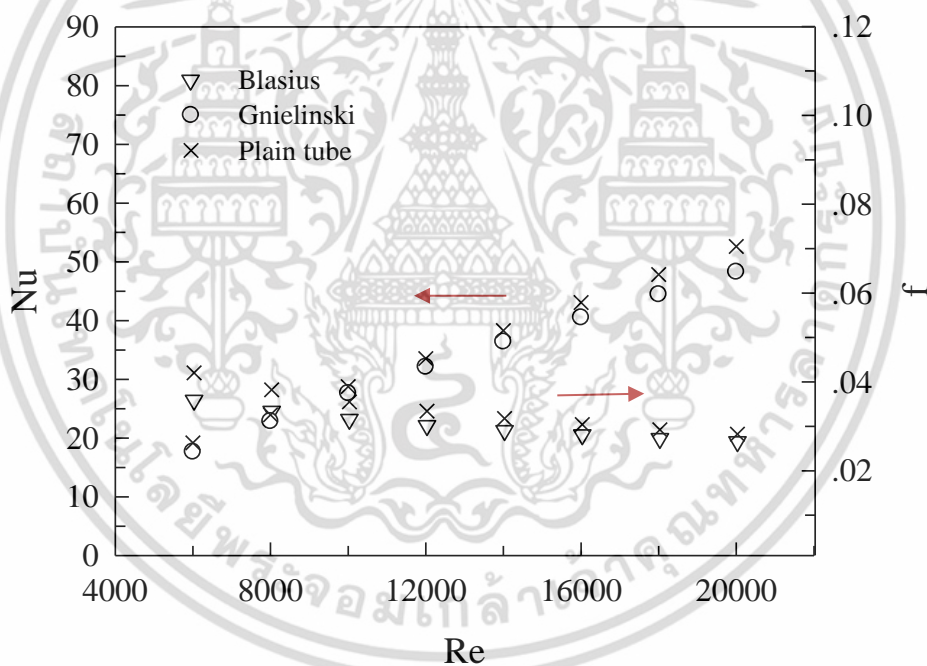
$$0.5 \leq Pr \leq 2,000$$

$$3,000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$$

ความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับ  $Re$  กรณีท่อเปล่า จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อ  $Re$  เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากสหสัมพันธ์ของ Blasius พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากสหสัมพันธ์ของ Blasius โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 11% เมื่อเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius ที่ใช้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีการพัฒนาอย่างเต็มที่ในท่อเปล่า ดังปรากฏในรูปที่ 5.1

สหสัมพันธ์ของ Blasius

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad \text{เงื่อนไข } Re_D \geq 2 \times 10^4 \quad (5.2)$$



รูปที่ 5.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$ ,  $f$  และ  $Re$  ของท่อผิวเรียบ

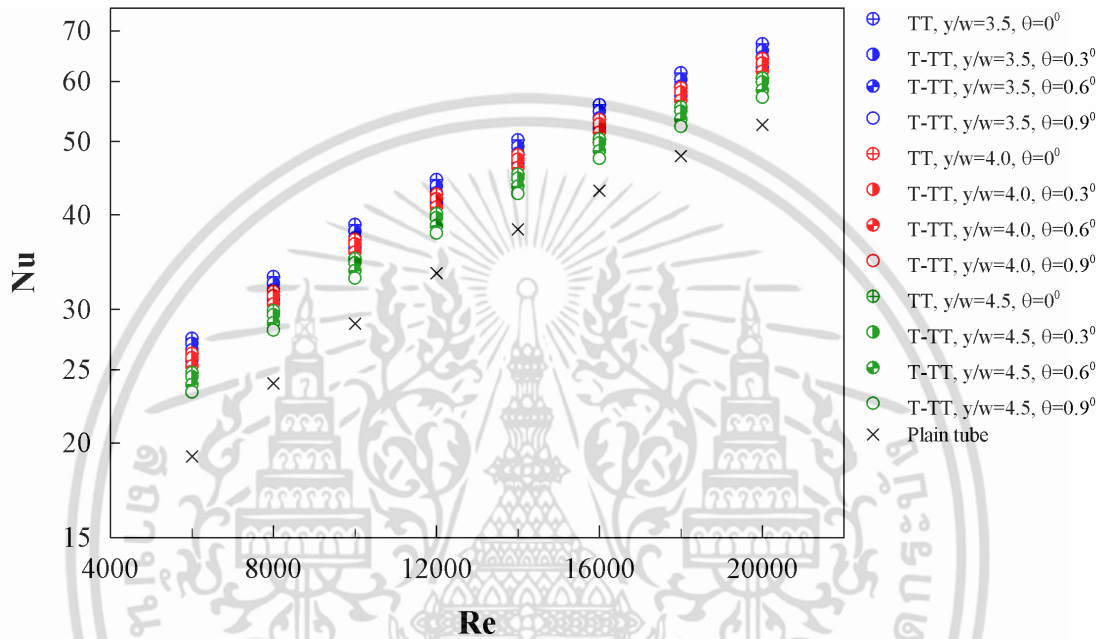
### 5.3 อิทธิพลของแผ่นปิดเรียวยาว

#### 5.3.1 การถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ )

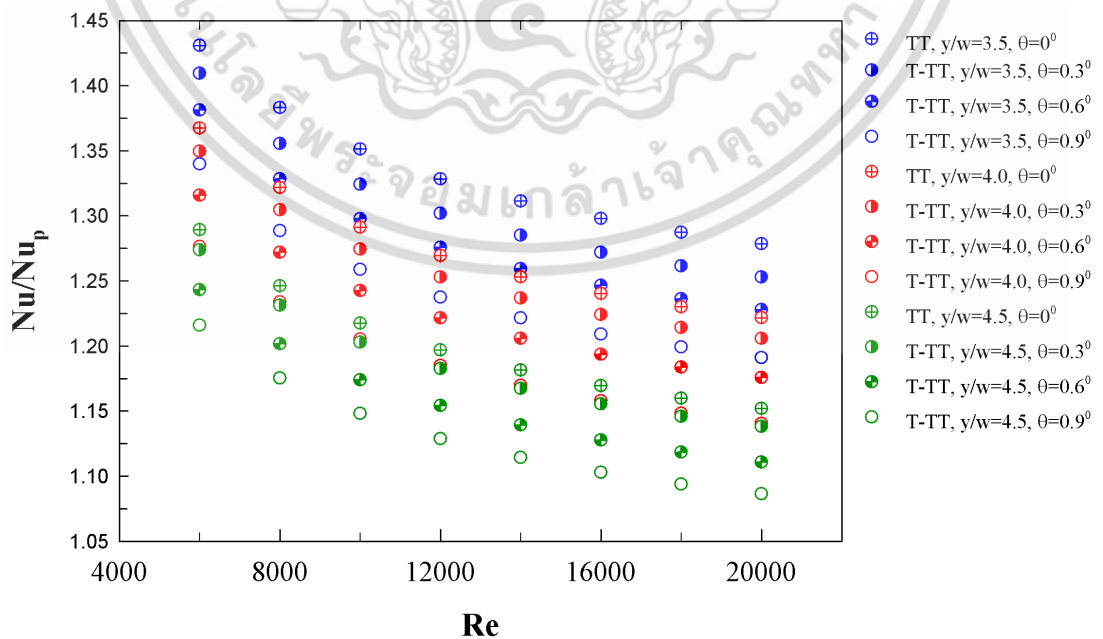
รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$  และ  $Re$  ของแผ่นปิดเรียวยาวที่  $y/w=3.5, 4.0, 4.5$  และ  $\theta=0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ, 0.9^\circ$  ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า  $Nu$  ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น เพราะการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้น ซึ่งการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ของไหลไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้น ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น จากรูปพบว่า  $y/w=3.5$ ,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\theta=0^\circ$  ให้ค่าสูงสุด  $Nu=67.26$  ที่  $Re=20,000$  และ ท่อ  $y/w=3.5, \theta=0^\circ$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของแผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0, \theta=0^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5, \theta=0.9^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5, \theta=0^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0, \theta=0.9^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5, \theta=0.9^\circ$  และท่อผิวเรียบให้ค่าต่ำ  $Nu$  ต่ำสุดจากการเรียงลำดับข้างต้นพบว่า ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ ในช่วงประมาณ 27.86-43.10%, 25.30-40.95%, 22.80-38.13%, 22.18-36.74%, 20.59-34.97%,



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดเรียวย



รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดเรียวย

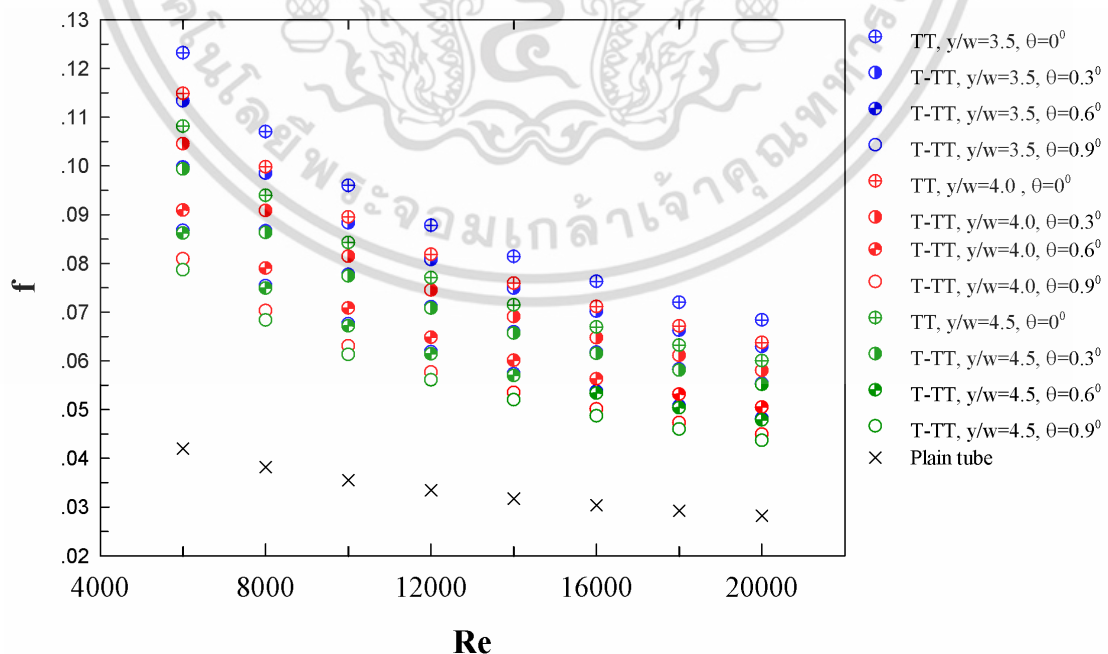
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์โดยศูนย์วิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีพลังงานทดแทนของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

19.11-33.99%, 17.58-31.59%, 15.21-28.94%, 14.05-27.64%, 13.82-27.39%, 11.09-24.33%, 8.65-21.59% ตามลำดับ สาเหตุที่ทำให้  $y/w$  มีค่าต่ำ และ  $\theta$  มีค่าต่ำ ช่วยเพิ่มค่า  $Nu$  ให้สูงขึ้น เนื่องจากแผ่นบิตที่มีความกว้างตลอดทั้งแผ่นที่มากกว่าและระยะการบิตที่น้อยกว่าแผ่นกรณีอื่นๆ จะทำให้เกิดไหลแบบปั่นป่วนได้มากกว่า

รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $Re$  ของแผ่นบิตเรียวที่  $y/w=3.5, 4.0, 4.5$  และ  $\theta=0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ, 0.9^\circ$  ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า  $Nu/Nu_p$  ให้ค่าสูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุดและมีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ทุกกรณีของแผ่นบิตเรียวให้มีค่า  $Nu$  มากกว่า  $Nu$  ท่อเปล่า เมื่อ  $Re$  มากขึ้น ค่า  $Nu/Nu_p$  ลดต่ำลง แสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแผ่นบิตเรียวมีมากเมื่อ  $Re$  ต่ำ ทำให้ได้ค่า  $Nu$  มาก และอิทธิพลของแผ่นบิตเรียวลดลงเมื่อ  $Re$  มีค่าน้อย เนื่องจากขนาดพื้นที่หน้าตัดแผ่นบิตที่ลดลงทำพื้นที่หน้าตัดของท่อให้เกิดกระแสไหลหมุนควงลดลง ความปั่นป่วนลดลง ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง โดยปรากฏการณ์นี้จะเห็นชัดเจนขึ้นเมื่อ  $\theta$  เพิ่มขึ้น จากรูปพบว่า  $y/w=3.5, \theta=0^\circ$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุด เท่ากับ 1.43 ที่  $Re=6000$  ลดลงมาเป็นผลของแผ่นบิตเรียว  $y/w=3.5, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=3.5, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=3.5, \theta=0.9^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0.9^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0.9^\circ$  ให้ค่าต่ำ  $Nu/Nu_p$  ต่ำสุด โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.17 เท่า, 1.15 เท่า, 1.13 เท่า, 1.12 เท่า, 1.10 เท่า, 1.09 เท่า, 1.08 เท่า, 1.06 เท่า, 1.05 เท่า, 1.04 เท่า และ 1.02 เท่า ตามลำดับของเงื่อนไขต่ำที่สุด

### 5.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

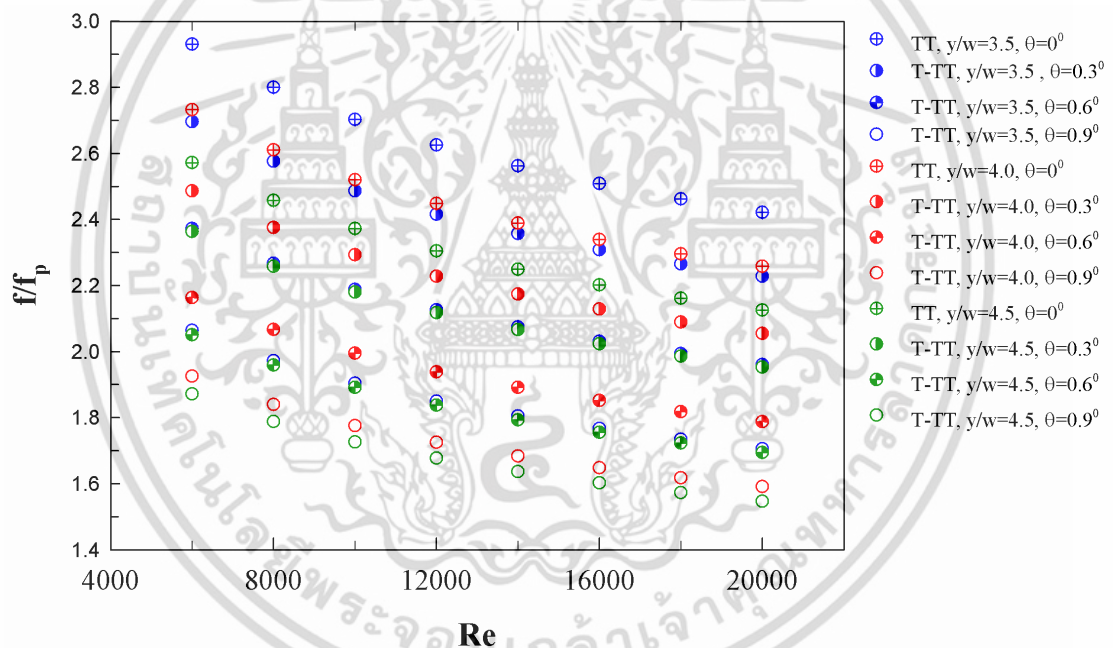
รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของแผ่นบิตเรียวที่  $y/w=3.5, 4.0, 4.5$  และ  $\theta=0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ, 0.9^\circ$  ค่าต่างๆ พบว่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงเมื่อ  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$



รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของแผ่นบิตเรียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต่ำสุด จากรูปพบว่า  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่าสูงสุด  $f = 0.12$  ที่  $Re=6000$  และ ท่อ  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $f$  สูงสุด ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของแผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.9^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0.9^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0.9^\circ$  และท่อผิวเรียบให้ค่า  $f$  ต่ำสุด จากการเรียงลำดับข้างต้นพบว่า ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 141.69-193.33%, 125.44-173.57%, 122.26-169.76%, 112.01-157.38%, 104.94-148.81%, 95.76-137.38%, 95.05-136.42%, 78.44-116.42%, 70.31-106.66%, 69.25-105.23%, 58.65-92.61%, 54.41-87.38% ตามลำดับ สาเหตุที่ทำให้  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  มีค่า  $f$  สูงสุดเนื่องจาก ความหนาแน่นการไหลหมุนควงมากขึ้นเมื่อ  $y/w$  ลดลง เนื่องจากมุมปะทะและพื้นที่สัมผัสของไหลมากขึ้นของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้น และการใส่แผ่นบิดที่มีแนวโน้มให้  $\theta$  ลดลง ส่งผลให้แผ่นบิดมีพื้นที่ขวางการเคลื่อนที่ของของไหลมากขึ้น ทำให้เกิดผลต่างความดันของของไหลระหว่างทางเข้ากับทางออกมากขึ้นเมื่อเทียบกับการทดลองกรณีอื่นๆ



รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดเรียวย

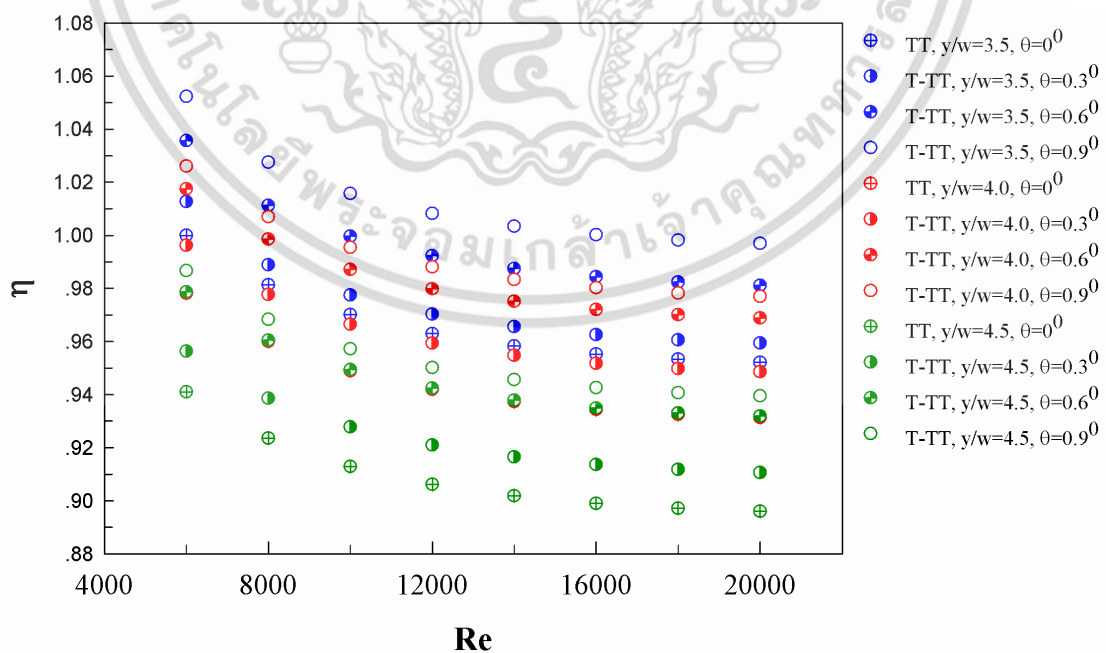
รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดเรียวยที่  $y/w=3.5$ , 4.0, 4.5 และ  $\theta = 0^\circ$ ,  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$ ,  $0.9^\circ$  ค่าต่างๆ พบว่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงเมื่อ  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด จากรูปพบว่า ท่อ  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 2.93 ที่  $Re=6000$  และ ท่อ  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุด ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของแผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0.3^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.9^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0.6^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.0$ ,  $\theta=0.9^\circ$  แผ่นบิดเรียวย  $y/w=4.5$ ,  $\theta=0.9^\circ$  ให้ค่า  $f/f_p$  ต่ำสุด โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.56 เท่า, 1.46 เท่า, 1.44 เท่า, 1.37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่า, 1.32 เท่า, 1.27 เท่า, 1.26 เท่า, 1.15 เท่า, 1.10 เท่า, 1.09 เท่า และ 1.02 เท่าของเงื่อนไขต่ำที่สุดตามลำดับ จากการทดลองพบว่า ค่า  $f/f_p$  ของแผ่นบิตมีค่าลดลงเมื่อ  $Re$  เพิ่มขึ้น อัตราการเพิ่มขึ้นของ  $f$  ในกรณีใส่แผ่นบิตเรียกว่ามีค่าต่ำกว่าอัตราการเพิ่มขึ้นของ  $f$  ท่อเปล่า โดยเฉพาะที่มุมเรียว  $\theta=0.9^\circ$  ของแผ่นบิต  $y/w=3.5, 4.0, 4.5$  ค่า  $f/f_p$  มีค่าลดลงต่ำสุด

### 5.3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนและ  $Re$  ของแผ่นบิตเรียวที่  $y/w=3.5, 4.0, 4.5$  และ  $\theta=0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ, 0.9^\circ$  ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด จากรูปพบว่า ท่อ  $y/w=3.5, \theta=0.9^\circ$  ให้ค่า ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงสุด 1.05 ที่  $Re=6000$  และค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยสูงสุด เท่ากับ 1.01 ลดลงมาเป็นผลของ แผ่นบิตเรียว  $y/w=3.5, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0.9^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=3.5, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=3.5, \theta=0^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0.9^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0.6^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.0, \theta=0^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0.3^\circ$  แผ่นบิตเรียว  $y/w=4.5, \theta=0^\circ$  ซึ่งมีค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.996, 0.991, 0.983, 0.974, 0.966, 0.963, 0.953, 0.946, 0.945, 0.924 และ 0.909 ตามลำดับจากผลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  ทำให้  $y/w=3.5, \theta=0.9^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงที่สุด จากการทดลองพบว่าถึงแม้ว่าการใส่แผ่นบิตเรียว จะเป็นการช่วยทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้นกว่าท่อเปล่าและมีจุดเด่นที่ค่า  $f$  ที่เพิ่มขึ้นมีอัตราการเพิ่มขึ้นต่ำกว่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า เนื่องจากเป็นลดพื้นที่ต้านทานการไหล แต่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดเพียง 1.01



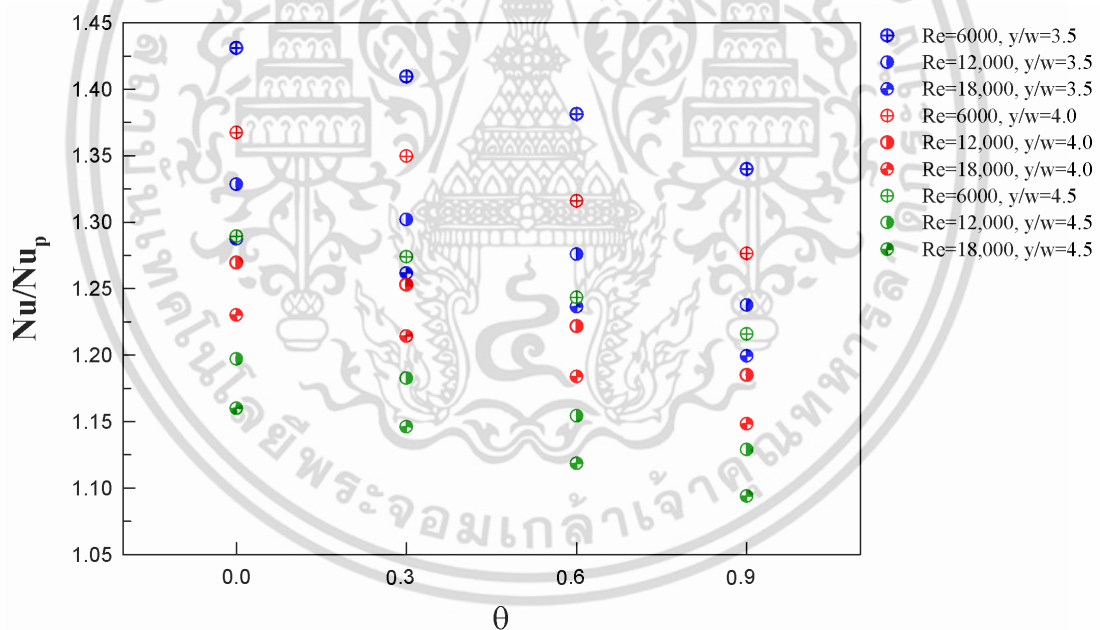
รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $Re$  ของแผ่นบิตเรียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 5.4 อิทธิพลของ $\theta$

### 5.4.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $\theta$  ของแผ่นบิดเรียบต่างๆ กัน ที่  $Re$  เท่ากับ 6000, 12,000 และ 18,000 พบว่า  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากมุมรีเว  $\theta$  มีค่ามาก จะทำให้พื้นที่ของแผ่นบิดลดลง ดังนั้นขณะที่ของไหลไหลผ่านแผ่นบิดเรียบ จะทำให้เกิดการหมุนควงที่ดึงอุณหภูมิผิวได้น้อยกว่า กรณี  $\theta$  มีค่าน้อยที่จะทำให้ของไหลสามารถดึงอุณหภูมิออกจากผนังท่อได้ดีกว่าส่งผลให้ การแลกเปลี่ยนความร้อนดีกว่า พบว่าในกรณี  $y/w=3.5$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 1.83% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 2.0% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 2.99% ในกรณี  $y/w=4.0$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.0 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 1.29% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 2.50% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 3.0% ในกรณี  $y/w=4.5$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 1.20% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 2.40% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 2.19%

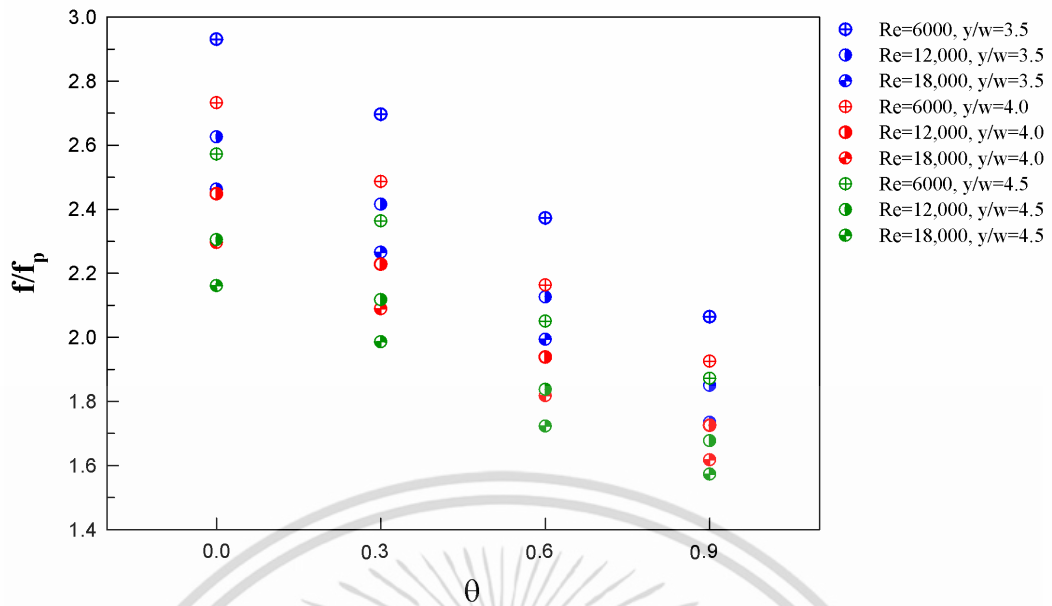


รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $\theta$  ของแผ่นบิดเรียบ

### 5.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $\theta$  ของแผ่นบิดเรียบของแผ่นบิดเรียบต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า  $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากมุมรีเว  $\theta$  มีค่ามาก พื้นที่ผิวของแผ่นบิดลดต่ำลง ทำให้การสูญเสียพลังงานในการเคลื่อนที่ผ่านแผ่นบิดลดต่ำลงด้วย ในกรณี  $y/w=3.5$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 7.99% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 12.0% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น

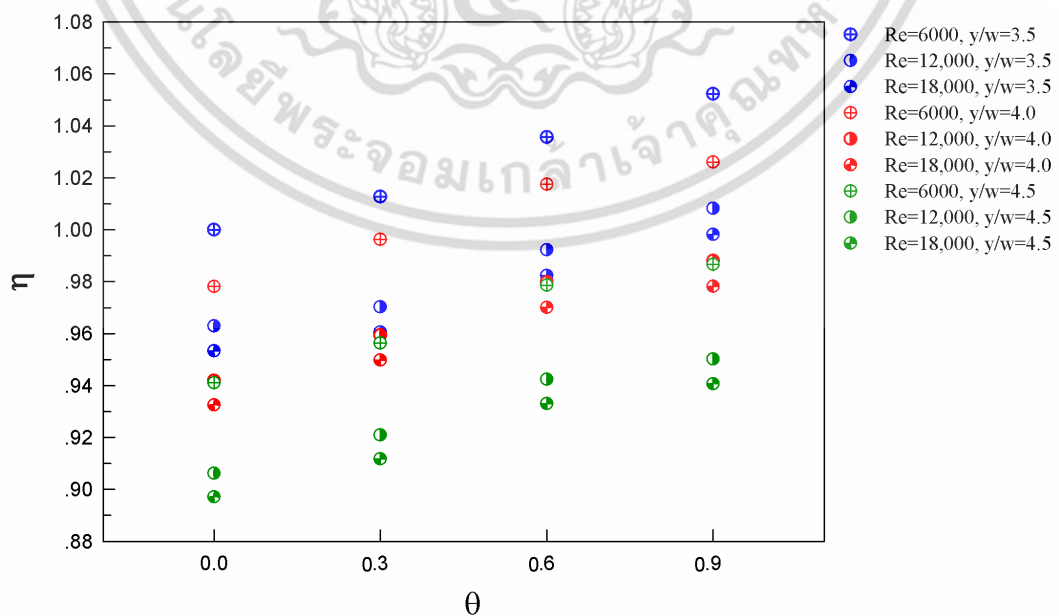
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ในการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $\theta$  ของแผ่นบิดเรียวยาว

0.9 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 12.99% ในกรณี  $y/w=4.0$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 8.99% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 12.99% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 10.99% ในกรณี  $y/w=4.5$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 8.12% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 13.23% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 8.72%

#### 5.4.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )



รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $\theta$  ของแผ่นบิดเรียวยาว

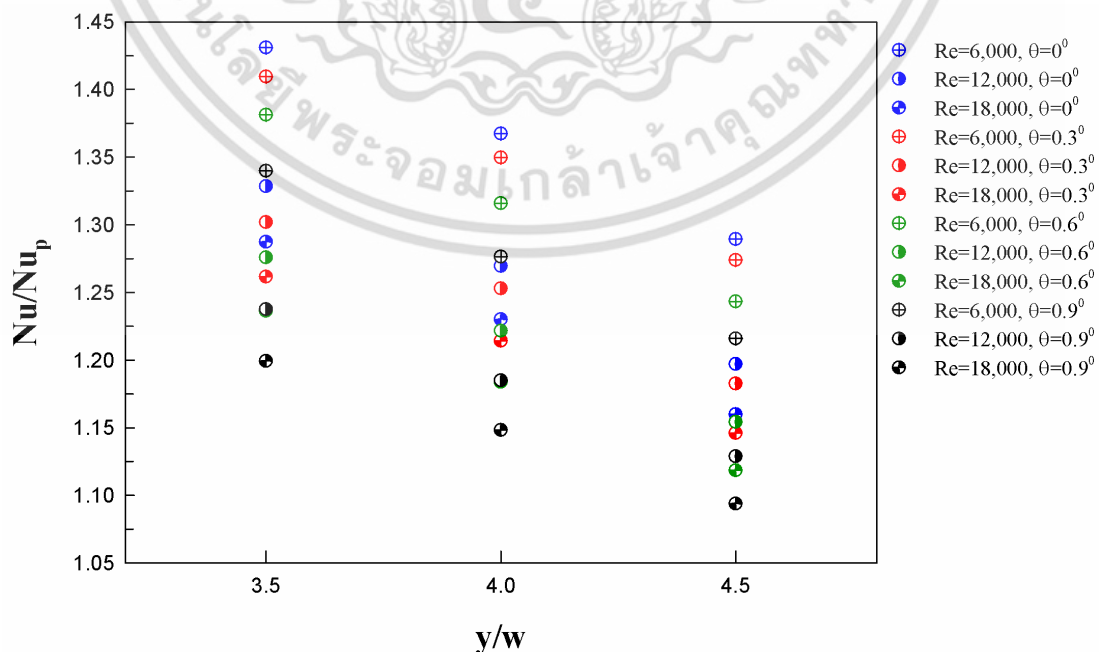
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้เห็นใบแจ้งประโยชน์ในการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $\theta$  ของแผ่นบิดเรียวยของแผ่นบิดเรียวยต่างๆ กัน ที่ Re เท่ากับ 6000, 12,000 และ 18,000 พบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีแนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  ในกรณี  $y/w=3.5$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.93% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.27% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.6% ในกรณี  $y/w=4.0$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.85% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.12% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.84% ในกรณี  $y/w=4.5$  หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0 ไปเป็น 0.3 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.63% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.3 ไปเป็น 0.6 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.32% หากเพิ่ม  $\theta$  จาก 0.6 ไปเป็น 0.9 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.82%

## 5.5 อิทธิพลของ $y/w$

### 5.5.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิดเรียวยต่างๆ กัน ที่ Re= 6000, 12,000 และ 18,000 พบว่า  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อ  $y/w$  ที่เพิ่มขึ้นของไหลถูกเปลี่ยนทิศทางไปให้ไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้ลดลง จึงทำให้ตั้งอุณหภูมิจากพื้นผิวออกมา ผสมกับกระแสการไหลหลักได้ต่ำ จึงส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนได้ลดลง ในกรณี  $\theta = 0$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 6.05% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.64% ในกรณี  $\theta = 0.3$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำ



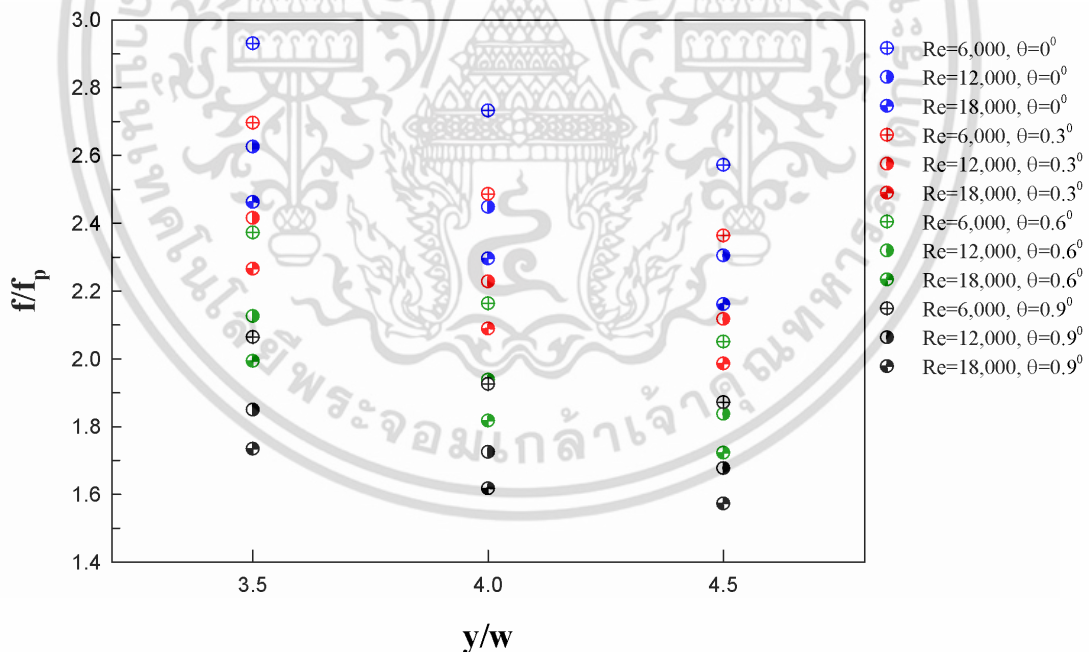
รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิดเรียวย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สุ่มตรวจไว้สำหรับใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ขออนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 5.95% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.07% ในกรณี  $\theta=0.6$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 5.83% หากทำการลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.61% ในกรณี  $\theta=0.9$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.96% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.62 ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $y/w$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $\theta$  ต่อค่า  $Nu/Nu_p$

### 5.5.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

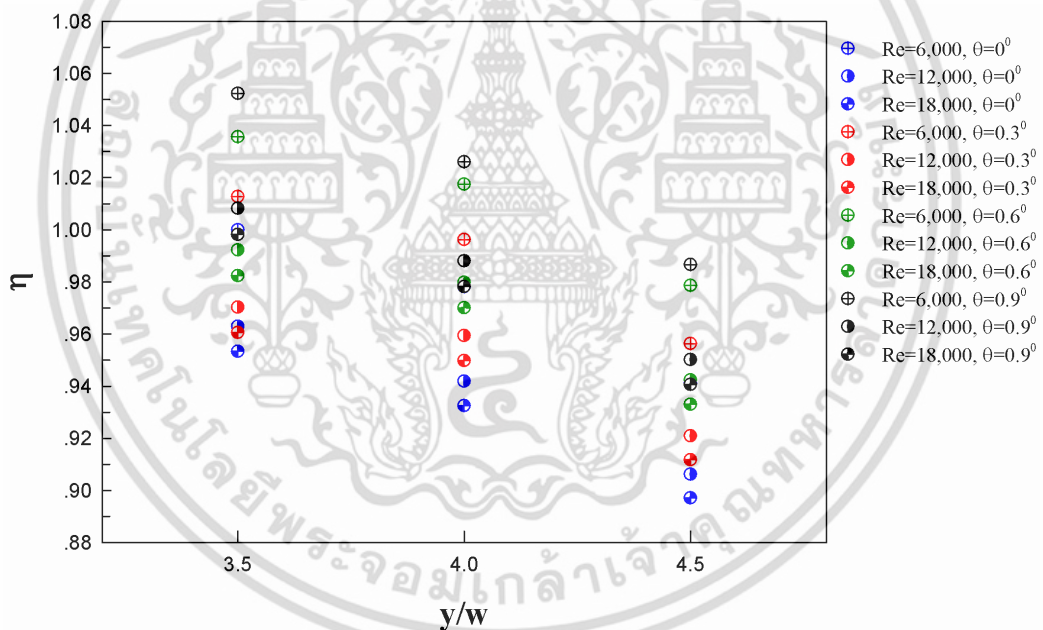
รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิดเรียบต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  จากการทดลองพบว่า  $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อระยะการบิดเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาแน่นของการไหลหมุนควงลดต่ำลงทำให้  $f/f_p$  ลดต่ำลง ในกรณี  $\theta=0$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 6.22% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 7.25% ในกรณี  $\theta=0.3$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 5.20% หากทำการลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 8.43% ในกรณี  $\theta=0.6$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 5.49% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 9.67% ในกรณี  $\theta=0.9$  หากทำการลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.86% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 7.21%



รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิดเรียบ

### 5.5.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนและ  $y/w$  ของแผ่นบิตเรียวยาวต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน จะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  ในกรณี  $\theta=0$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 3.94% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.23% ในกรณี  $\theta=0.3$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.16% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.30% ในกรณี  $\theta=0.6$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 3.96% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.44% ในกรณี  $\theta=0.9$  หากลด  $y/w$  จาก 4.5 ไปเป็น 4.0 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 3.98% หากลด  $y/w$  จาก 4.0 ไปเป็น 3.5 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.20% ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $y/w$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $\theta$  ต่อ ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน



รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $y/w$  ของแผ่นบิตเรียวยาว

## 5.6 สัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตเรียวยาว

ความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนได้รับผลจากอัตราส่วนการบิต ( $y/w$ ), อัตราส่วนความกว้างของแผ่นบิต ( $w/D$ ),  $Re$  ( $Re$ ), Prandtl number ( $Pr$ ) ซึ่งสามารถสร้างสหสัมพันธ์ได้ดังนี้

เลขนัสเซลท์

$$Nu_D = 0.076 Re^{0.75} Pr^{0.4} (y/w)^{-0.39} (1 + \theta)^{-0.1} \quad (5.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq \text{Re} \leq 21,000 \\ 0 \leq \theta \leq 0.9 \\ 3.5 \leq y/w \leq 4.5 \end{array} \right]$$

ตัวประกอบความเสียดทาน

$$f = 16.559 \text{Re}^{-0.49} (y/w)^{-0.51} (1 + \theta)^{-0.53} \quad (5.2)$$

เมื่อ

$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq \text{Re} \leq 21,000 \\ 0 \leq \theta \leq 0.9 \\ 3.5 \leq y/w \leq 4.5 \end{array} \right]$$

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

$$\eta = 1.871 \text{Re}^{-0.04} (y/w)^{-0.22} (1 + \theta)^{-0.08} \quad (5.3)$$

เมื่อ

$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq \text{Re} \leq 21,000 \\ 0 \leq \theta \leq 0.9 \\ 3.5 \leq y/w \leq 4.5 \end{array} \right]$$

### 5.6.1 สัมพันธ์ Nu ของแผ่นบิตเรียว

ในส่วนของคุณค่าความคลาดเคลื่อนจากสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อน (สมการ 5.1) เปรียบเทียบกับค่าจากการถ่ายเทความร้อนการทดลอง โดยที่สหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าความคลาดเคลื่อนจากข้อมูลการทดลองอยู่ในช่วง  $\pm 5\%$  ดังปรากฏในรูปที่ 5.13

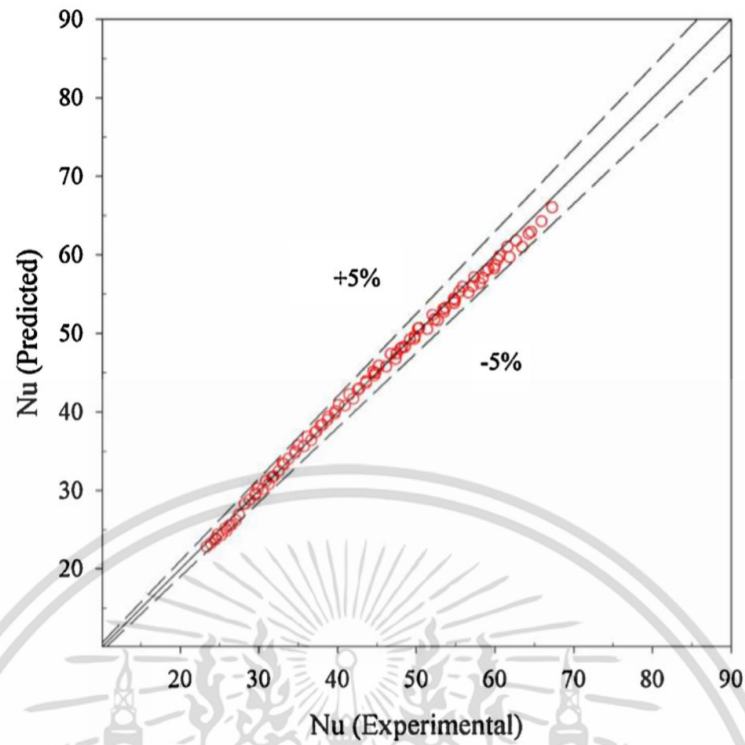
### 5.6.2 สัมพันธ์ f ของแผ่นบิตเรียว

ในส่วนของคุณค่าความคลาดเคลื่อนจากสหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทาน (สมการ 5.2) เปรียบเทียบกับค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลอง โดยที่สหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าความคลาดเคลื่อนจากข้อมูลการทดลองอยู่ในช่วง  $\pm 4\%$  ดังปรากฏในรูปที่ 5.14

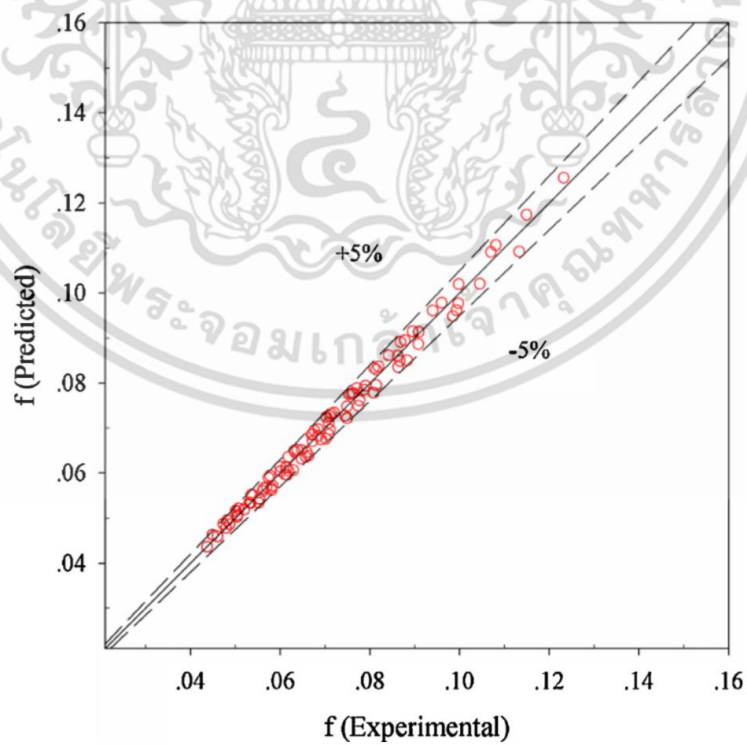
### 5.6.3 สัมพันธ์ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ของแผ่นบิตเรียว

ในส่วนของคุณค่าความคลาดเคลื่อนจากสหสัมพันธ์ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (สมการ 5.3) เปรียบเทียบกับค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนจากการทดลอง โดยที่สหสัมพันธ์ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าความคลาดเคลื่อนจากข้อมูลการทดลองอยู่ในช่วง  $\pm 8\%$  ดังปรากฏในรูปที่ 5.15

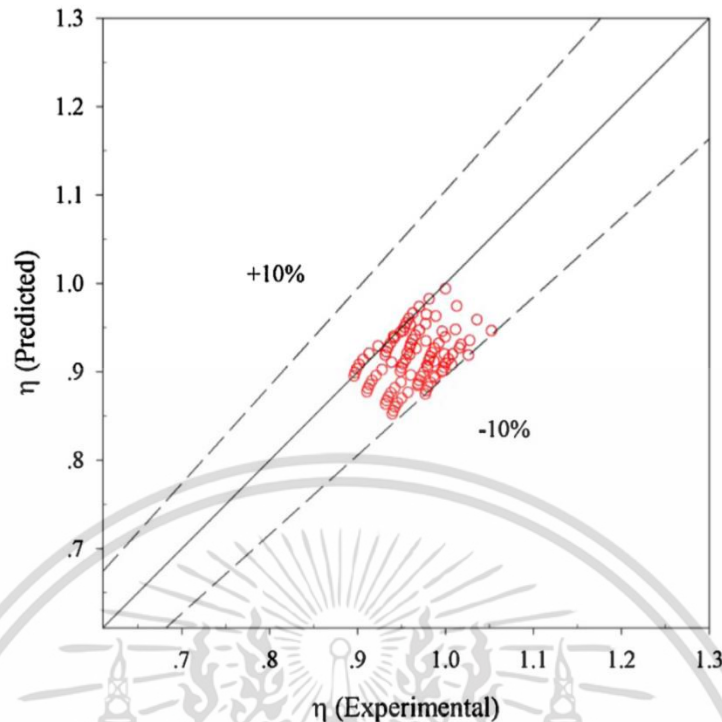
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหสัมพันธ์และการทดลองของแผ่นบิตเรียว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ 5.14 ความสัมพันธ์ของ  $f$  ระหว่างสหสัมพันธ์และการทดลองของแผ่นบิตเรียว ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างสหสัมพันธ์การทดลองของแผ่นบิดเรียวย

## 5.7 สรุปผลการทดลองแผ่นบิดเรียวย

5.7.1 ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้น เมื่อ  $y/w$  และ  $\theta$  ลดลง

5.7.2 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่าสูงสุด  $Nu=67$  ที่  $Re=20,000$  พบว่า ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 27.86-43.10%

5.7.3 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 1.43 ที่  $Re=6000$

5.7.4 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่าสูงสุด  $f=0.12$  ที่  $Re=6000$

5.7.5 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 2.93 ที่  $Re=6000$

5.7.6 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.9^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงที่สุด เท่ากับ 1.05 ที่  $Re=6000$  พบว่าถึงแม้ว่าการใส่แผ่นบิดเรียวย จะเป็นการช่วยทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้นกว่าท่อเปล่าและมีจุดเด่นที่ค่า  $f$  ที่เพิ่มขึ้นมีอัตราการเพิ่มขึ้นต่ำกว่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่าเนื่องจากเป็นลดพื้นที่ต้านทานการไหล แต่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยสูงสุดเพียง 1.01 ที่เงื่อนไขดังกล่าว

5.7.7 พบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีแนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

5.7.8 พบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

5.7.9 ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $y/w$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $\theta$  ต่อค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6

# การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยกลุ่มแผ่นบิต

### 6.1 บทนำ

ในบทนี้ต้องการศึกษาการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของแผ่นบิตดั้งเดิม, แผ่นบิตที่มีความกว้างของแผ่น เล็กกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดท่อ, กลุ่มแผ่นบิตและท่อเปล่าต่อการถ่ายเทความร้อน ในการศึกษากลุ่มแผ่นบิตจะทำการปรับเปลี่ยนระยะการบิตและจำนวนของแผ่นบิตเสริม โดยการติดตั้งแผ่นบิตเสริมจะทำให้เกิดการหมุนควงของไหลใกล้ชั้นขีดผิวมากขึ้น ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น แผ่นบิตที่ใช้ในการทดลองนี้ได้แก่

1.1 แผ่นบิต (TTi) ที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (W) 40 mm มีความยาว (L) 1500 mm มีระยะการบิต 160 mm ( $Y/W=4$ )

1.2 แผ่นบิตดั้งเดิม (TT) ที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (W) 56 mm มีความยาว (L) 1500 mm มีระยะการบิต 224 mm ( $Y/W=4$ )

1.3 กลุ่มแผ่นบิต (M-TTs) ที่ประกอบไปด้วยแผ่นบิต (TTi) ที่มีขนาดความกว้าง (w) 40 mm มีระยะการบิต 160 mm ถูกติดตั้งให้อยู่ในตำแหน่งตรงกลางและมีกลุ่มแผ่นบิตเสริมที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (w) 8 mm ล้อมรอบ ในการทดลองจะศึกษาอิทธิพลของระยะการบิตและจำนวนของแผ่นบิตเสริมที่ล้อมรอบต่อการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแบ่งระยะการบิตได้ทั้งหมด 6 กรณี  $y=20, 40, 80, 120, 160$  และ  $200$  mm ( $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$ ) และจำนวนแผ่นบิตเสริมที่ถูกใช้ที่ล้อมรอบแผ่นบิต TTi แบ่งออกเป็น 5 กรณี คือ  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น

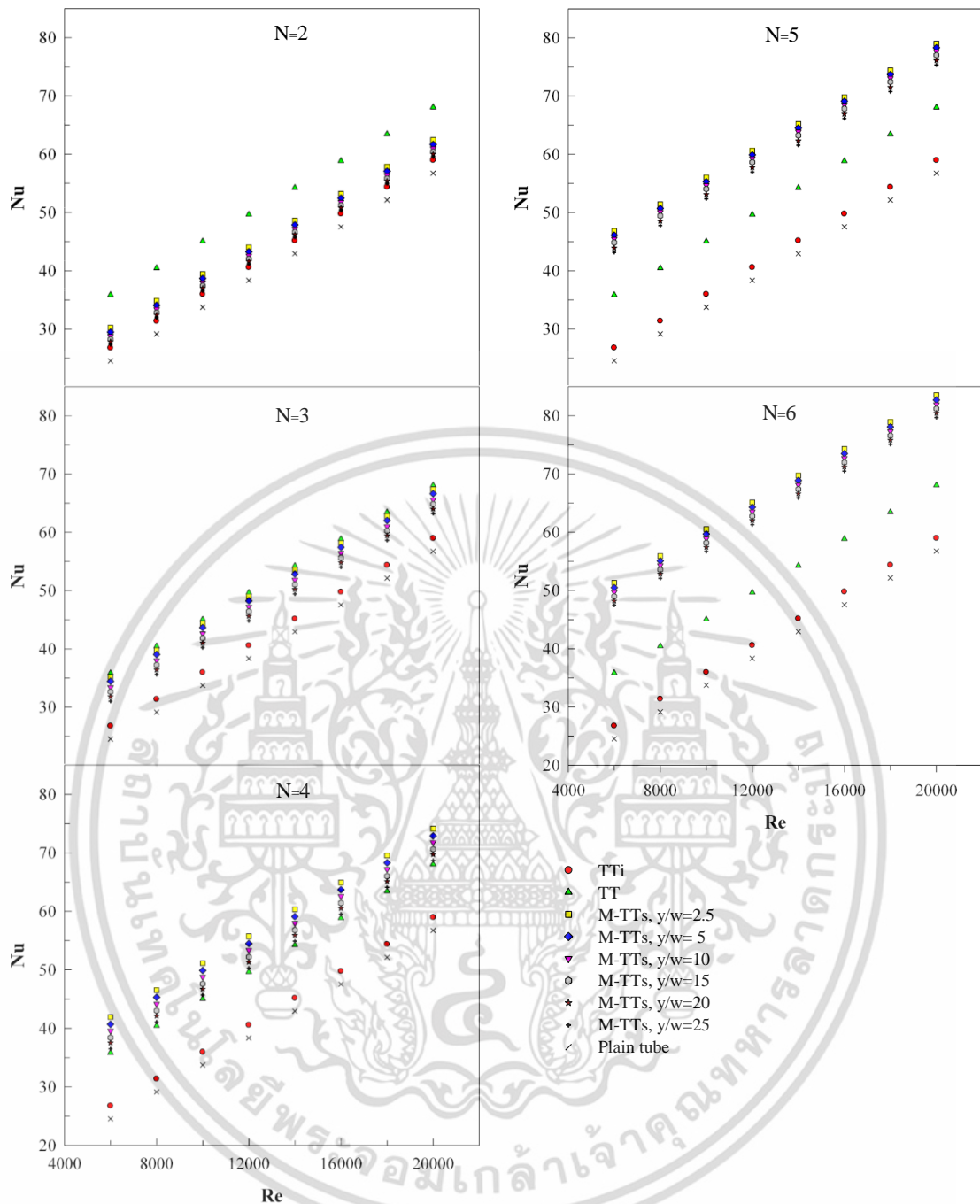
ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์เลขนัยสเชิลท์ (Nu) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (f) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อผนังเรียบและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

### 6.2 อิทธิพลของกลุ่มแผ่นบิต

#### 6.2.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า Nu ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่า Re ที่เพิ่มขึ้น เพราะการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้น ซึ่งการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ ของไหลไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้น ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่าที่  $y/w=2.5$  ให้ค่า Nu สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และทุกช่วง Re ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นบิต  $y/w=5, y/w=10, y/w=15, y/w=20$  และ  $y/w=25$  ตามลำดับ กลุ่มแผ่นบิตในท่อที่ทำการปรับระยะ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  พบว่ากรณี  $N=2$  แผ่น จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 4.93-23.20% กรณี  $N=3$  แผ่น จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 11.43-43.37% กรณี  $N=4$  แผ่น จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้น จากท่อผิวเรียบ ในช่วงประมาณ 21.05-70.89% กรณี  $N=5$  แผ่น จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการเรียนการสอน เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

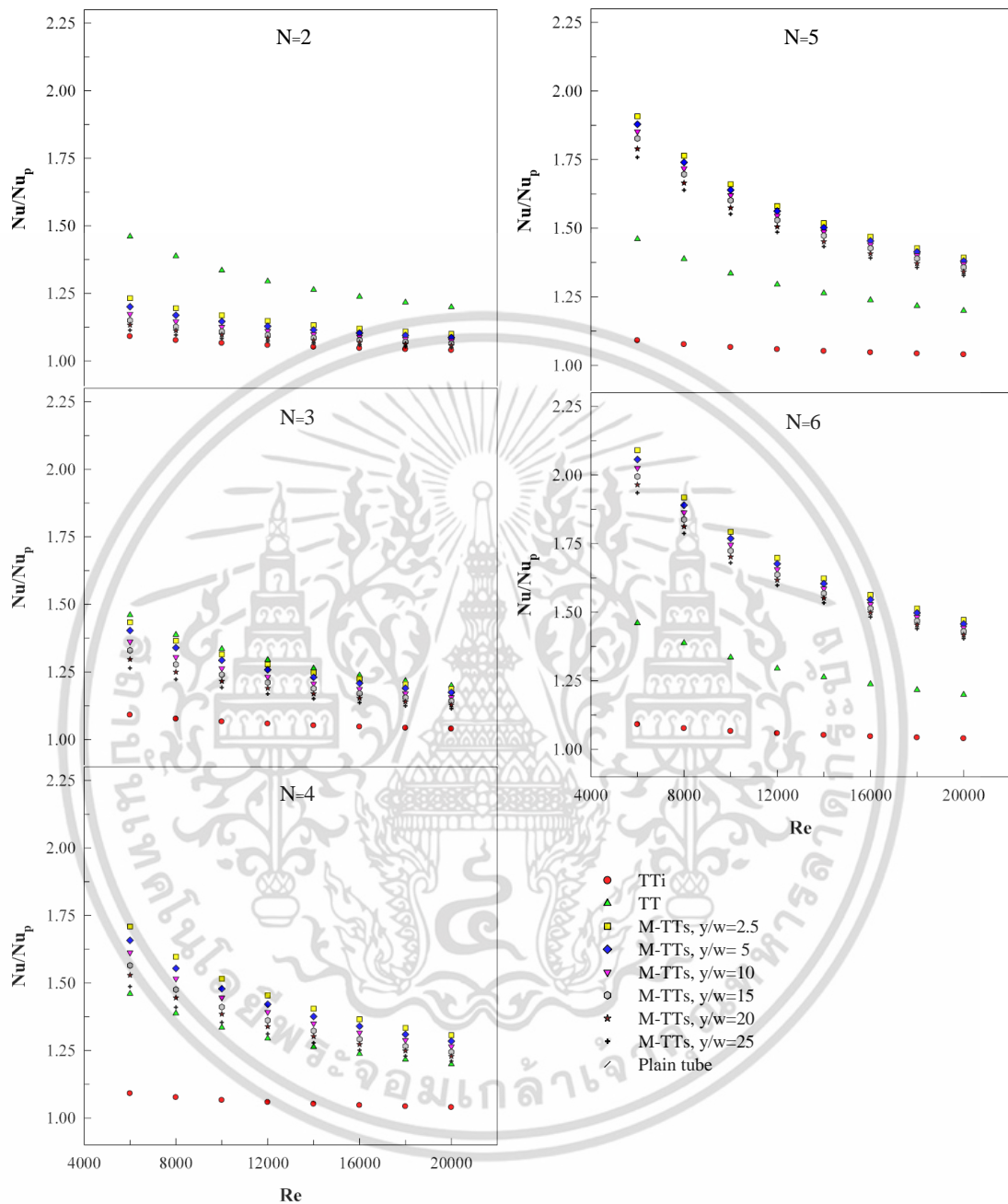


รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของกลุ่มแผ่นบิดในท่อกรณีระยะ  $y$  ต่างกัน

จากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 32.80-90.76% กรณี N=6 แผ่น จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 40.42-109.03% ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าการติดตั้งกลุ่มแผ่นบิดทุกกรณี N=2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น นั้น ค่า Nu จะมากขึ้นกรณี ค่า  $y$  ของกลุ่มไบบิดลดลง เนื่องจากการใส่แผ่นบิดที่มีระยะการบิดมีค่าน้อยทำให้ลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของของไหลเพิ่มมากขึ้น ความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้นและความโค้งของการไหลเพิ่มขึ้น ความเค้นเฉือนที่ผนังเพิ่มขึ้น กระแสการไหลหมุนควง ในแนวแกนเพิ่มมากขึ้น ของไหลจะหมุนตัวเกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่ออนุญาตเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มากขึ้น ทำให้ได้ค่า  $Nu$  มากขึ้น โดยที่กรณี  $N=6$  แผ่น และ  $y/w=2.5$  mm จะให้  $Nu$  สูงสุดได้ 83.5 ที่  $Re=20,000$



รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นปิดในท่อกรณีระยะ  $y$  ต่างกัน

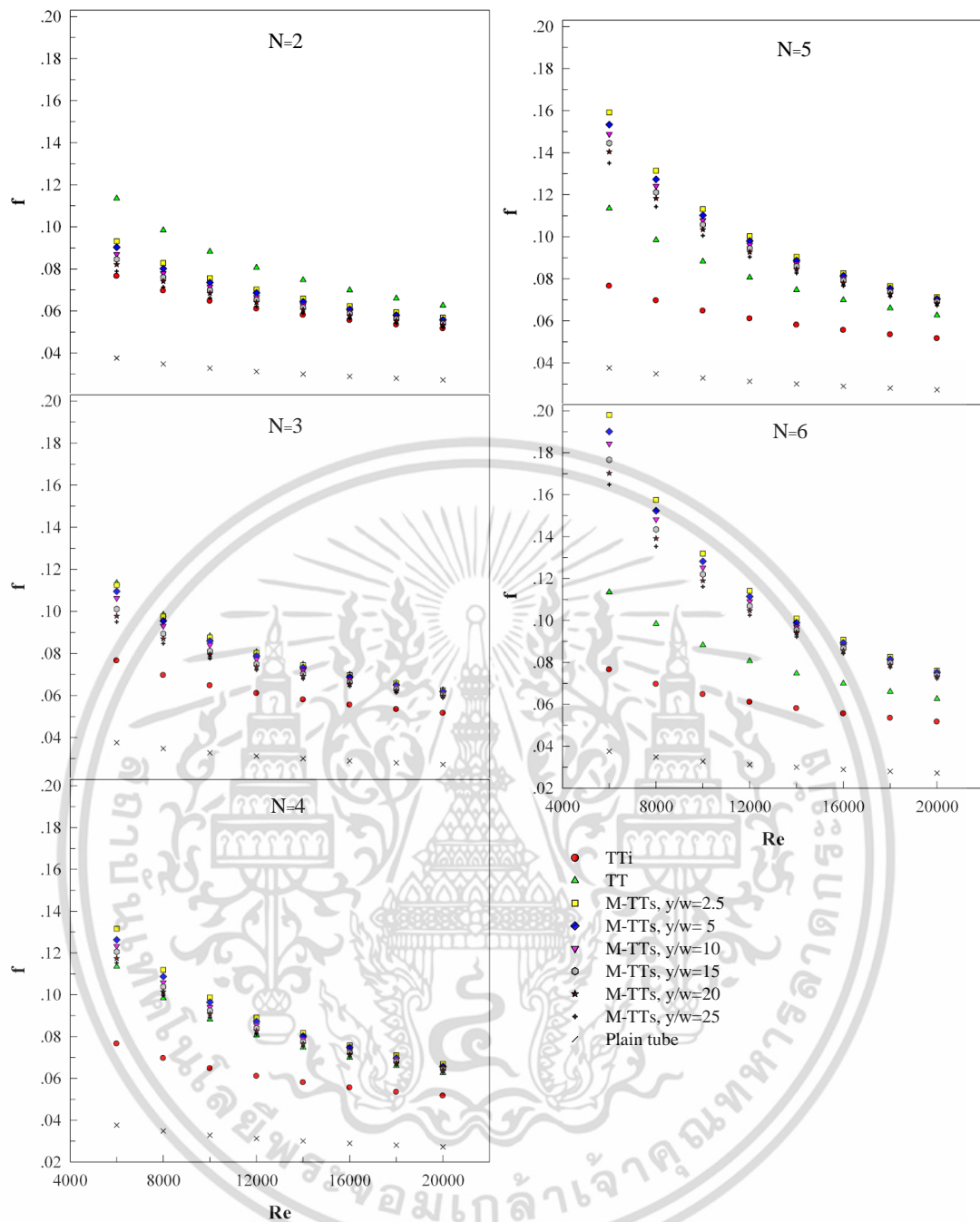
รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นปิด  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  ทุกกรณีของกลุ่มแผ่นปิดมีค่า  $Nu$  มากกว่า  $Nu$  ท่อเปล่า และ  $Nu/Nu_p$  ของแผ่นปิดทดสอบทุกกรณี ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด และค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นปิดในท่อพบว่า ที่  $y/w=2.5$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นปิด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$y/w=5$ ,  $y/w=10$ ,  $y/w=15$ ,  $y/w=20$  และ  $y/w=25$  ให้ค่าต่ำ  $Nu/Nu_p$  ต่ำสุด กลุ่มแผ่นบิตในท่อที่ทำให้การปรับระยะ  $y=20$ , 40, 80, 120, 160 และ 200 พบว่า กรณี  $N=2$  แผ่น จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.04-1.23 กรณี  $N=3$  แผ่น จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.11-1.43 กรณี  $N=4$  แผ่น จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.21-1.70 กรณี  $N=5$  แผ่น จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.32-1.90 กรณี  $N=6$  แผ่น จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.40-2.09 ตามลำดับ ค่าสัดส่วนเฉลี่ยกรณี  $Nu/Nu_p$  ต่อ  $Nu/Nu_p$  ต่ำสุด ( $y/w=25$ ) กรณี  $N=2$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.01-1.07 เท่า กรณี  $N=3$  แผ่น โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.01-1.09 เท่า กรณี  $N=4$  แผ่น โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.02-1.10 เท่า กรณี  $N=5$  แผ่น โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.01-1.06 เท่า กรณี  $N=6$  แผ่น โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.01-1.06 เท่า ตามลำดับ ในกรณีกลุ่มแผ่นบิต  $N=2$  และ 3 แผ่นทุกเงื่อนไขการทดลอง  $y/w=2.5$ , 5, 10, 15, 20 และ 25 จะให้ค่า  $Nu/Nu_p$  น้อยกว่า  $TTi$  แผ่นบิตเดี่ยว แต่กรณี  $N=4$ , 5 และ 6 แผ่น ทุกเงื่อนไขการทดลอง จะให้ค่า  $Nu/Nu_p$  มากกว่า  $TTi$  แผ่นบิตเดี่ยว ซึ่งที่  $M-TTs$ ,  $y=20$   $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 2.09 ที่  $Re = 6000$

### 6.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิต  $N=2$ , 3, 4, 5 และ 6 แผ่น และ  $y/w=2.5$ , 5, 10, 15, 20 และ 25 พบว่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้นและมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่า ที่  $y/w=2.5$  ให้ค่า  $f$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2$ , 3, 4, 5 และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นบิต  $y/w=5$ ,  $y/w=10$ ,  $y/w=15$ ,  $y/w=20$  และ  $y/w=25$  ตามลำดับ จำนวนกลุ่มแผ่นบิตต่างๆ ที่ทำการปรับระยะ  $y/w=2.5$ , 5, 10, 15, 20 และ 25 พบว่ากรณี  $N=2$  แผ่น จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 91.91-147.87% กรณี  $N=3$  แผ่น จะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 116.54-199.20% กรณี  $N=4$  แผ่น จะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 130.88-250.00% กรณี  $N=5$  แผ่น จะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 147.42-323.13% กรณี  $N=6$  แผ่น จะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 165.44-426.59% ตามลำดับ สาเหตุที่ทำให้  $y$  มีค่าต่ำลง และ  $N$  มีค่ามากขึ้น ช่วยเพิ่มค่า  $f$  ให้สูงขึ้น เนื่องจากกระยะการบิตที่ต่ำจะทำให้การไหลผ่านครีบบจะหมุนตัวเกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้นจากความดันที่แตกต่างกัน ทำให้มีความต้านทานสูงขึ้น ไหลออกจากท่อได้ยากกว่าและมีการสูญเสียพลังงานการไหลมากกว่า กรณี  $y$  ค่า สูง ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่า ที่  $y/w=2.5$ ,  $N=6$  แผ่น ที่  $Re=6000$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 0.198

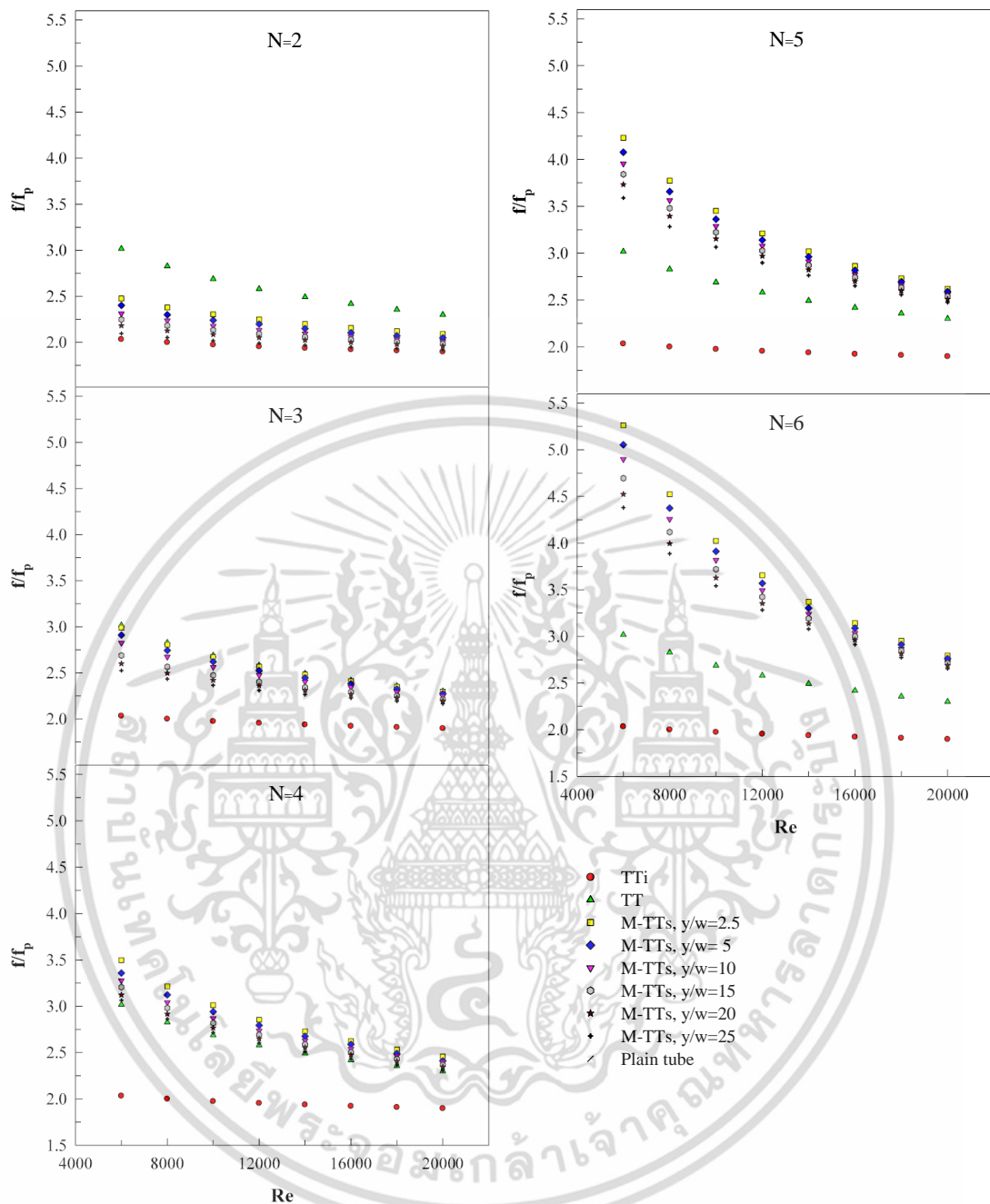
รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง พบว่า  $f/f_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิต  $N=2$  แผ่น , 3, 4, 5 และ 6 แผ่น และ  $y/w=2.5$ , 5, 10, 15, 20 และ 25 การทดลองพบว่า  $f/f_p$  ของท่อ ทดสอบทุกกรณี ให้ค่าสูงสุด ที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด ค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่า ที่  $y/w=2.5$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2$ , 3, 4, 5 และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นบิต  $y/w=5$ ,  $y/w=10$ ,  $y/w=15$ ,  $y/w=20$  และ  $y/w=25$  ให้ค่าต่ำ  $Nu/Nu_p$  ต่ำสุด กลุ่มแผ่นบิตในท่อที่ทำการปรับระยะ  $y=20$ , 40, 80, 120, 160 และ 200 mm พบว่ากรณี  $N=2$  แผ่น จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.91-2.47 กรณี  $N=3$  แผ่น จะทำ



รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิด ในท่อกรณีระยะ  $y$  ต่างกัน

ให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.16-2.99 กรณี  $N=4$  แผ่น จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.30-3.49 กรณี  $N=5$  แผ่น จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.47-4.23 กรณี  $N=6$  แผ่น จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.65-5.26 ตามลำดับ ค่าสัดส่วนเฉลี่ยของ  $f/f_p$  ต่อ  $f/f_p$  ต่ำสุด ( $y/w=2.50$ ) กรณี  $N=2$  แผ่น ค่าเฉลี่ยประมาณ 1.03-1.12 เท่า กรณี  $N=3$  แผ่น ค่าเฉลี่ยประมาณ 1.02-1.11 เท่า กรณี  $N=4$  แผ่น ค่าเฉลี่ยประมาณ 1.01-1.09 เท่า กรณี  $N=5$  แผ่น โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.02-1.10 เท่า กรณี  $N=6$  แผ่น ค่าเฉลี่ยประมาณ 1.02-1.11 เท่า ตามลำดับ ในกรณีกลุ่มแผ่นบิด  $N=2$  แผ่นและ 3 ทุกเงื่อนไขการทดลอง  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25 จะให้ค่า  $f/f_p$  น้อยกว่า TTi แผ่นบิดเดี่ยว แต่กรณี  $N=4, 5$  และ 6 แผ่น ทุกเงื่อนไขการทดลอง จะให้ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่สามารถนำเอกสารไปใช้



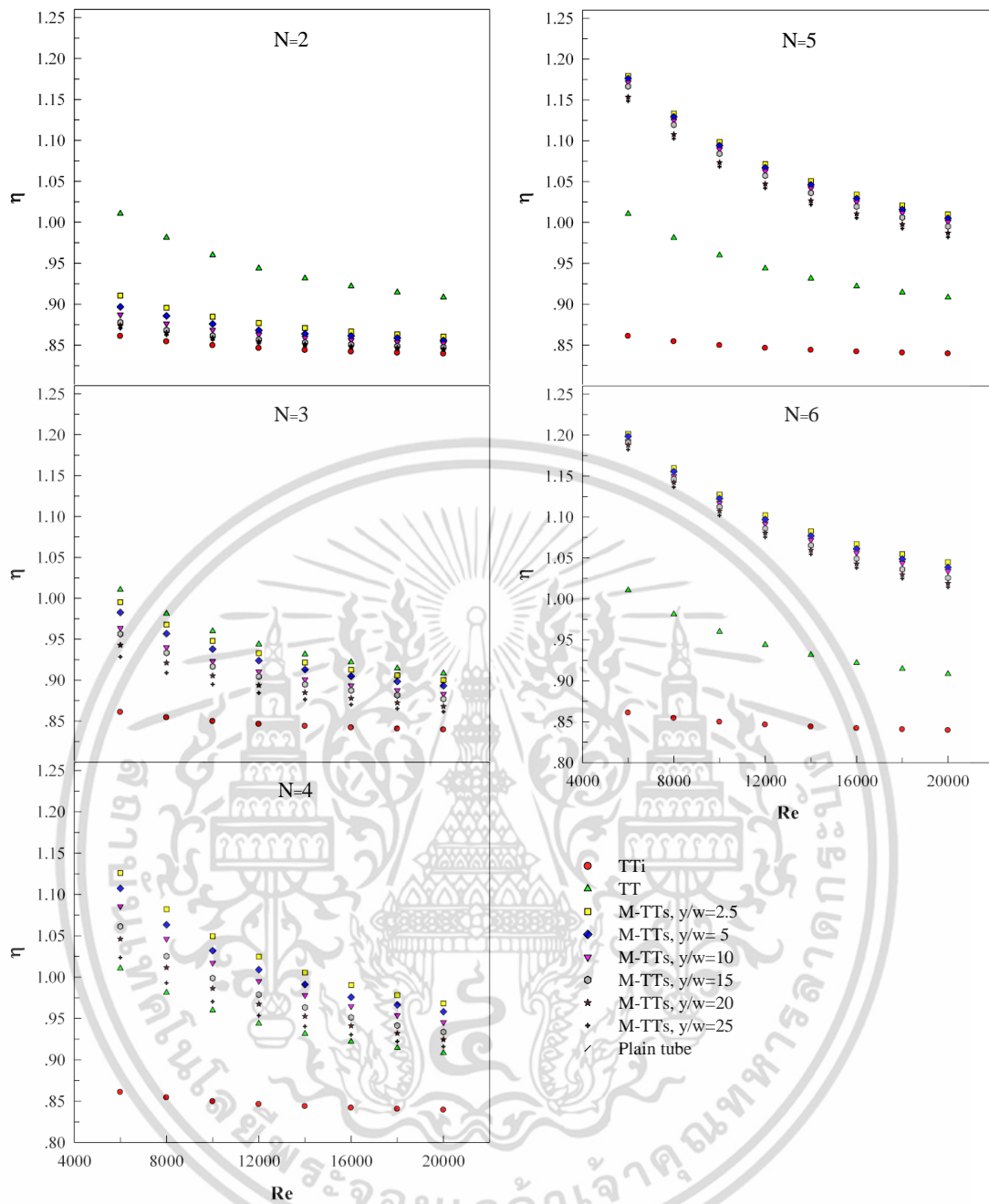
รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิด ในท่อกรณีระยะ  $y$  ต่างกัน

$f/f_p$  มากกว่า TTi แผ่นบิดเดี่ยว ซึ่งสอดคล้องกับค่า  $Nu/Nu_p$  จากรูปที่ 6.2 ที่  $y/w = 2.5$ ,  $N=6$  แผ่น ที่  $Re = 6000$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 2.47

### 6.2.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิด  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  พบว่าประกอบสมรรถนะเชิง

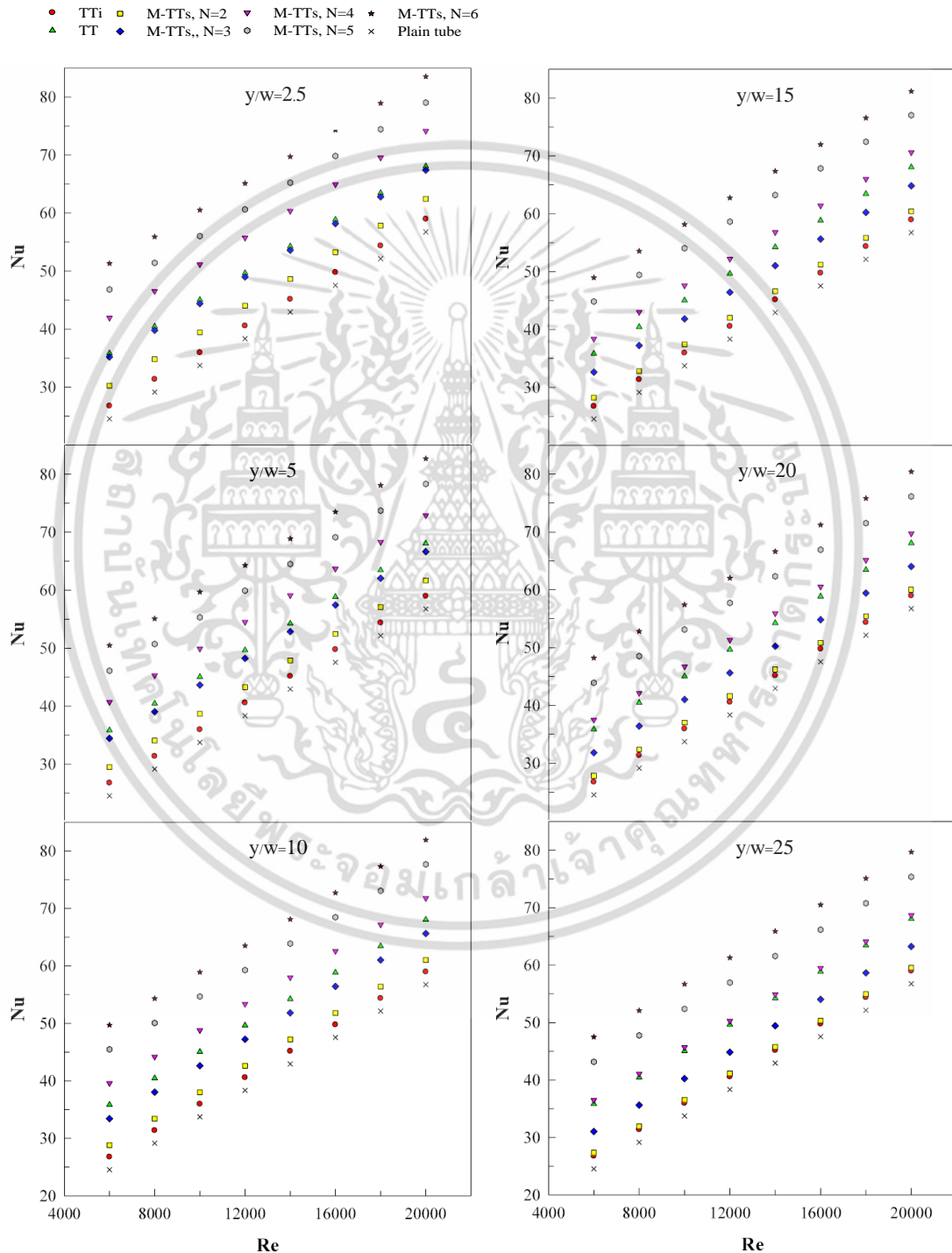
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นว่าไม่เหมาะสมในการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ Re ของกลุ่มแผ่นบิดในท่อ กรณียระย  $y$  ต่างกัน

ความร้อน มีแนวโน้มลดลงกรณี Re มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่ Re ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $y/w = 2.5$  ให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และ ทุกช่วง Re ที่ทดสอบลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นบิด  $y/w=5, y/w=10, y/w=15, y/w=20$  และ  $y/w=25$  ตามลำดับ กลุ่มแผ่นบิดในท่อที่ทำการปรับระยะ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  พบว่ากรณี  $N=2$  แผ่น ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ  $0.85-0.87$  กรณี  $N=3$  แผ่น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ  $0.88-0.93$  เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณี  $N=4$  แผ่น ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.95-1.02 กรณี  $N=5$  แผ่น ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยประมาณ 1.04-1.07 กรณี  $N=6$  แผ่น ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยประมาณ 1.07-1.10 พบว่าแผ่นบิดขวางที่  $y/w=2.5$ ,  $N=6$  แผ่น ,  $Re=6000$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนความร้อนสูงสุด 1.20 โดยที่การลดค่า  $y/w$  จะช่วยเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมากขึ้นตามอิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$



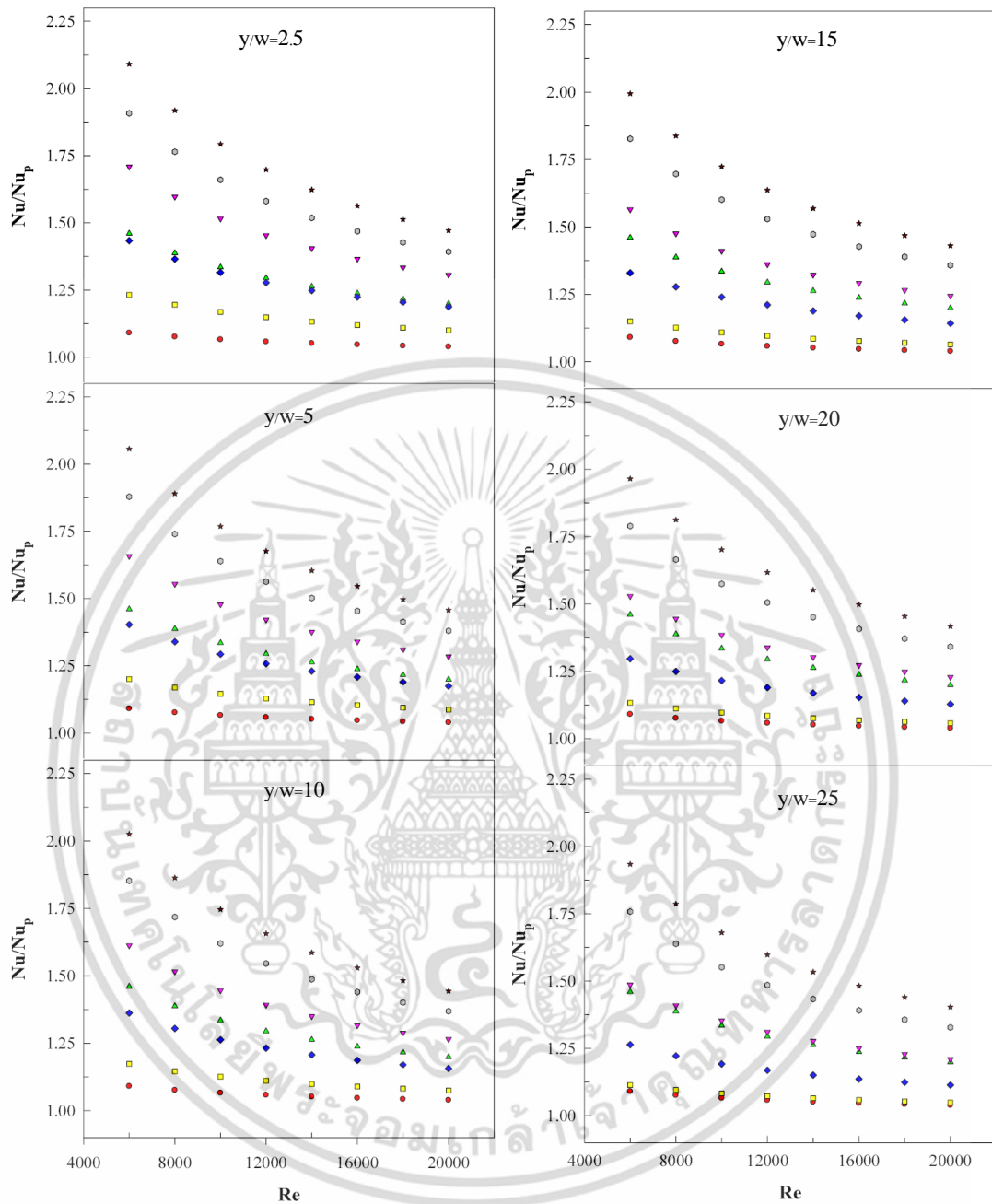
รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิด ในท่อกรณี  $N$  ต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับกิจกรรมเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ผู้ใดเห็นใบเขียวประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25 กรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า Nu ของท่อ ทดสอบทุกกรณีค่า มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่า Re ที่เพิ่มขึ้น เพราะการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้น ซึ่งการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ ของไหลไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้น ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่า ที่  $N=6$  แผ่น ให้ค่า Nu สูงสุด ทุกกรณี  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25 และ ทุกช่วง Re ที่ทดสอบลดลงมากกลุ่มแผ่นบิต  $N=5, 4, 3$  และ 2 แผ่น ตามลำดับ กลุ่มแผ่นบิตในท่อที่ทำการปรับ  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น พบว่ากรณี  $y/w=2.5$  จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 10.03-109.03% กรณี  $y/w=5$  จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 8.68-105.65% กรณี  $y/w=10$  จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 7.50-102.53% กรณี  $y/w=15$  จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 6.48-99.45% กรณี  $y/w=20$  จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 5.76-96.42% กรณี  $y/w=25$  จะทำให้ Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 4.93-93.44% ตามลำดับ ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตพบว่า ที่  $y/w=2.5, N=6$  แผ่น,  $Re=20,000$  ให้ค่า Nu สูงสุดได้ 83.50 ในการติดตั้งกลุ่มแผ่นบิตทุกกรณีของ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25 นั้น ค่า Nu จะมากขึ้นเมื่อ  $N$  ของกลุ่มใบบิตเพิ่มขึ้น เนื่องจากการใส่ใบบิตเสริมที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก (8 mm) ที่อยู่ระหว่างผนังท่อและแผ่นบิตหลักที่มีขนาดใหญ่ (40 mm) ที่อยู่ด้านใน แผ่นบิตเสริม แต่ละแผ่นทำให้เกิดกระแสการไหลแบบหมุนควงในแนวแกนที่พื้นที่ว่าง ระหว่างผนังท่อและแผ่นบิตหลัก เกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น และแผ่นเสริมช่วยเหนี่ยวนำการไหลแบบหมุนควงของแผ่นบิตหลักให้ไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น ทำให้ Nu เพิ่มขึ้น สอดคล้องกับการเพิ่มจำนวนของกลุ่มใบบิตมากขึ้น จะช่วยทำให้ Nu เพิ่มขึ้น พบว่า ที่  $y/w=2.5, N=6$  แผ่น ที่  $Re=6000$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 0.198

รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง พบว่า  $Nu/Nu_p$  และ Re ของกลุ่มแผ่นบิต  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25 กรณี  $N=2$  แผ่น , 3, 4, 5 และ 6 แผ่นและ ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า  $Nu/Nu_p$  ของท่อทดสอบทุกกรณี ให้ค่าสูงสุดที่ค่า Re ต่ำที่สุด ค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า Re ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่า ที่  $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุด ทุกกรณี  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25 และ ทุกช่วง Re ที่ทดสอบลดลงมาเป็นกลุ่มแผ่นบิต  $N=5, 4, 3$  และ 2 ตามลำดับ กลุ่มแผ่นบิตในท่อที่ทำการปรับระยะ  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่นพบว่าที่กรณี  $y/w=2.5$  จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.10-2.09 กรณี  $y/w=5$  จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.08-2.05 กรณี  $y/w=10$  จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.07-2.02 กรณี  $y/w=15$  จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.06-1.99 กรณี  $y/w=20$  จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.05-1.96 กรณี  $y/w=25$  จะทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.04-1.93 ตามลำดับ ค่าสัดส่วนเฉลี่ยกรณี  $Nu/Nu_p$  ต่อ  $Nu/Nu_p$  ต่ำสุด ( $N=2$ ) กรณี  $y/w=2.5$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.11-1.48 เท่ากรณี  $y/w=5$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.11-1.48 เท่ากรณี  $y/w=10$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.10-1.49 เท่ากรณี  $y/w=15$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.10-1.49

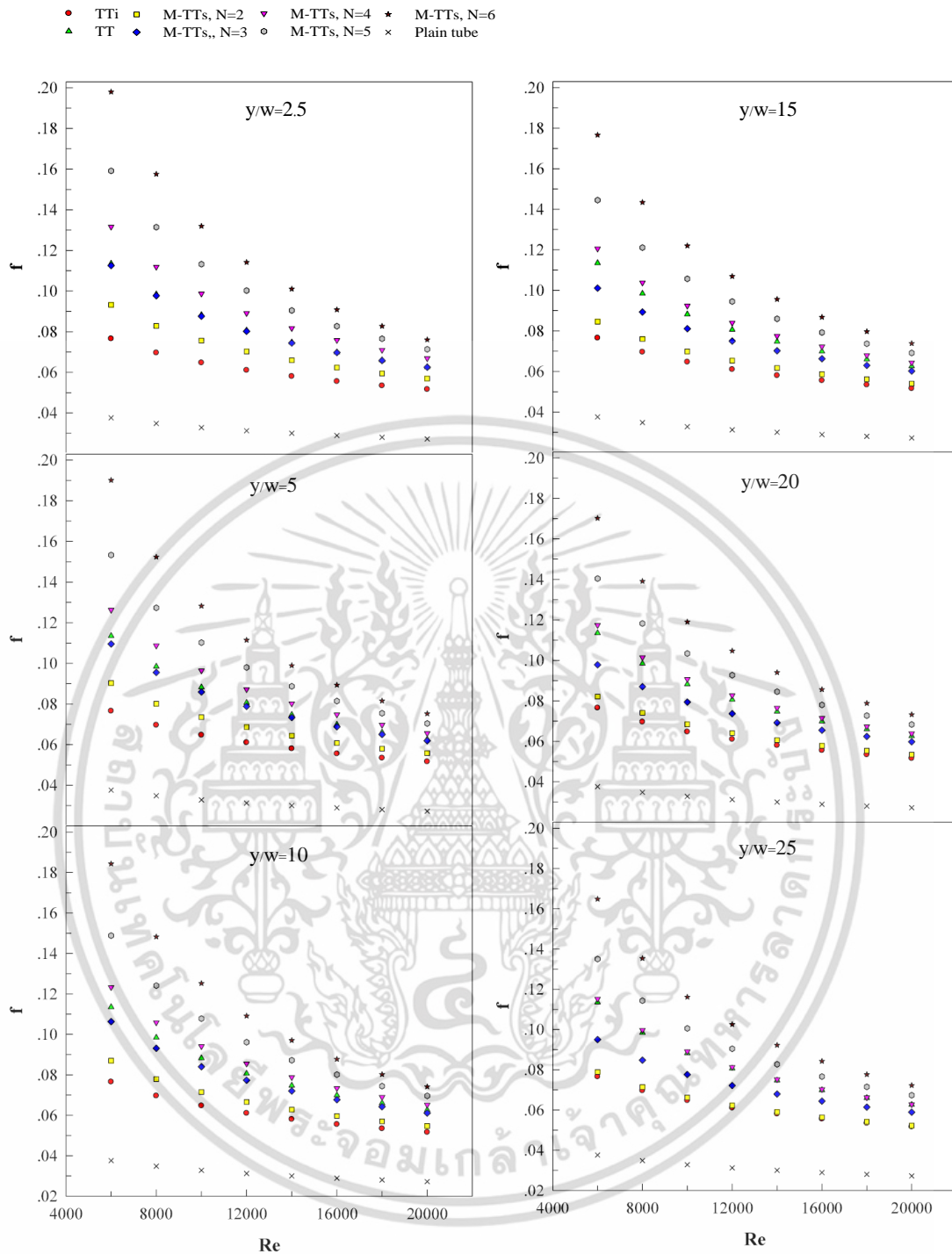
- TTi    □ M-TTs, N=2    ▽ M-TTs, N=4    \* M-TTs, N=6  
 ▲ TT    ◆ M-TTs, N=3    ○ M-TTs, N=5



รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี  $N$  ต่างกัน

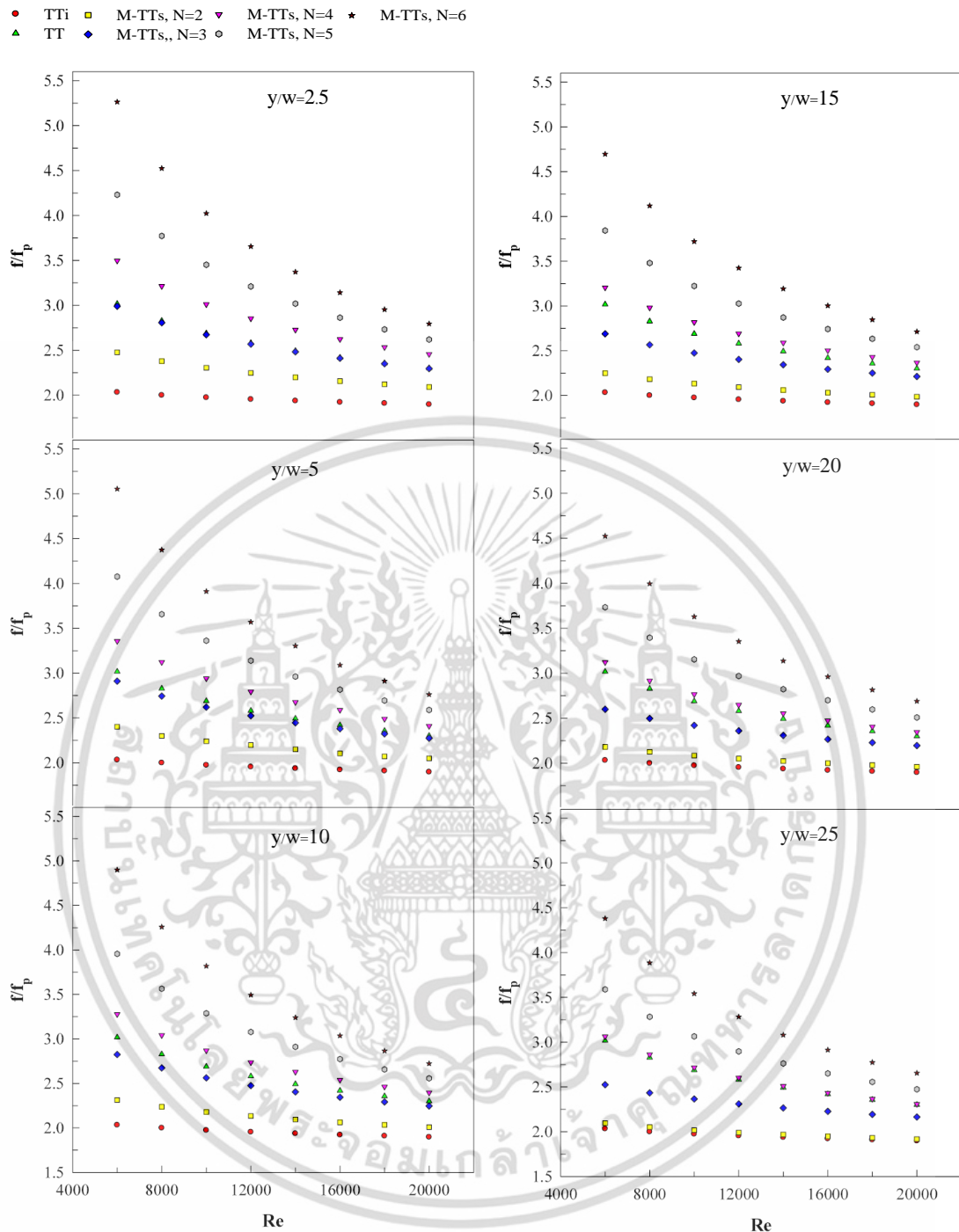
เท่า กรณี  $y/w=20$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.01-1.06 เท่า กรณี  $y/w=25$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.09-1.49 เท่า ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิด ในท่อกรณี  $N$  ต่างกัน

รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิด ที่  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  กรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่นและ ค่าต่างๆ พบว่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $f$  สูงสุด ทุกกรณี  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี  $N$  ต่างกัน

บิต  $N=5, 4, 3$  และ  $2$  แผ่น ตามลำดับ กลุ่มแผ่นบิตในท่อที่ทำการปรับ  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น พบว่าที่กรณี  $y/w=2.5$  จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 109.19-426.59% กรณี  $y/w=5$  จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 105.14-405.58% กรณี  $y/w=10$  จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 101.10-390.16% กรณี  $y/w=15$  จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 98.5-369.7% กรณี  $y/w=20$  จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบ

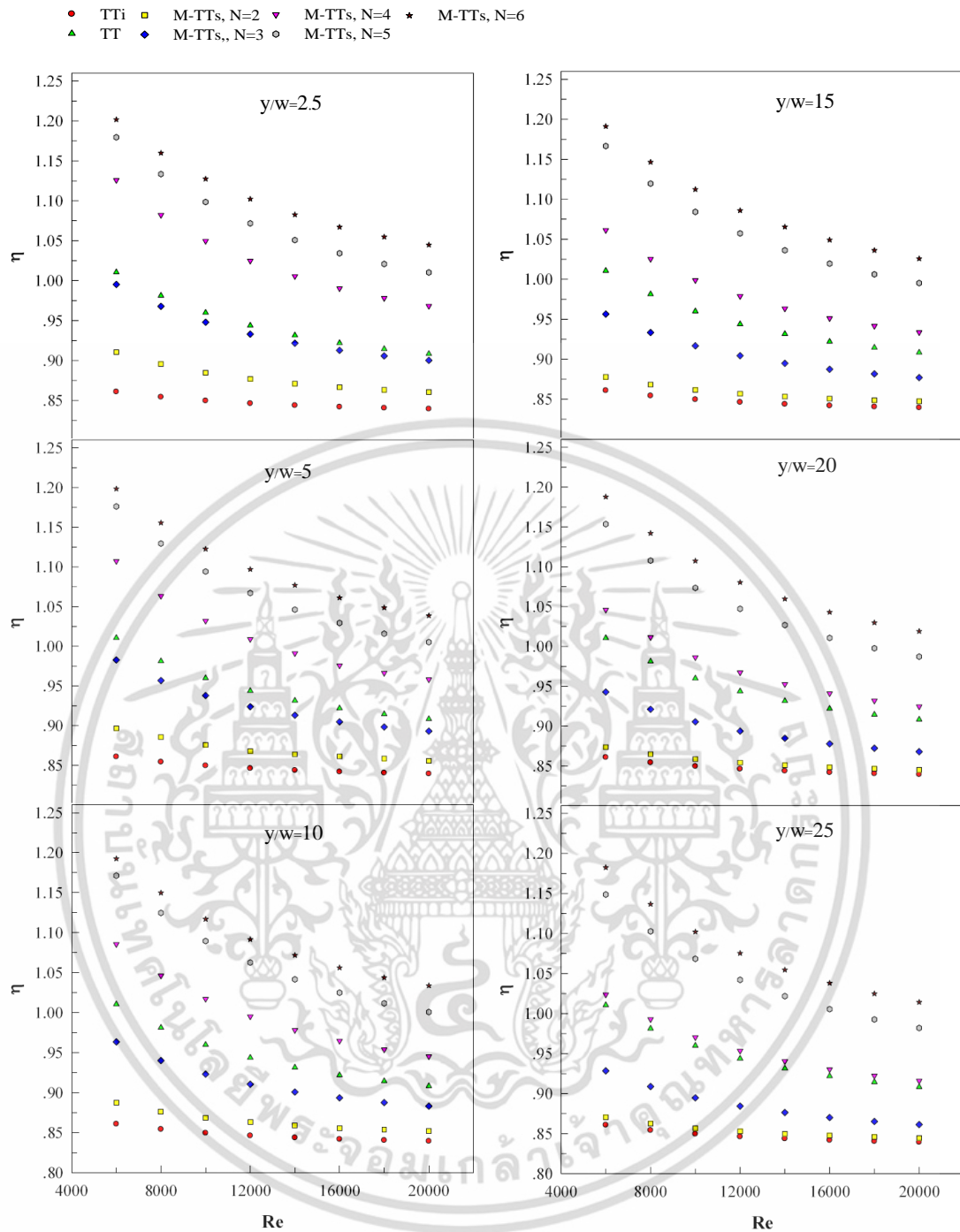
เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับที่ปรับปรุงแก้ไขแล้วเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัย เมื่อผู้เขียนได้แก้ไขข้อผิดพลาดในต้นฉบับแล้ว ไม่สามารถแก้ไขได้อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในช่วงประมาณ 96.3-352.7% กรณี  $y/w=25$  จะทำให้  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 91.91-338.29% ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในการติดตั้งกลุ่มแผ่นปิดทุกกรณีของ  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  นั้น ค่า  $f$  จะมากขึ้นกรณี ค่า  $N$  ของกลุ่มใบปิดเพิ่มขึ้น เนื่องจาก กรณีของไหลไหลปะทะแผ่นปิดเสริมแต่ละแผ่นทำให้ ของความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้น และ ความโค้งของการไหลเพิ่มขึ้น ความเค้นเฉือนที่ผนังเพิ่มขึ้น ทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากขึ้นในการผลักดันของของไหลให้เคลื่อนที่ผ่านมากขึ้น

รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง พบว่า  $f/f_p$  และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นปิด  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  กรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น และ ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า  $f/f_p$  ของท่อ ทดสอบทุกกรณี ให้ค่าสูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด ค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นปิดในท่อพบว่า ที่  $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุด ทุกกรณี  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นปิด  $N=5, 4, 3$  และ  $2$  แผ่น ตามลำดับ กลุ่มแผ่นปิดในท่อที่ทำการปรับระยะ  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น พบว่าที่กรณี  $y/w=2.5$  จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.09-5.26 กรณี  $y/w=5$  จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.04-5.05 กรณี  $y/w=10$  จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 2.01-4.89 กรณี  $y/w=15$  จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.98-4.69 กรณี  $y/w=20$  จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.96-4.52 กรณี  $y/w=25$  จะทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วง 1.91-4.38 ตามลำดับ ค่าสัดส่วนเฉลี่ยของ  $f/f_p$  ต่อ  $f/f_p$  ต่ำสุด ( $N=2$ ) กรณี  $y/w=2.5$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.14-1.63 เท่า กรณี  $y/w=5$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.15-1.64 เท่ากรณี  $y/w=10$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.16-1.64 เท่า กรณี  $y/w=15$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.14-1.64 เท่า กรณี  $y/w=20$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.15-1.64 เท่า กรณี  $y/w=25$  โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.16-1.65 เท่า ตามลำดับ

รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $Re$  ของแผ่นปิดขวางในท่อต่างๆ กัน พบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นปิดในท่อพบว่า ที่  $N=6$  แผ่น ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงสุด ทุกกรณี  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของกลุ่มแผ่นปิด  $N=5, 4, 3$  และ  $2$  แผ่นตามลำดับ กลุ่มแผ่นปิดในท่อที่ทำการปรับ  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น พบว่าที่กรณี  $y/w=2.5$  ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.879-1.105 กรณี  $y/w=5$  ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.871-1.100 กรณี  $y/w=10$  ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.864-1.095 กรณี  $y/w=15$  ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.858-1.089 กรณี  $y/w=20$  ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.855-1.084 กรณี  $y/w=25$  ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยประมาณ 0.854-1.078 แผ่นปิดขวางในท่อที่  $y/w = 2.5, N=6$  แผ่น  $Re=20,000$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงที่สุดประมาณ 1.20 ที่  $Re$  ต่ำสุด ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มากขึ้นตาม อิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



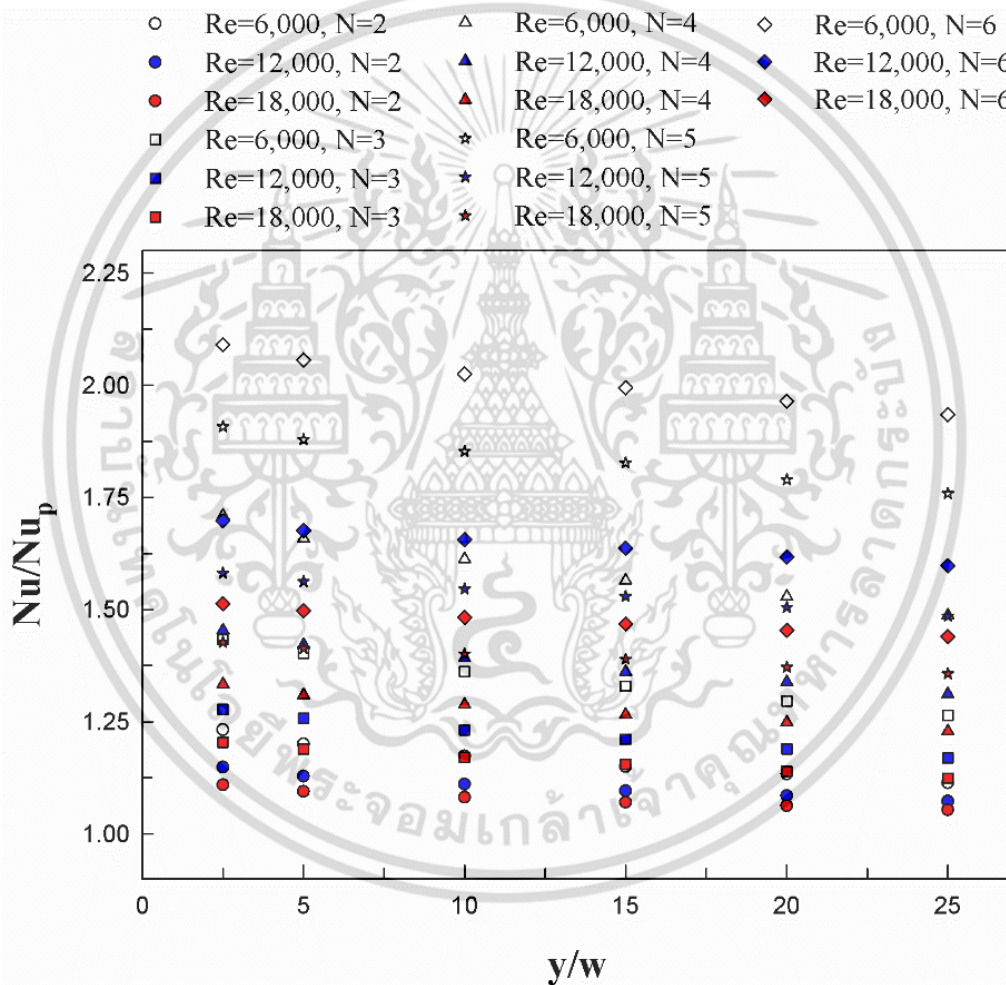
รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $Re$  ของกลุ่มแผ่นบิต ในท่อกรณี  $N$  ต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.3 อิทธิพลของ $y/w$

### 6.3.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

รูปที่ 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิดขวางในท่อต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  จากการทดลองพบว่ากรณีที่มี  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลง กรณี  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากกรณีระยะ  $y/w$  ที่เพิ่มขึ้น หมายถึงของไหลถูกเปลี่ยนทิศทางไปให้ไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้ลดลง ความปั่นป่วนของของไหลบริเวณที่ผนังท่อลดลง การหว่งการไหลในท่อลดลงจึงทำให้ดึงอุณหภูมิจากพื้นผิวออกมาผสมกับกระแสการไหลหลักได้ต่ำ ส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนได้ลดลง



รูปที่ 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $y/w$  ของกลุ่มแผ่นบิด

ตารางที่ 6.1 สรุปค่าการถ่ายเทความร้อนที่  $y/w$  และ  $N$  ต่างๆ

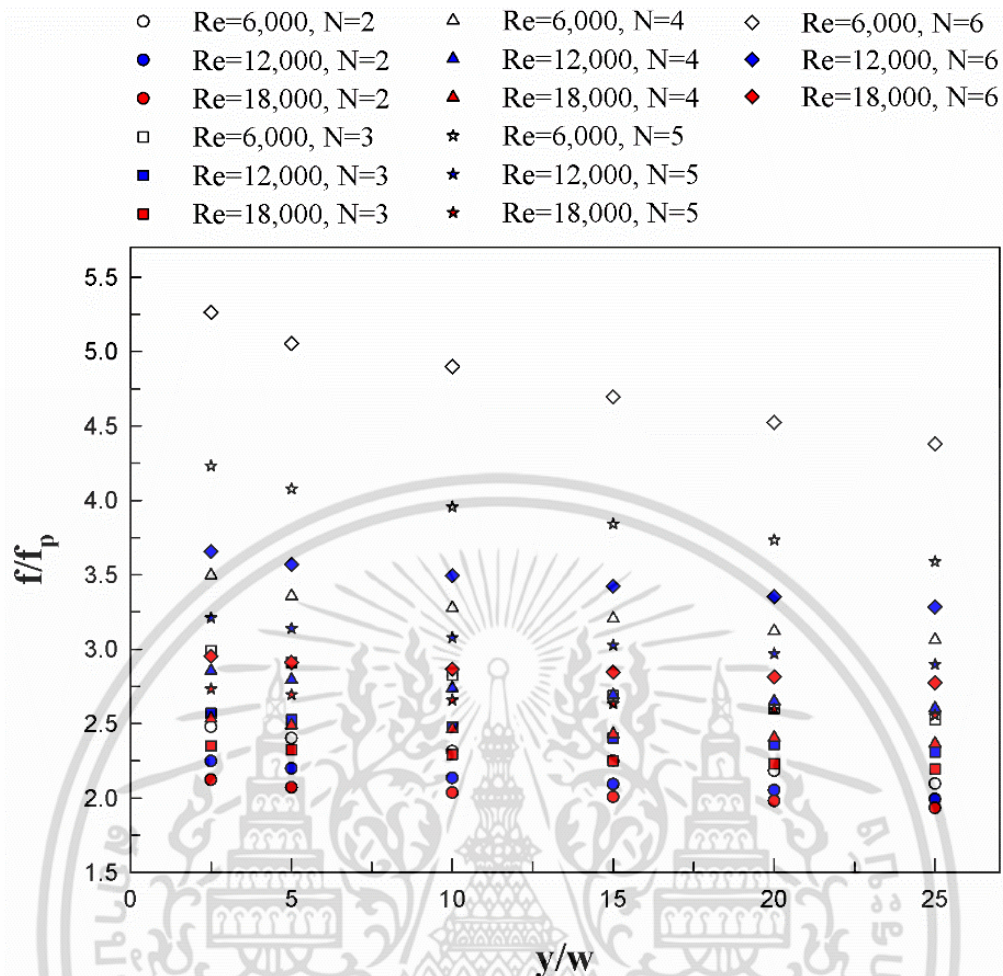
| No | เงื่อนไข                        | Nu/Nu <sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น (%) |             |             |             |             |
|----|---------------------------------|---|-------------|-------------|-------------|-------------|
|    |                                 | N=2<br>แผ่น                               | N=3<br>แผ่น | N=4<br>แผ่น | N=5<br>แผ่น | N=6<br>แผ่น |
| 1  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 25 เหลือ 20 | 1.22                                      | 1.85        | 2.11        | 1.36        | 1.21        |
| 2  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 20 เหลือ 15 | 1.05                                      | 1.87        | 1.77        | 1.63        | 1.22        |
| 3  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 15 เหลือ 10 | 1.46                                      | 1.77        | 2.31        | 1.10        | 1.22        |
| 4  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 10 เหลือ 5  | 1.66                                      | 2.21        | 2.13        | 1.10        | 1.23        |
| 5  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 5 เหลือ 2.5 | 1.87                                      | 1.63        | 2.34        | 1.21        | 1.31        |

ตารางที่ 6.1 จากการทดลองพบว่า Nu/Nu<sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น กรณีลดค่า  $y/w$  ต่างๆ ที่ N=2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่นพบว่า เมื่อใช้กลุ่มแผ่นบิต N=2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 25 เหลือ 20 ทำให้ Nu/Nu<sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.21-2.11% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 20 เหลือ 15 ทำให้ Nu/Nu<sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.05-1.87% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 15 เหลือ 10 ทำให้ Nu/Nu<sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.10-2.31% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 10 เหลือ 5 ทำให้ Nu/Nu<sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.10-2.21% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 5 เหลือ 2.5 ทำให้ Nu/Nu<sub>p</sub> เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.21-2.34%

### 6.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

รูปที่ 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิตขวางในท่อต่างๆ กัน ที่ Re = 6000, 12,000 และ 18,000 จากการทดลองพบว่า กรณีที่ N=2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น  $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงกรณี  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากระยะพิศของการบิตเพิ่มมากขึ้นทำให้ ความหนาแน่นของการไหลหมุนควงลดต่ำลงทำให้  $f/f_p$  ลดต่ำลง และอิทธิพลของ  $y/w$  ต่อ การเพิ่มขึ้นของ  $f/f_p$  น้อยกว่าอิทธิพลกรณี N

ตารางที่ 6.2  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น กรณีลดค่า  $y/w$  ต่างๆ ที่ N=2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น พบว่า เมื่อใช้กลุ่มแผ่นบิต N=2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น จากการทดลองพบว่า กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 25 เหลือ 20 ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.76-3.08% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 20 เหลือ 15 ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.71-2.26% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 15 เหลือ 10 ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.74-3.21% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 10 เหลือ 5 ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.81-2.77% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 5 เหลือ 2.5 ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 1.83-2.42%



รูปที่ 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของกลุ่มแผ่นปิด

ตารางที่ 6.2 สรุปค่าตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) ที่  $y/w$  และ  $N$  ต่างๆ

| No | เงื่อนไข                        | $f/f_p$ เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น (%) |             |             |             |             |
|----|---------------------------------|--------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|    |                                 | N=2<br>แผ่น                    | N=3<br>แผ่น | N=4<br>แผ่น | N=5<br>แผ่น | N=6<br>แผ่น |
| 1  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 25 เหลือ 20 | 3.08                           | 2.17        | 1.76        | 2.63        | 2.24        |
| 2  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 20 เหลือ 15 | 2.08                           | 1.99        | 1.71        | 2.01        | 2.26        |
| 3  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 15 เหลือ 10 | 2.03                           | 3.21        | 1.74        | 1.83        | 2.29        |
| 4  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 10 เหลือ 5  | 2.77                           | 2.06        | 1.81        | 2.08        | 2.25        |
| 5  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 5 เหลือ 2.5 | 2.55                           | 1.83        | 2.63        | 2.42        | 2.58        |

### 6.3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

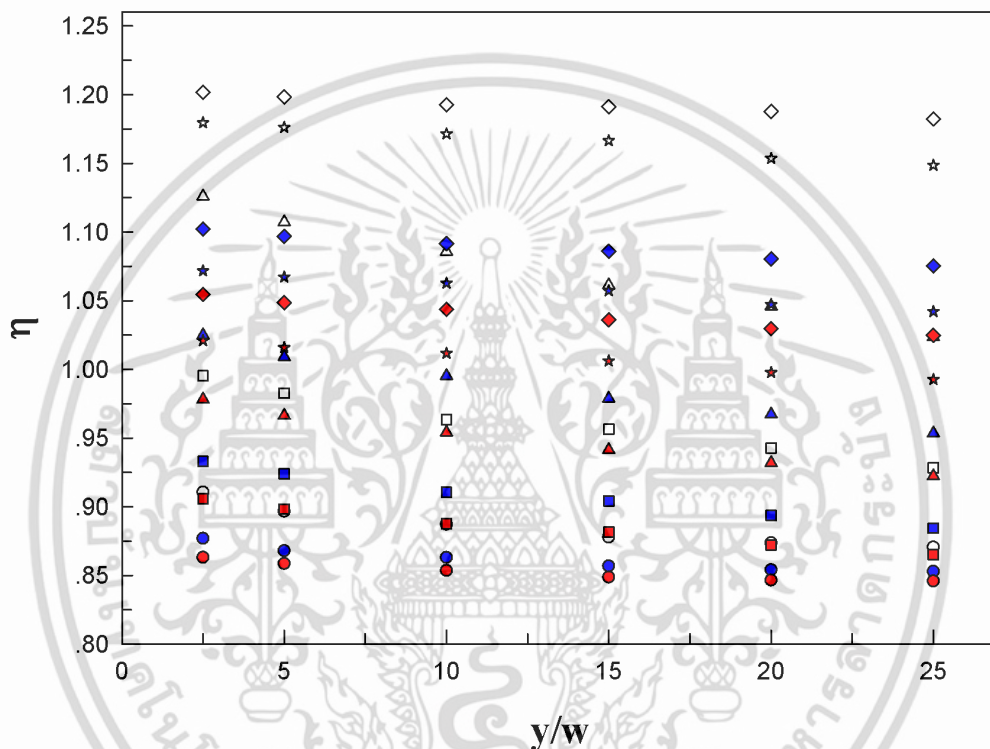
รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $y/w$  ของแผ่นปิด

ขวางในท่อต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเนื้อหาเว็บไซต์เผยแพร่เอกสารนี้  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แนวโน้มจะมีค่าลดลงกรณี  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  และอิทธิพลของ  $y/w$  ต่อ การเพิ่มขึ้นของตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน น้อยกว่าอิทธิพลกรณี  $N$

- |   |                |   |                |   |                |
|---|----------------|---|----------------|---|----------------|
| ○ | Re=6,000, N=2  | △ | Re=6,000, N=4  | ◇ | Re=6,000, N=6  |
| ● | Re=12,000, N=2 | ▲ | Re=12,000, N=4 | ◆ | Re=12,000, N=6 |
| ● | Re=18,000, N=2 | ▲ | Re=18,000, N=4 | ◆ | Re=18,000, N=6 |
| □ | Re=6,000, N=3  | ☆ | Re=6,000, N=5  |   |                |
| ■ | Re=12,000, N=3 | ☆ | Re=12,000, N=5 |   |                |
| ■ | Re=18,000, N=3 | ☆ | Re=18,000, N=5 |   |                |



รูปที่ 6.13 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $y/w$  ของกลุ่มแผ่นบิด

ตารางที่ 6.3 สรุปค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่  $y/w$  และ  $N$  ต่างๆ

| No | เงื่อนไข                        | $f/f_p$ เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น (%) |             |             |             |             |
|----|---------------------------------|--------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|    |                                 | N=2<br>แผ่น                    | N=3<br>แผ่น | N=4<br>แผ่น | N=5<br>แผ่น | N=6<br>แผ่น |
| 1  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 25 เหลือ 20 | 0.19                           | 1.12        | 1.53        | 0.47        | 0.47        |
| 2  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 20 เหลือ 15 | 0.34                           | 1.21        | 1.20        | 0.96        | 0.46        |
| 3  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 15 เหลือ 10 | 0.78                           | 0.70        | 1.73        | 0.49        | 0.45        |
| 4  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 10 เหลือ 5  | 0.73                           | 1.52        | 1.53        | 0.40        | 0.47        |
| 5  | กรณีลดค่า $y/w$ จาก 5 เหลือ 2.5 | 1.02                           | 1.01        | 1.46        | 0.40        | 0.44        |

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

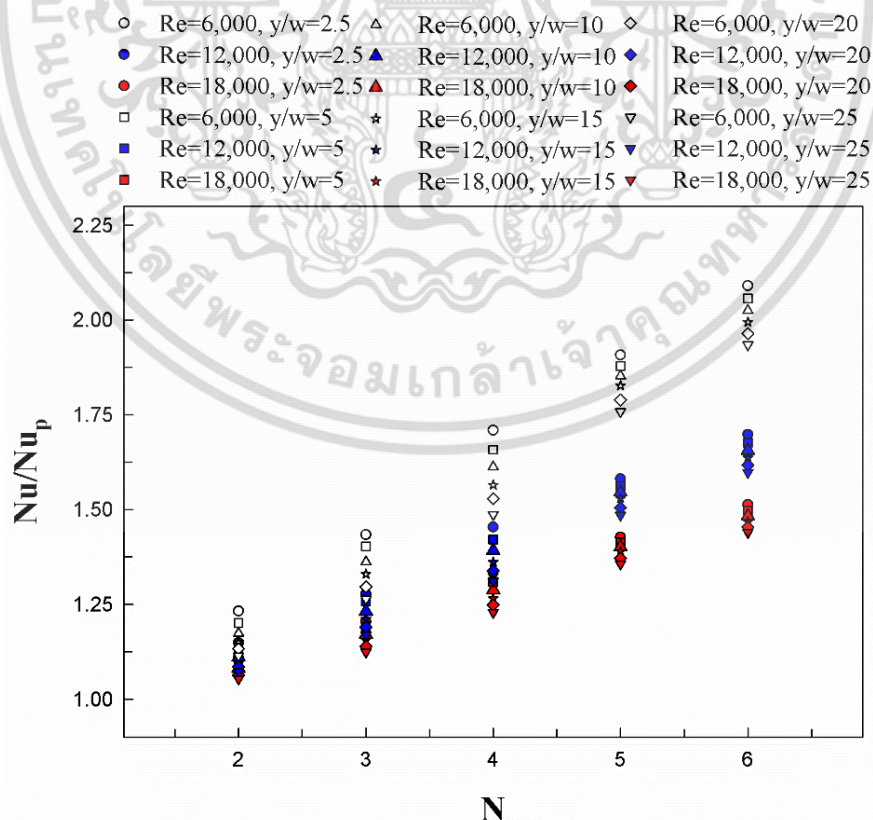
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.3 เปอร์เซ็นต์ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น กรณีลดค่า  $y/w$  ต่างๆ ที่  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น การทดลองพบว่าเมื่อใช้กลุ่มแผ่นบิต  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 25 เหลือ 20 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 0.19-1.53% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 20 เหลือ 15 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 0.34-1.21% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 15 เหลือ 10 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 0.45-1.73% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 10 เหลือ 5 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 0.40-1.53% กรณีลดค่า  $y/w$  จาก 5 เหลือ 2.5 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 0.40-1.46%

## 6.4 จำนวนของแผ่นบิตเสริม

### 6.4.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $N$  ของแผ่นบิตวางในท่อต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$   $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้น กรณี  $N$  มีค่าเพิ่มขึ้น กระแสการไหลแบบหมุนควงในแนวแกนของแผ่นบิตเสริมไปสัมผัสกับผนังท่อ และ กระแสการไหลแบบหมุนควงของแผ่นบิตเสริมไปการเหนี่ยวนำการไหลแบบหมุนควงของแผ่นบิตหลักให้ไปสัมผัสกับผนังท่อเพิ่มมากขึ้น ทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้น และอิทธิพลกรณี  $N$  ต่อ การเพิ่มขึ้นกรณี  $Nu/Nu_p$  มากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$



รูปที่ 6.14 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $N$  ของกลุ่มแผ่นบิต

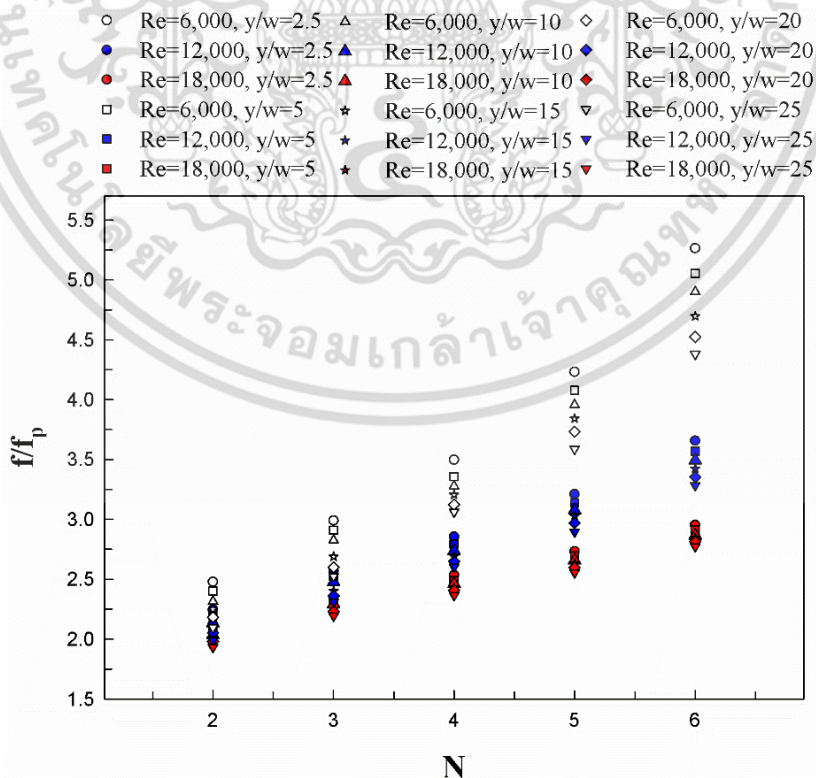
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น มิอนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต การนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาต ถือว่าผิดกฎหมาย และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.4  $Nu/Nu_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น กรณีลดค่า  $y/w$  ต่างๆ ที่  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น จากการทดลองพบว่า เมื่อใช้กลุ่มแผ่นบิด  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก  $2$  เป็น  $3$  แผ่น ทำให้  $Nu/Nu_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง  $9.71-12.05\%$  กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก  $3$  เป็น  $4$  แผ่น ทำให้  $Nu/Nu_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง  $13.21-14.57\%$  กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก  $4$  เป็น  $5$  แผ่น ทำให้  $Nu/Nu_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง  $9.12-13.98\%$  กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก  $5$  เป็น  $6$  แผ่น ทำให้  $Nu/Nu_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง  $7.29-7.90\%$  การเปลี่ยนแปลงของ  $N$  มีอิทธิพลต่อ  $Nu/Nu_p$  มากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$

ตารางที่ 6.4 สรุปค่าการถ่ายเทความร้อนที่  $N$  และ  $y/w$  ต่างๆ

| No | เงื่อนไข                        | $Nu/Nu_p$ เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น (%) |         |          |          |          |          |
|----|---------------------------------|----------------------------------|---------|----------|----------|----------|----------|
|    |                                 | $y/w=2.5$                        | $y/w=5$ | $y/w=10$ | $y/w=15$ | $y/w=20$ | $y/w=25$ |
| 1  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 2 เป็น 3 | 12.05                            | 10.21   | 11.70    | 11.35    | 10.42    | 9.71     |
| 2  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 3 เป็น 4 | 14.57                            | 13.74   | 13.84    | 13.21    | 13.33    | 13.03    |
| 3  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 4 เป็น 5 | 9.12                             | 10.39   | 11.55    | 12.94    | 13.10    | 13.98    |
| 4  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 5 เป็น 6 | 7.66                             | 7.56    | 7.42     | 7.29     | 7.74     | 7.90     |

6.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)



รูปที่ 6.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของกลุ่มแผ่นบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ โดยสถาบันวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการเกษตรและการประมง กรมประมง กระทรวงเกษตรและสหกรณ์ การนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย

รูปที่ 6.15 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $N$  ของแผ่นปิดขวางในท่อต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$   $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นกรณี  $N$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการใส่แผ่นปิดเสริม ความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้น และการหมุนควงของการไหลเพิ่มขึ้น ทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากขึ้นในการผลักดันของของไหลให้เคลื่อนที่ผ่านมากขึ้น

ตารางที่ 6.5  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น กรณีลดค่า  $y/w$  ต่างๆ ที่  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น พบว่า เมื่อใช้กลุ่มแผ่นปิด  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 2 เป็น 3 แผ่น ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 15.23-16.92% กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 3 เป็น 4 แผ่น ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 11.05-13.93% กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 4 เป็น 5 แผ่น ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น อยู่ในช่วง 12.14-13.99% กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 5 เป็น 6 แผ่น ทำให้  $f/f_p$  เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 14.16-15.46% การเปลี่ยนแปลงของ  $N$  มีอิทธิพลต่อ  $f/f_p$  มากกว่าอิทธิพลของ  $y$

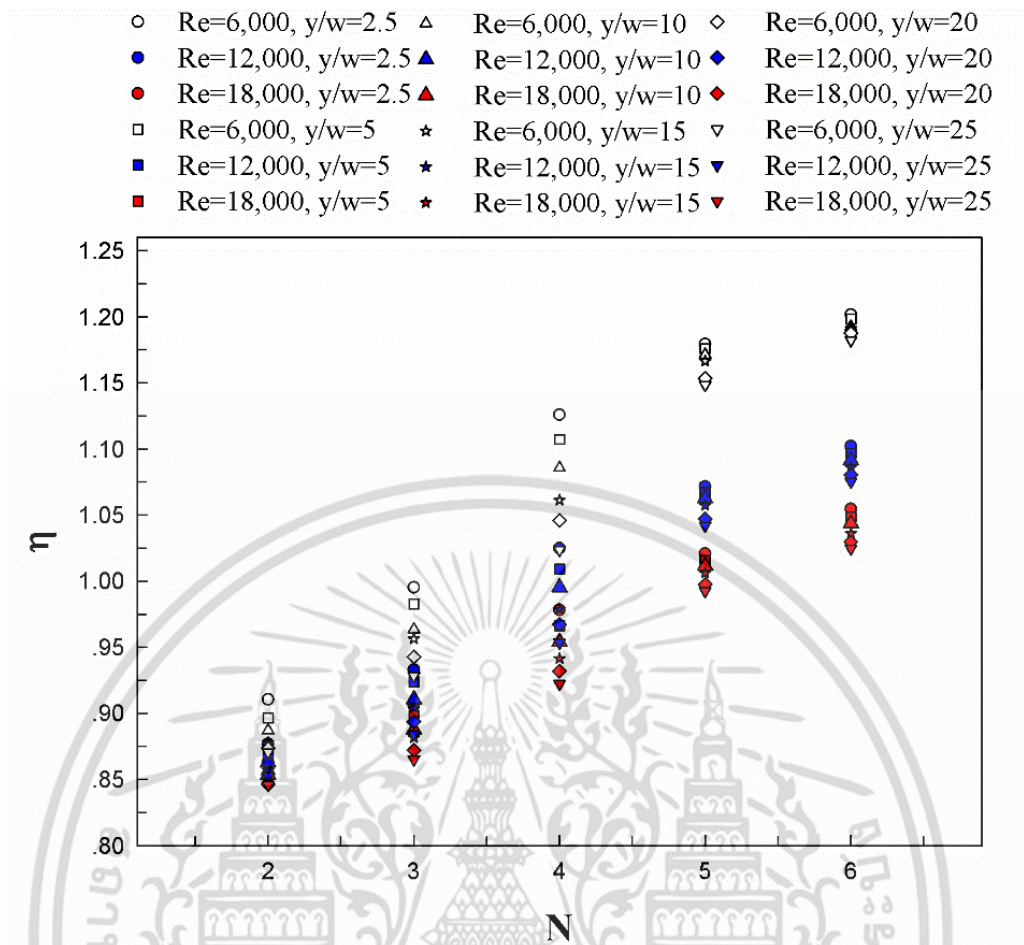
ตารางที่ 6.5 สรุปค่าตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) ที่  $N$  และ  $y/w$  ต่างๆ

| No | เงื่อนไข                        | $f/f_p$ เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น (%) |             |              |              |              |              |
|----|---------------------------------|--------------------------------|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|    |                                 | $y/w$<br>=2.5                  | $y/w$<br>=5 | $y/w$<br>=10 | $y/w$<br>=15 | $y/w$<br>=20 | $y/w$<br>=25 |
| 1  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 2 เป็น 3 | 15.23                          | 16.07       | 16.92        | 15.49        | 15.59        | 16.68        |
| 2  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 3 เป็น 4 | 11.98                          | 11.05       | 11.35        | 13.09        | 13.43        | 13.93        |
| 3  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 4 เป็น 5 | 13.73                          | 13.99       | 13.66        | 13.53        | 13.18        | 12.14        |
| 4  | กรณีเพิ่มจำนวน $N$ จาก 5 เป็น 6 | 15.46                          | 15.27       | 15.06        | 14.48        | 14.16        | 14.63        |

#### 6.4.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $N$  ของแผ่นปิดขวางในท่อต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่ากรณีที่  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$   $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นกรณี  $N$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

ตารางที่ 6.6 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น กรณีลดค่า  $y/w$  ต่างๆ ที่  $N=2, 3, 4, 5$  และ  $6$  แผ่น พบว่า เมื่อใช้กลุ่มแผ่นปิด  $y/w=2.5, 5, 10, 15, 20$  และ  $25$  กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 2 เป็น 3 แผ่น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 4.21-6.88% กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 3 เป็น 4 แผ่น ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 8.22-10.32% กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 4 เป็น 5 แผ่น ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 4.56-9.70% กรณีเพิ่มจำนวน  $N$  จาก 5 เป็น 6 แผ่น ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 2.56-3.12% การเปลี่ยนแปลงของ  $N$  มีอิทธิพลต่อตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$



รูปที่ 6.16 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ N ของกลุ่มแผ่นปิด

ตารางที่ 6.6 สรุปค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่ N และ y/w ต่างๆ

| No | เงื่อนไข                      | ประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น (%) |           |            |            |            |            |
|----|-------------------------------|---|-----------|------------|------------|------------|------------|
|    |                               | y/w<br>=2.5                                     | y/w<br>=5 | y/w<br>=10 | y/w<br>=15 | y/w<br>=20 | y/w<br>=25 |
| 1  | กรณีเพิ่มจำนวน N จาก 2 เป็น 3 | 6.87  | 6.88      | 6.03       | 6.12       | 5.19       | 4.21       |
| 2  | กรณีเพิ่มจำนวน N จาก 3 เป็น 4 | 10.32   | 9.82      | 9.82       | 8.66       | 8.67       | 8.22       |
| 3  | กรณีเพิ่มจำนวน N จาก 4 เป็น 5 | 4.56  | 5.69      | 6.90       | 8.26       | 8.52       | 9.70       |
| 4  | กรณีเพิ่มจำนวน N จาก 5 เป็น 6 | 2.68  | 2.63      | 2.56       | 2.59       | 3.12       | 3.12       |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.5 สรุปผลการทดลอง

ในการทดลองจะศึกษาอิทธิพลของระยะการบิดและจำนวนของแผ่นบิดเสริมที่ล้อมรอบต่อการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแบ่งระยะการบิดได้ทั้งหมด 20 กรณี 6, 40, 80, 120, 160 และ 200 mm ( $y/w = 2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25) และจำนวนแผ่นบิดเสริมที่ถูกใช้ที่ล้อมรอบแผ่นบิด TTI แบ่งออกเป็น 5 กรณี คือ 2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น จากการทดลองพบว่า 6

1.5.6 กรณี  $y=20$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ และในการติดตั้งกลุ่มแผ่นบิดทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น นั้น ค่า  $Nu$  จะมากขึ้น กรณี ค่า  $y$  ของกลุ่มแผ่นบิดลดลง เนื่องจากการใส่แผ่นบิดที่มีระยะการบิดมีค่าน้อยทำให้ลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของของไหลเพิ่มมากขึ้น ของความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้นและความโค้งของการไหลเพิ่มขึ้น ความเค้นเฉือนที่ผนังเพิ่มขึ้น กระแสการไหลหมุนควง ในแนวแกนเพิ่มมากขึ้น ของไหลจะหมุนตัวเกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้นทำให้ได้ค่า  $Nu$  มากขึ้น โดยที่  $N=6$  แผ่น และ  $y=20$  mm จะให้  $Nu$  สูงสุดได้ 8350 ที่  $Re=20,000$

2.5.6 ทุกกรณีของกลุ่มแผ่นบิดมีค่า  $Nu$  มากกว่า  $Nu$  ท่อเปล่าและ  $Nu/Nu_p$  ของแผ่นบิดทดสอบทุกกรณี ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด และค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งที่กลุ่มแผ่นบิด  $y=200$ ,  $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 209 ที่  $Re=6000$

5.6.3 ค่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้นและมีค่า  $f$  สูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $y=20$  mm ให้ค่า  $f$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ สาเหตุที่ทำให้  $y$  มีค่าต่ำลง และ  $N$  มีค่ามากขึ้น ช่วยเพิ่มค่า  $f$  ให้สูงขึ้น เนื่องจากระยะการบิดที่ต่ำจะทำให้ของไหลไหลผ่านครีบบวนตัว เกิดการไหลแบบหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น เกิดความต้านทานสูงขึ้น ของไหลไหลออกจากท่อได้ยากและมีการสูญเสียพลังงานการไหลมากกว่า กรณี  $y$  มีค่า สูง ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดพบว่า ที่  $Y=20$ ,  $N=6$  แผ่น ที่  $Re=6000$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 198

6.5.4 ค่า  $f/f_p$  ของกลุ่มแผ่นบิดที่ถูกทดสอบทุกกรณี ให้ค่าสูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด ค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $y=20$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ที่  $y=20$ ,  $N=6$  แผ่น ที่  $Re=6000$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 247

6.5.5 ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ของกลุ่มแผ่นบิดมีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $y=20$  ให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ จากการทดลองพบว่าแผ่นบิดขวางที่  $y=20$ ,  $N=6$  แผ่น,  $Re=6000$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงสุด โดยที่การลดค่า  $y$  จะเป็นการช่วยเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มากขึ้น ตามอิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

6.5.6 ในการติดตั้งกลุ่มแผ่นบิดทุกกรณีของ  $y=20, 40, 80, 120, 160$  และ 200 mm นั้น ค่า  $Nu$  จะมากขึ้นเมื่อ  $N$  ของกลุ่มใบบิดเพิ่มขึ้น เนื่องจากการใส่ใบบิดเสริมที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก ( 8 mm) ที่อยู่ระหว่างผนังท่อและแผ่นบิดหลักที่มีขนาดใหญ่ (40 mm) ที่อยู่ด้านในแผ่นบิดเสริม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ละแผ่นทำให้เกิดกระแสการไหลแบบหมุนควง ในแนวแกนที่พื้นที่ว่าง ระหว่างผนังท่อและแผ่นบิตหลัก เกิดการไหลหมุนวน ไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น และแผ่นเสริมช่วย เหนี่ยวนำการไหลแบบหมุนควงของแผ่นบิตหลักให้ไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น ทำให้ Nu เพิ่มขึ้น สอดคล้องกับการเพิ่มจำนวนของกลุ่มไบบิตมากขึ้น จะช่วยทำให้ Nu เพิ่มขึ้น

6.5.7 กรณี  $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $Nu/Nu_p$ ,  $f$ ,  $f/f_p$  และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด ทุกกรณี เมื่อ  $y=20, 40, 80, 120, 160$  และ  $200$  mm และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นกลุ่มแผ่นบิต  $N=5, 4, 3$  และ  $2$  แผ่น ตามลำดับ

6.5.8 การเปลี่ยนแปลงของ  $N$  มีอิทธิพลต่อ  $Nu$ ,  $f$  และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มากกว่าอิทธิพลของ  $y$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 7

# การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยแผ่นบิดขวาง

### 7.1 บทนำ

จากที่ได้กล่าวไว้ในบทก่อนหน้านี้ถ้าของไหลไหลเข้าในท่อด้วยอุณหภูมิที่คงที่สม่ำเสมอและมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิผิวท่อการพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตหรือชั้นขีดผิวการไหลของความร้อนจะเริ่มก่อตัวขึ้นในที่สุดรูปร่างที่พัฒนาตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันออกไป ตามเงื่อนไขต่างๆ โดยชั้นขีดผิวนี้จะเป็นอุปสรรคต่อการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นจึงออกแบบแผ่นบิดขวางที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลของไหลทำให้ ชั้นขีดผิวการไหลของความร้อนบางลง ในการออกแบบให้เว้นช่องแผ่นบิดขวางเพื่อลดแรงต้านของการไหล ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น และลดการสูญเสียพลังงานการไหลให้ลดลง ในบทนี้กล่าวถึงพฤติกรรมการไหลภายในท่อทดสอบการไหลที่มีการสอดใส่แผ่นบิดแบบดั้งเดิม แผ่นบิดขวาง และท่อเปล่า โดยศึกษาถึงอิทธิพลของ ความกว้างของแผ่นระยะการบิด โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น การศึกษาถึงอัตราส่วนความกว้างของแผ่นบิด ( $w/D$ ) และระยะการบิด ดังแสดงในรูปที่ 4.18 ที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน โดยความกว้างของแผ่นบิด 6.4, 12.8 และ 19.2 mm ( $w/D=0.1, 0.2$  และ  $0.3$ ) ระยะการบิด 12.8, 19.2, 25.6 mm. และ แผ่นตรง ( $y/w=0.1, 0.2, 0.3$  และ  $\infty$ )

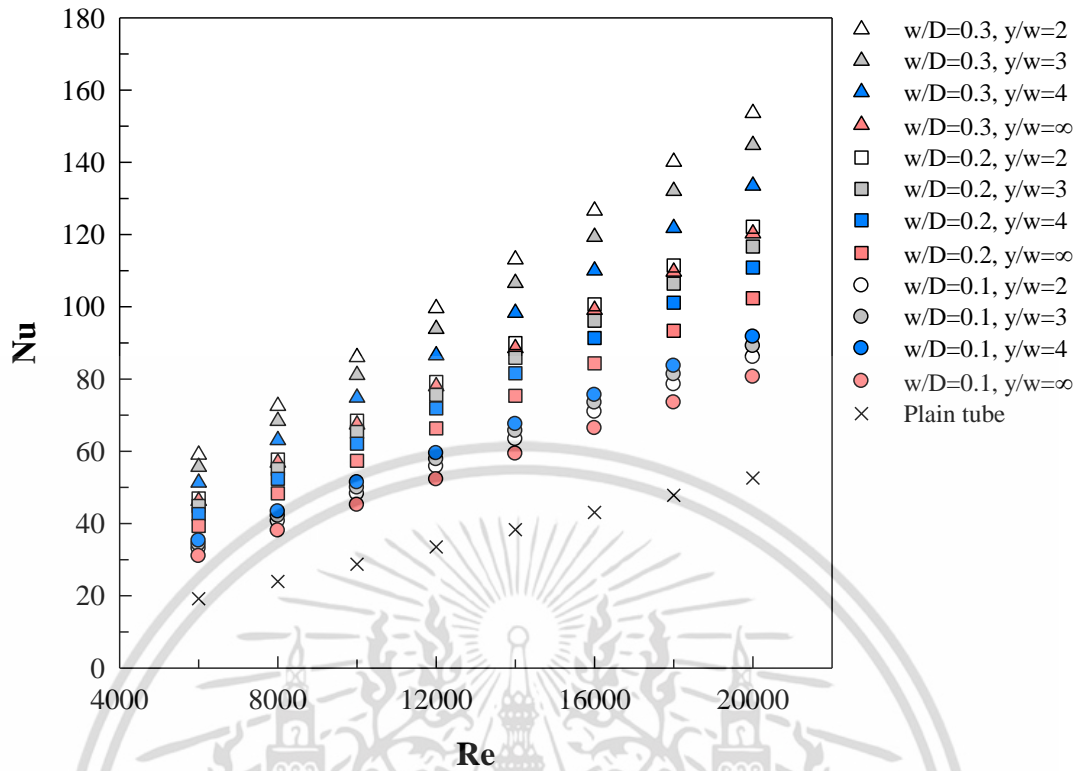
ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์เลขนัยสเซลท์ ( $Nu$ ) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ) กับท่อผนังเรียบ

### 7.2 อิทธิพลของแผ่นบิดขวาง

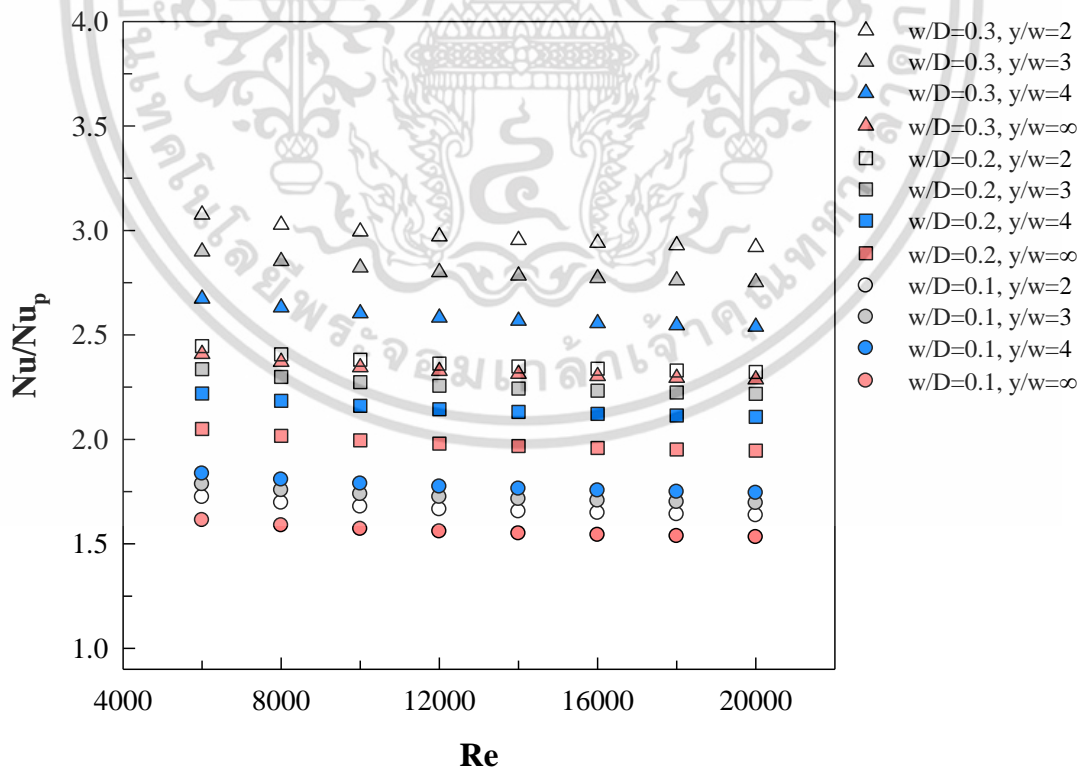
#### 7.2.1 การถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ )

รูปที่ 7.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดขวาง  $w/D=0.3, 0.2, 0.1$  และ  $y/w=2, 3, 4, \infty$  ค่าต่างๆ จากการทดลองพบว่า  $Nu$  ของท่อทดสอบทุกกรณีค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น เพราะการไหลปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้น โดยจะทำให้ของไหลไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้น ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น จากรูปพบว่า  $w/D=0.3, y/w=2$  ให้ค่าสูงสุด  $Nu=153$  ที่  $Re=20,000$  และท่อ  $w/D=0.3, y/w=2$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบลดลงมาเป็นผลของแผ่นบิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=3$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=4$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=2$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=\infty$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=3$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=4$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=\infty$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=4$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=3$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=2$  แผ่นบิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=\infty$  และท่อผิวเรียบ 192-207%, 175-189%, 153-167%, 132-144%, 128-140%, 121-133%, 110-121%, 94-104%, 74-83%, 69-78%, 63-72%, 53-61% ตามลำดับ สาเหตุที่ทำให้กรณีแผ่นบิดขวางที่  $w/D=0.2$  และ  $0.3$  เมื่อ  $y/w$  ลดลงจะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้น เนื่องจากความกว้างของแผ่นบิดและระยะการบิดที่ลดลง เมื่อถูกนำไปวางขวางด้านกรไหลของของไหลทำให้ แผ่นบิดไปเหนี่ยวนำการไหลให้เกิดการไหลแบบหมุนควง เกิดความปั่นป่วนของการไหลเพิ่มมากขึ้น  $Nu$  มากขึ้น กรณีแผ่นบิดขวาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ห้ามเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ของแผ่นบิดขวาง



รูปที่ 7.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu<sub>p</sub> และ Re ของแผ่นบิดขวาง

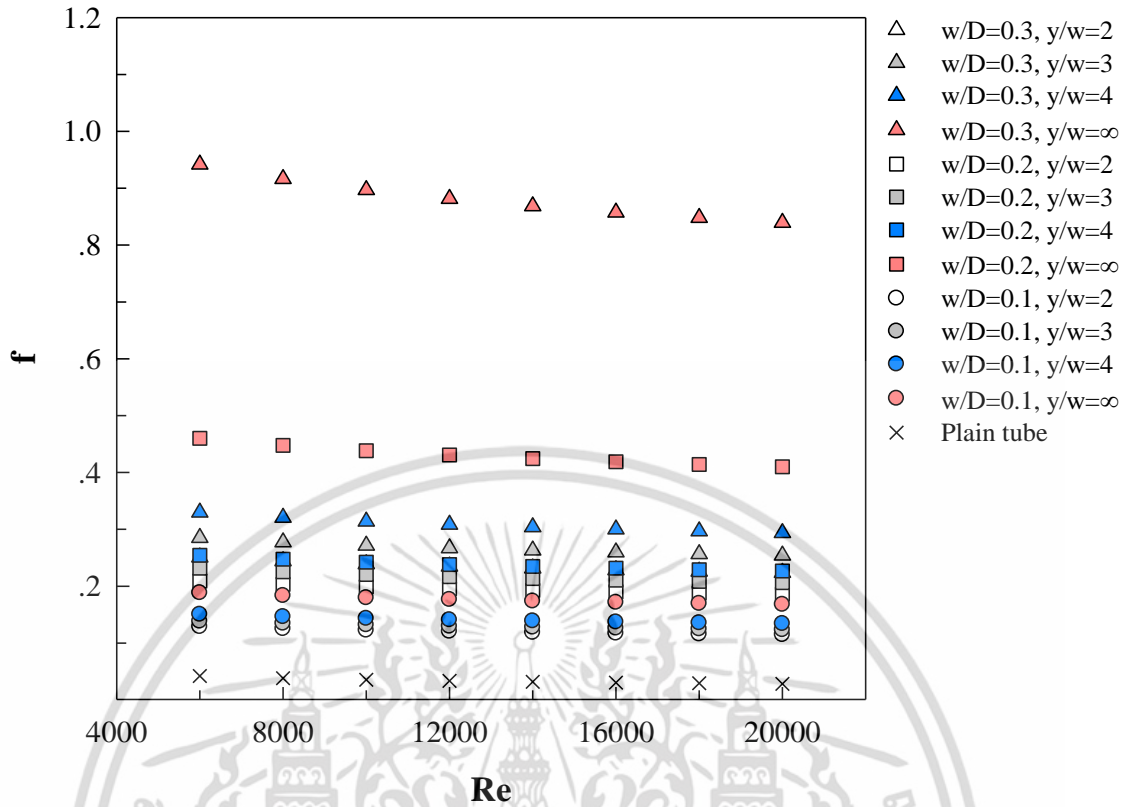
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ค่าต่ำ  $Nu$  ต่ำสุด เรียงลำดับจากข้างต้นพบว่า ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณที่  $w/D=0.1$  ความกว้างของแผ่นบิตขวางมีค่าน้อย เมื่อ  $y/w$  เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้น เนื่องจากแผ่นบิตที่มีระยะการบิตที่มากเมื่อถูกนำไปวางขวางการไหล พบว่าเกลียวของแผ่นบิตจะวางทำมุมปะทะระหว่างของไหลกับแผ่นบิตขวางมากกว่าแผ่นบิตขวางที่มีระยะการบิตต่ำกว่าทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากกว่า โดยที่อิทธิพลที่เกิดจากการเหนี่ยวนำให้ของไหลเกิดการไหลแบบหมุนควงลดลง เนื่องจากมีความกว้างของแผ่นบิตมีค่าน้อย

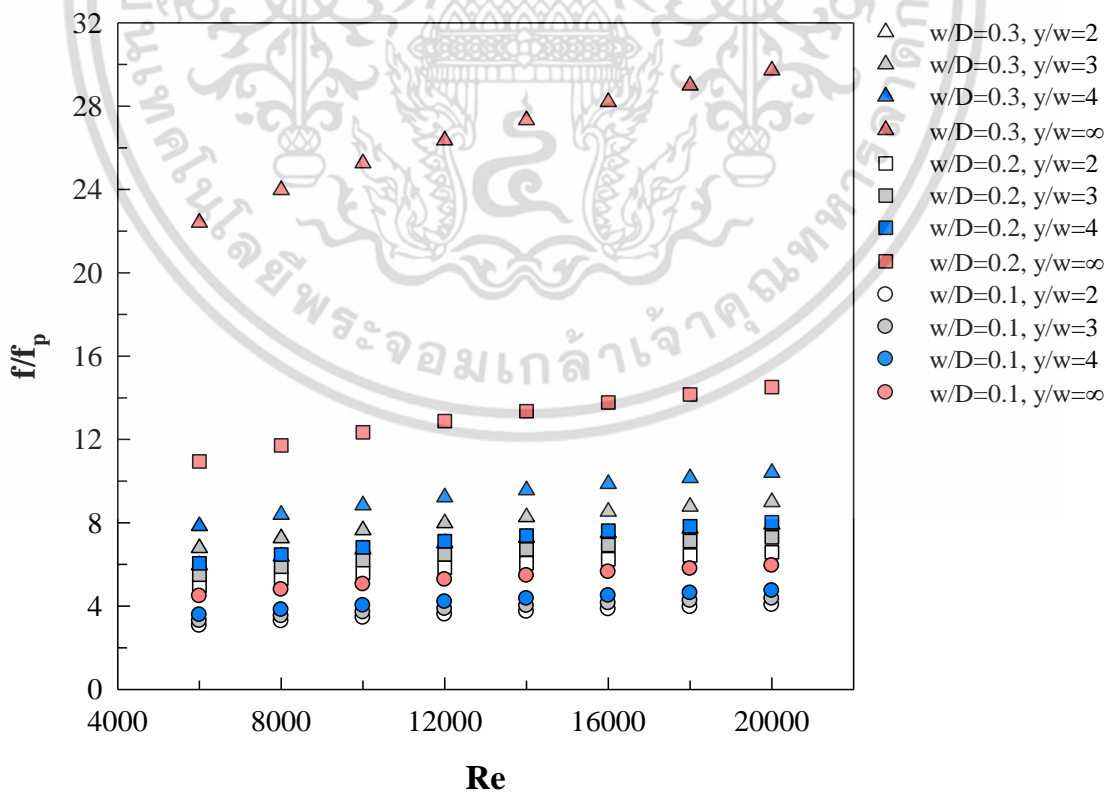
รูปที่ 7.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $Re$  ของแผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, 0.2, 0.1$  และ  $y/w = 2, 3, 4, \infty$  ค่าต่างๆ การทดลองพบว่า  $Nu/Nu_p$  ให้ค่าสูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุดและมีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น จากรูปพบว่าท่อ  $w/D=0.3, y/w=2$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 3.07 ที่  $Re=6000$  ลดลงมาเป็นผลของแผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, y/w=3$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, y/w=4$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=2$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, y/w=\infty$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=3$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=4$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=\infty$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=4$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=3$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=2$  และแผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=\infty$  ให้ค่าต่ำ  $Nu$  ต่ำสุด โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 1.90 เท่า, 1.79 เท่า, 1.65 เท่า, 1.51 เท่า, 1.49 เท่า, 1.44 เท่า, 1.37 เท่า, 1.27 เท่า, 1.3 เท่า, 1.10 เท่า และ 1.06 ตามลำดับของเงื่อนไขค่าต่ำที่สุด

### 7.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

การใช้แผ่นบิตขวางเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้ความต้านสูญเสียในท่อเพิ่มมากขึ้น ถูกแสดงในรูปของ  $f$  รูปที่ 7.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของแผ่นบิตขวางค่า  $w/D$  กับ  $y/w$  ต่างๆ กัน พบว่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงเมื่อ  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้นและมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำที่สุด พบว่า ท่อ  $w/D=0.3, y/w=\infty$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 0.94 ที่  $Re=6000$  และ  $w/D=0.3, y/w=\infty$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบลดลงมาเป็นผลของ แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=\infty$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, y/w=4$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, y/w=3$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=4$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.3, y/w=2$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=3$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.2, y/w=2$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=\infty$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=4$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=3$  แผ่นบิตขวาง  $w/D=0.1, y/w=2$  และท่อผิวเรียบให้ค่า  $f$  ต่ำสุด จากการเรียงลำดับข้างต้นพบว่า ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 22.42-29.66 เท่า, 10.95-14.49 เท่า, 7.85-10.38 เท่า, 6.79-8.97 เท่า, 6.05-8.01 เท่า, 5.97-7.9 เท่า, 5.51-7.29 เท่า, 4.97-6.57 เท่า, 4.48-5.93 เท่า, 3.57-4.73 เท่า, 3.29-4.35 เท่า, 3.06-04 เท่า ตามลำดับ สาเหตุที่ทำให้  $w/D$  มีค่าสูง และ  $y/w$  มีค่าต่ำ ช่วยเพิ่มค่า  $f$  ให้สูงขึ้น เนื่องจากกรณี  $y/w = 2, 3$  และ 4 แผ่นบิตถูกวางขวางต้านการไหลของไหล ด้วยลักษณะที่เป็นแผ่นบิตจึงทำให้พื้นที่ผิวของแผ่นบิตไม่ตั้งฉากกับทิศการไหลโดยตรง การที่เป็นแผ่นบิตทำให้เกิดการปะทะและเปลี่ยนทิศทางการไหล ทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากขึ้นในการผลักดันของของไหลให้เคลื่อนที่ผ่านไประยะที่มากกว่าท่อเปล่า ความต้านทานการไหลของทั้ง 3 กรณีนี้จะลดลงเมื่อ  $y$  มีค่าเพิ่มขึ้น แต่น้อยกว่ากรณี  $y/w=\infty$  ซึ่งเป็นแผ่นเรียบถูกวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของไหล ทำให้มีพื้นที่ต้านการไหลของของไหล ที่ไหลเข้าปะทะกับมากกว่า จึงทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากขึ้นในการผลักดันของของไหลให้เคลื่อนที่ผ่านไประยะที่มากที่สุด พลังงานสูญเสียจะลดลงเมื่อความกว้างของแผ่นลดลง



รูปที่ 7.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดขวาง



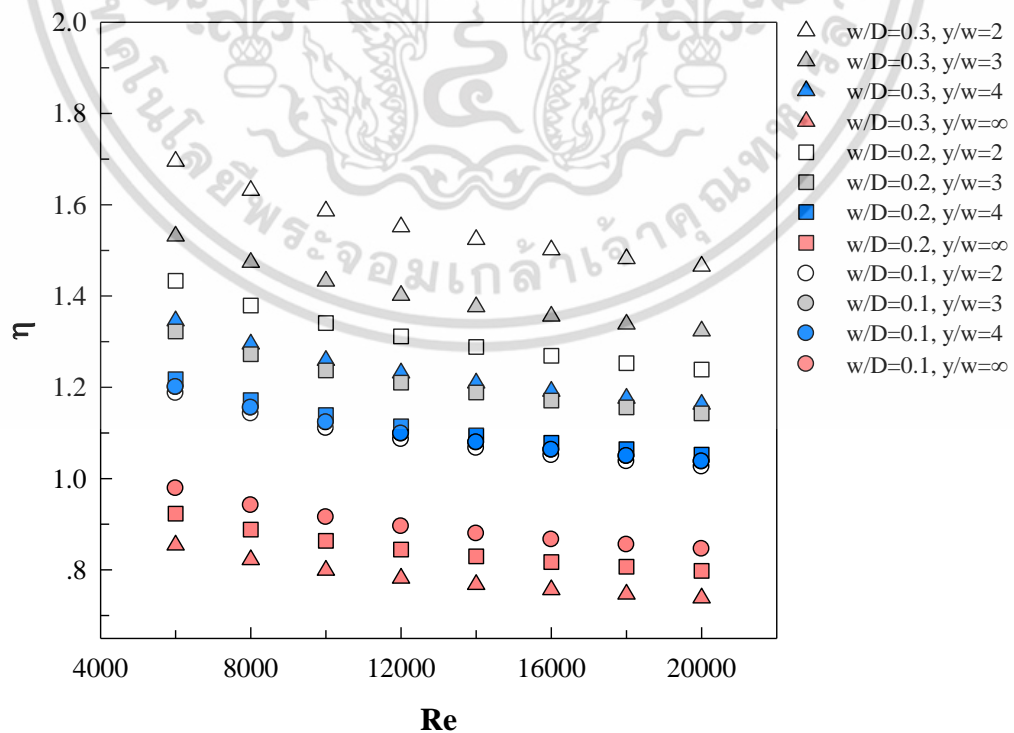
รูปที่ 7.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $Re$  ของแผ่นบิดขวาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $Re$  ของแผ่นปิดขวางค่า  $w/D$  กับ  $y/w$  ต่างๆ กัน พบว่า  $f/f_p$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด จากรูปพบว่า  $w/D=0.3, y/w=\infty$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 29.71 ที่  $Re=20,000$  และ  $w/D=0.3, y/w=\infty$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุด ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นผลของแผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=\infty$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=4$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=3$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=4$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=2$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=3$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=2$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=\infty$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=4$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=3$  และแผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=2$  ให้ค่า  $f/f_p$  ต่ำสุด โดยค่าเฉลี่ยประมาณ 7.32 เท่า, 3.57 เท่า, 2.56 เท่า, 2.21 เท่า, 1.97 เท่า, 1.95 เท่า, 1.80 เท่า, 1.62 เท่า, 1.46 เท่า, 1.16 เท่า และ 1.07 ตามลำดับของเงื่อนไขต่ำที่สุด

### 7.2.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 7.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $Re$  ของแผ่นปิดขวางต่างๆ กัน พบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีแนวโน้มลดลงเมื่อ  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุดที่แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=2$  ให้ค่า ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงที่สุดประมาณ 1.69 ที่  $Re=6000$  ลดลงมาเป็นผลของ แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=3$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=2$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=4$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=3$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=4$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=4$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=3$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=2$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.1, y/w=\infty$  แผ่นปิดขวาง  $w/D=0.2, y/w=\infty$  และแผ่นปิดขวาง  $w/D=0.3, y/w=\infty$



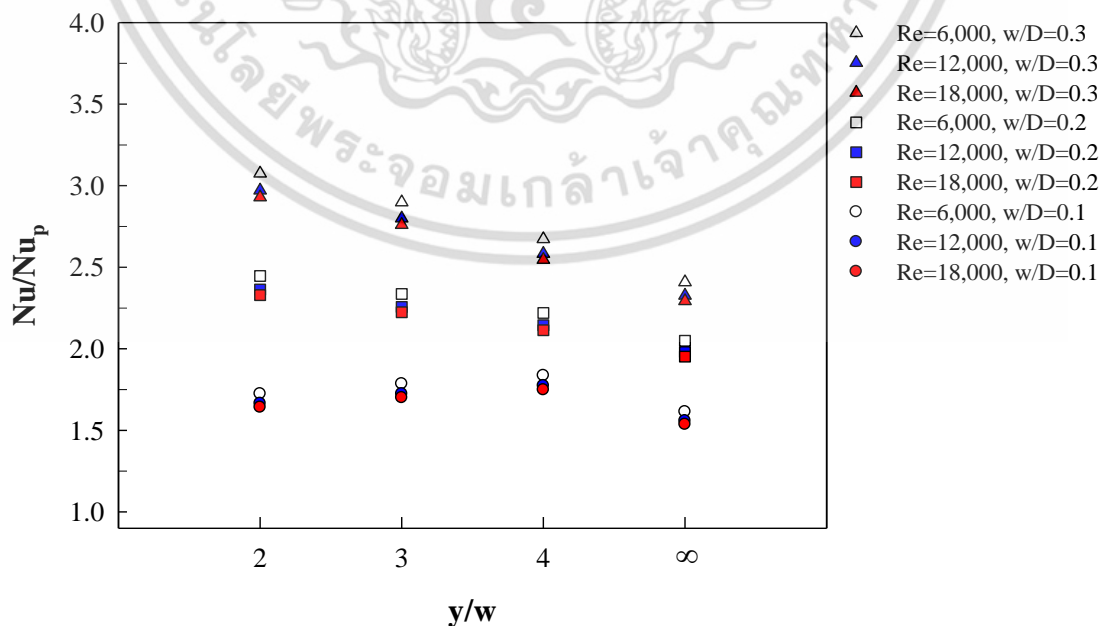
เอกสารนี้เป็นรูปที่ 7.5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $Re$  ของแผ่นปิดขวางค่า  $w/D$  กับ  $y/w$  ต่างๆ กัน ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ต่ำสุด ซึ่งมีค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เฉลี่ย ประมาณ 1.40, 1.31, 1.23, 1.21, 1.11, 1.10, 1.003, 1.08, 0.89, 0.84 และ 0.78 ตามลำดับ จากผลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  ทำให้  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงที่สุดในการทดลอง

## 7.3 อิทธิพลของ $y/w$

### 7.3.1 การถ่ายเทความร้อน (Nu)

รูปที่ 7.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิตขวางต่างๆ กัน ที่  $Re=6000$ ,  $12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $w/D=0.2$  และ  $0.3$   $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าลดลง เนื่องจากแผ่นบิตขวางทำให้เกิดการเปลี่ยนทิศทางการไหล เกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากขึ้น ทำให้ไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้นสามารถดึงอุณหภูมิจากพื้นผิวออกมาผสมกับกระแสการไหลหลักได้มากขึ้น ส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้น กรณีที่  $w/D=0.1$   $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น โดยค่า  $Nu$  จะมีค่าสูงสุด ที่  $y/w=4$  แต่จะลดต่ำลงเมื่อ  $y/w=\infty$  เนื่องจากมีความกว้างของแผ่นบิตต่ำสุดและระยะการบิดต่ำทำให้เกิดกระแสหมุนควงตามแนวแกนไม่มากพอไป การทำลายชั้นขีดผิวของของไหลใกล้ผนังท่อทำให้การถ่ายเทความร้อนลดต่ำลง แต่เมื่อเพิ่มระยะการบิดที่ยาวขึ้นทำให้ มุมปะทะของแผ่นบิตที่ต้านการไหลมากขึ้นทำให้เกิดการไหลหมุนควงมากขึ้น ทำให้เกิดความปั่นป่วนสูงกว่า การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น แต่เมื่อ  $y/w=\infty$  มุมปะทะของแผ่นบิตที่ต้านการไหลมากที่สุด แต่ทิศทางการตั้งฉากกับการไหลของแผ่นไม่ส่งเสริมให้เกิดการหมุนวนของๆ ไหลที่ไปสัมผัสกับผนังท่อ จึงทำให้ได้ ค่า  $Nu/Nu_p$  น้อยกว่ากรณี  $y/w=4$  ในกรณี  $w/D=0.3$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 10.99% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 8.43% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 6.09%



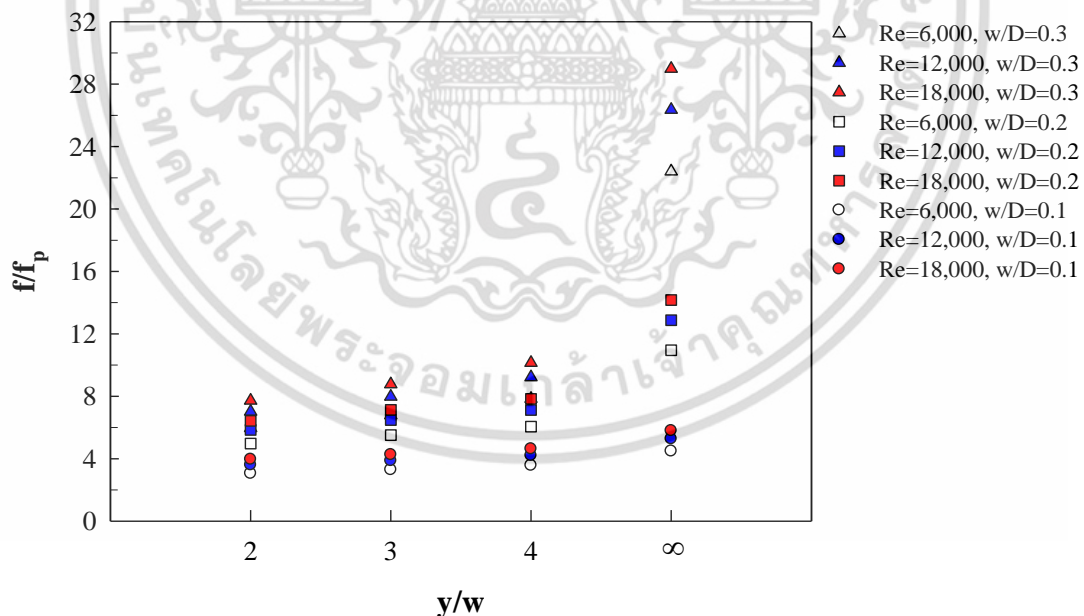
รูปที่ 7.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นบิตขวาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในกรณี  $w/D=0.2$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 8.29% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 5.23% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.71% ในกรณี  $w/D=0.1$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 13.80% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 2.79% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงเฉลี่ย 3.43%

### 7.3.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

รูปที่ 7.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นปิดขวางต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $w/D=0.3, 0.2$  และ  $0.1$   $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น โดย  $f/f_p$  มากสุดเมื่อเป็นกรณี  $y/w=\infty$  เนื่องจากเป็นแผ่นเรียบวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล จึงทำให้เกิดความดันลดในการไหลผ่านมากที่สุด ในกรณี  $w/D=0.3$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 64.99% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงเฉลี่ย 13.5% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงในช่วง 11.9-12.0% ในกรณี  $w/D=0.2$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงในช่วง 44.6-44.7% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงในช่วง 8.9-9.0% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงในช่วง 9.7-9.8% ในกรณี  $w/D=0.1$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้  $Nu/Nu_p$  ลดลงในช่วง 20.1-20.2% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงในช่วง 7.9-8.0% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้  $f/f_p$  ลดลงในช่วง 6.9%

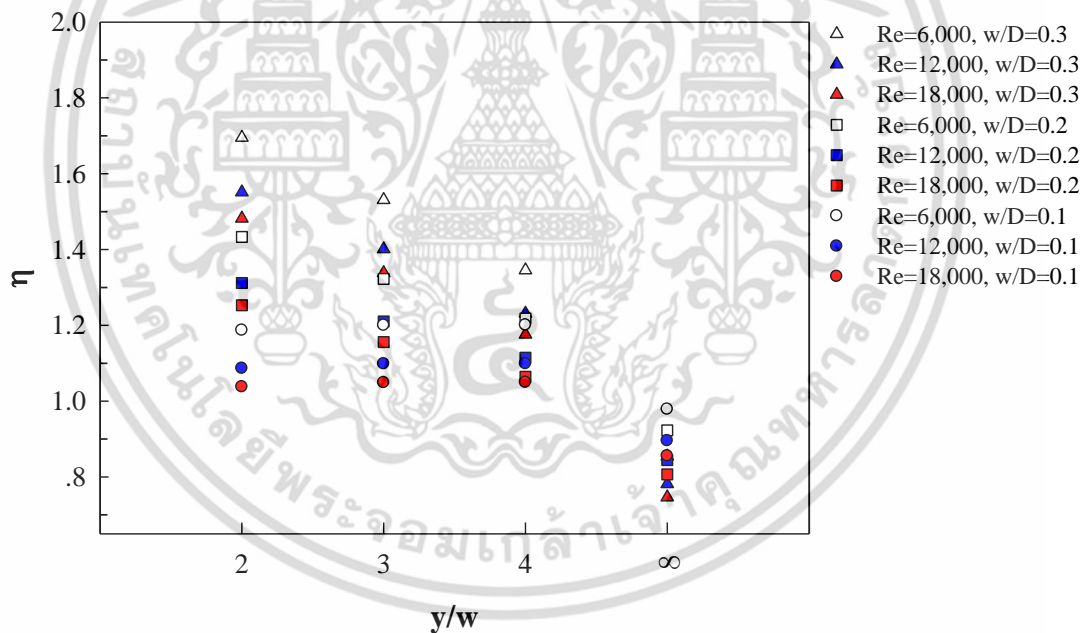


รูปที่ 7.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $y/w$  ของแผ่นปิดขวาง

### 7.3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 7.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $y/w$  ของแผ่นปิด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นจำเป็นต้องใช้เอกสารนี้ ไม่ควรกรณใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขวางต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $w/D=0.3$  และ  $0.2$  ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น กรณีที่  $w/D=0.1$  ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น แต่จะลดต่ำลงเมื่อ  $y/w=\infty$  ซึ่งเกิดจากอิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  ในกรณี  $w/D=0.3$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 57.50-57.51% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 13.79-13.80% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 10.71-10.72% ในกรณี  $w/D=0.2$  หากลด  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 31.93-31.94% หากลด  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 8.58-8.59% หากลด  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 8.37-8.38% ในกรณี  $w/D=0.1$  หากเปลี่ยน  $y/w$  จาก  $\infty$  ไปเป็น 4 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นในช่วง 22.70-22.69% หากเปลี่ยน  $y/w$  จาก 4 ไปเป็น 3 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ลดลงในช่วง 0.057-0.058% หากเปลี่ยน  $y/w$  จาก 3 ไปเป็น 2 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ลดลงในช่วง 1.07-1.08%



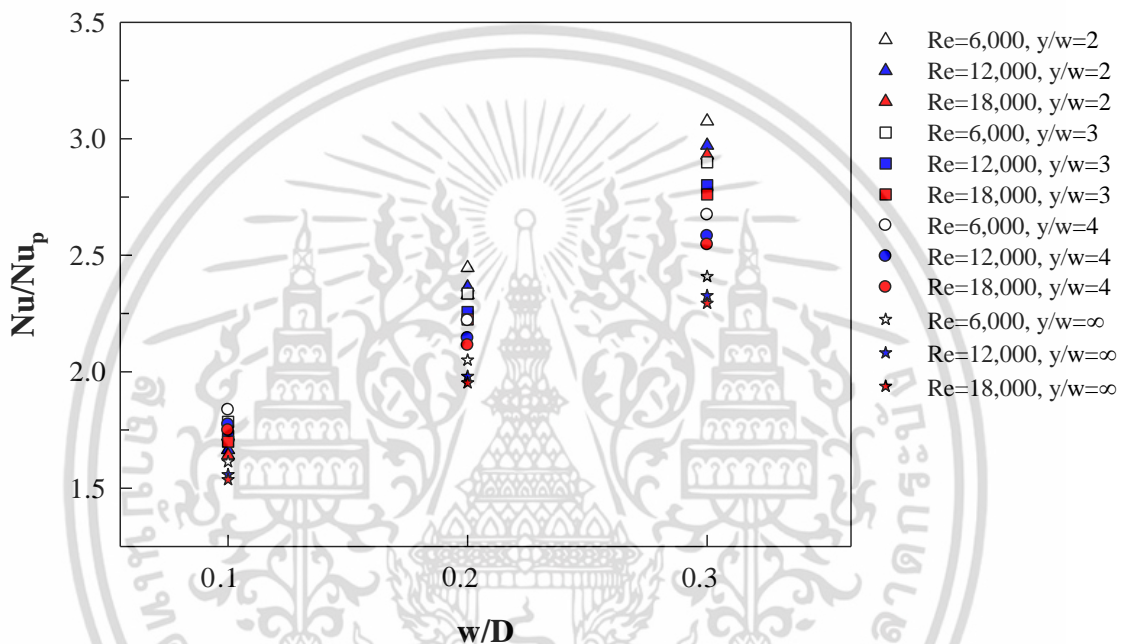
รูปที่ 7.8 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $y/w$  ของแผ่นปิดขวาง

## 7.4 อิทธิพลของ $w/D$

### 7.4.1 การถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ )

รูปที่ 7.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $w/D$  ของแผ่นปิดขวางต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $y/w=2, 3, 4$  และ  $\infty$  พบว่า  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความกว้างของแผ่นเพิ่มมากขึ้น ความปั่นป่วนของการไหลมาก เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขึ้น ในกรณี  $y/w=2$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 41.93% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 25.73% ในกรณี  $y/w=3$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 30.87% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 24.10% ในกรณี  $y/w=4$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 20.89% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 20.43% ในกรณี  $y/w=\infty$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 27.03% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $Nu/Nu_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 17.51% ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $w/D$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$  ต่อ ค่า  $Nu/Nu_p$

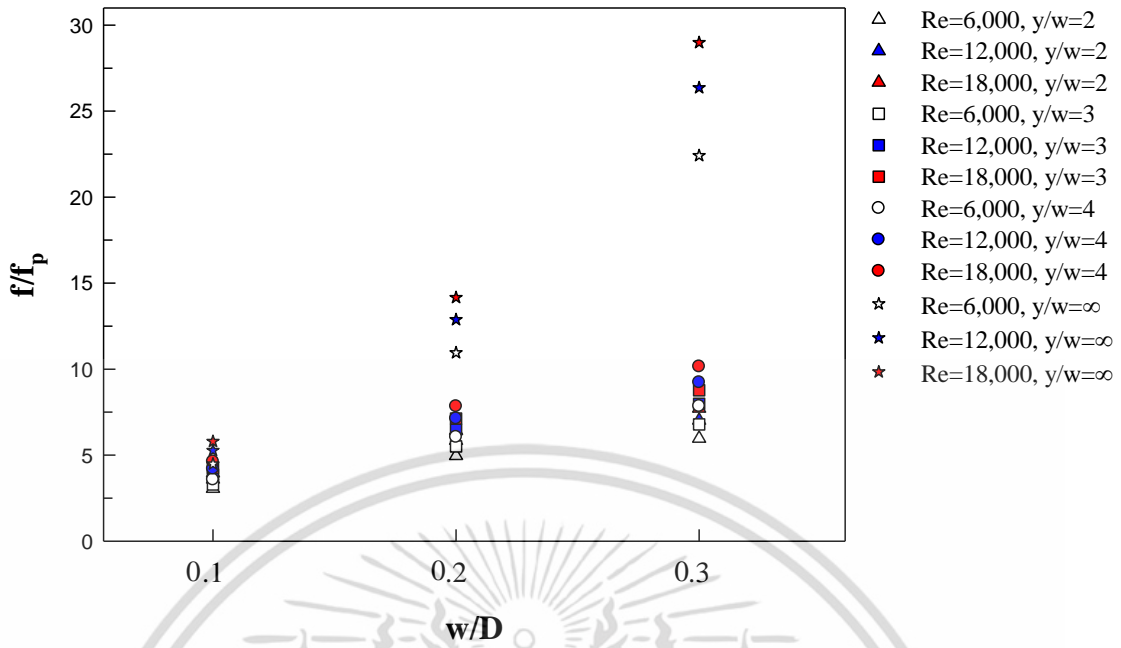


รูปที่ 7.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Nu/Nu_p$  และ  $w/D$  ของแผ่นปิดขวาง

#### 7.4.2 ตัวประกอบเสียดทาน (f)

รูปที่ 7.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $w/D$  ของแผ่นปิดขวางต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $y/w=2, 3, 4$  และ  $\infty$  พบว่า  $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น ในกรณี  $y/w=2$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 62.41% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 20.12% ในกรณี  $y/w=3$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 67.45% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 23.13% ในกรณี  $y/w=4$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 69.29% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 29.53% ในกรณี  $y/w=\infty$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 144.30% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 104.66% ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $w/D$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$  ต่อ ค่า  $f/f_p$

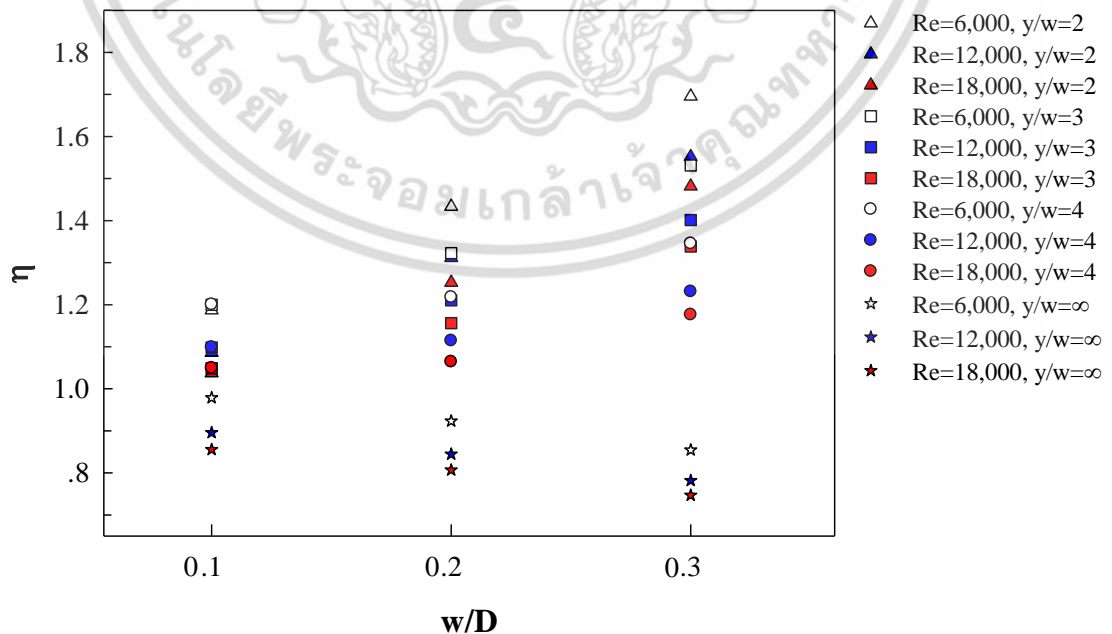
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $f/f_p$  และ  $w/D$  ของแผ่นบิดขวาง

### 7.4.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ )

รูปที่ 7.11 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $w/D$  ของแผ่นบิดขวางต่างๆ กันที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า กรณีที่  $y/w=2, 3$  และ  $4$  เมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น ความกว้างของแผ่นบิดที่มากขึ้นจะช่วยสร้างกระแสไหลหมุนควงให้มากขึ้น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีค่าเพิ่มขึ้น



รูปที่ 7.11 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน และ  $w/D$  ของแผ่นบิดขวาง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่  $y/w = \infty$  พบว่า เมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มความกว้างของแผ่นเรียบวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล จึงทำให้เกิดความดันลดในการไหลผ่านมากขึ้น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีค่าลดลง ในกรณี  $y/w=2$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 20.74% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 18.28% ในกรณี  $y/w=3$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 10.21% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 15.78% ในกรณี  $y/w=4$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.42% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 10.48% ในกรณี  $y/w = \infty$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.1 ไปเป็น 0.2 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ลดลงเฉลี่ย 5.68% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก 0.2 ไปเป็น 0.3 ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ลดลงเฉลี่ย 7.44%

### 7.5. สหสัมพันธ์ด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปรของแผ่นบิตขวาง

ความสัมพันธ์ของสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนได้รับผลจากอัตราส่วนการบิต ( $y/w$ ), อัตราส่วนความกว้างของแผ่นบิต ( $w/D$ ), ( $Re$ ), Prandtl number ( $Pr$ ) ซึ่งสามารถสร้างสหสัมพันธ์ได้ดังนี้

การถ่ายเทความร้อน

$$Nu = 0.11 Re^{0.797} Pr^{0.4} (w/D)^{0.432} (y/w)^{-0.082} \quad (7.1)$$

เมื่อ

$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq Re \leq 21,000 \\ 0.1 \leq w/D \leq 0.3 \\ 2 \leq y/w \leq 4 \end{array} \right]$$

ตัวประกอบเสียดทาน

$$f = 1.099 Re^{-0.096} (w/D)^{0.668} (y/w)^{0.298} \quad (7.2)$$

เมื่อ

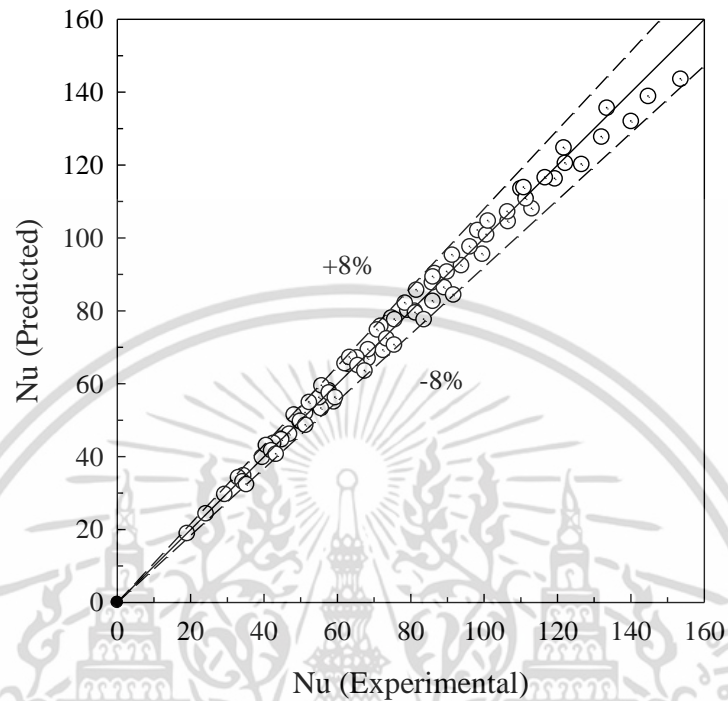
$$\left[ \begin{array}{l} 6000 \leq Re \leq 21,000 \\ 0.1 \leq w/D \leq 0.3 \\ 2 \leq y/w \leq 4 \end{array} \right]$$

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

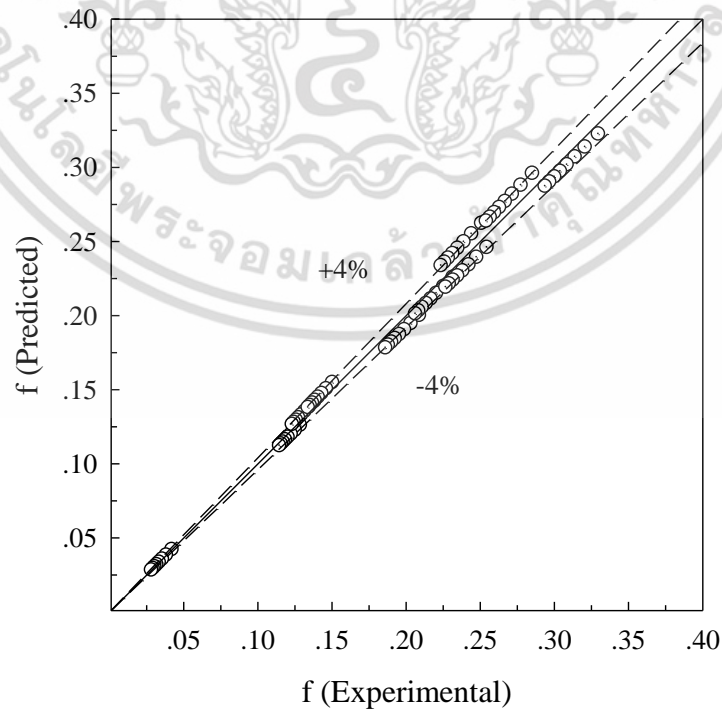
$$\eta = 6.602 Re^{-0.121} (w/D)^{0.209} (y/w)^{-0.181} \quad (7.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ 
$$\left[ \begin{array}{l} 6,000 \leq Re \leq 21,000 \\ 0.1 \leq w/D \leq 0.3 \\ 2 \leq y/w \leq 4 \end{array} \right]$$



รูปที่ 7.12 ความสัมพันธ์ของ Nu ระหว่างสหสัมพันธ์และการทดลองของแผ่นบิดขวาง



รูปที่ 7.13 ความสัมพันธ์ของ f ระหว่างสหสัมพันธ์และการทดลองของแผ่นบิดขวาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกวีใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตเห็นาไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 7.5.1 สัมพันธ์ $Nu$ ของแผ่นบิตขวาง

ในส่วนของค่าความคลาดเคลื่อนจากสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อน (สมการ 7.1) เปรียบเทียบกับค่าจากการถ่ายเทความร้อนการทดลอง โดยที่สหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าความคลาดเคลื่อนจากข้อมูลการทดลองอยู่ในช่วง  $\pm 8\%$  ดังปรากฏในรูปที่ 7.12

### 7.5.2 สัมพันธ์ $f$ ของแผ่นบิตขวาง

ในส่วนของค่าความคลาดเคลื่อนจากสหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทาน (สมการ 7.2) เปรียบเทียบกับค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลอง โดยที่สหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าความคลาดเคลื่อนจากข้อมูลการทดลองอยู่ในช่วง  $\pm 4\%$  ดังปรากฏในรูปที่ 7.13

## 7.6 สรุปผลการทดลอง

7.6.1 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่าสูงสุด  $Nu=153$  ที่  $Re=20,000$  พบว่า ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 192-207%

7.6.2 กรณีแผ่นบิตขวางที่  $w/D=0.2$  และ  $0.3$  เมื่อ  $y/w$  ลดลงจะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้น

7.6.3 กรณีแผ่นบิตขวางที่  $w/D=0.1$  ความกว้างของแผ่นบิตขวางมีค่าน้อย เมื่อ  $y/w$  เพิ่มขึ้นทำให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้น

7.6.4 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 3.07 ที่  $Re=6000$

7.6.5 กรณี ท่อ  $w/D=0.3$ ,  $y/w=\infty$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 0.94 ที่  $Re=6000$  ค่า  $f$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 2,142-2,866%

7.6.6 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=\infty$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 29.71 ที่  $Re=20,000$

7.6.7 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน สูงที่สุดประมาณ 1.69 ที่  $Re=6000$

7.6.8 กรณี  $w/D=0.3$  และ  $0.2$  ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน จะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น กรณี  $w/D=0.1$  ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้นถึง  $y/w=4$  แต่จะลดต่ำลงเมื่อ  $y/w=\infty$  ซึ่งเกิดจากอิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

7.6.9 กรณี  $y/w=2, 3$  และ  $4$  เมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น ความกว้างของแผ่นบิตที่มากขึ้นจะช่วยสร้างกระแสไหลหมุนควงให้มากขึ้น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีค่าเพิ่มขึ้น แต่กรณีที่  $y/w=\infty$  พบว่า เมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มความกว้างของแผ่นเรียบวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล ทำให้เกิดความดันลดในการไหลผ่านมากขึ้น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน มีค่าลดลง

7.6.10 อิทธิพลของ  $y/w$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $w/D$  ต่อค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

## บทที่ 8

# สรุปผลการทดสอบและข้อเสนอแนะ

### 8.1 สรุปผลการทดลอง

การศึกษาเชิงการทดลองนี้ได้ศึกษาถึงคุณลักษณะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Nu) ตัวประกอบความเสียดทาน (f) และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ( $\eta$ ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเรียบ กลุ่มแผ่นบิดและแผ่นบิดขวางจากการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

#### 8.1.1 แผ่นบิดเรียบ

8.1.1.1 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu) สูงสุดเท่ากับ 67 ที่  $Re=20,000$  พบว่า ค่า Nu เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 27.9-43.1%, สาเหตุที่ทำให้  $y/w$  มีค่าต่ำ และ  $\theta$  มีค่าต่ำ ช่วยเพิ่มค่า Nu ให้สูงขึ้น เนื่องจากแผ่นบิดที่มีความกว้างตลอดทั้งแผ่นมากกว่าและระยะการบิดที่น้อยกว่าแผ่นบิดกรณีอื่นๆ จะทำให้เกิดไหลแบบปั่นป่วนได้มากกว่า

8.1.1.2 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 1.43 ที่  $Re=6000$  ทุกกรณีของแผ่นบิดเรียบให้ค่า Nu มากกว่า Nu ท่อเปล่า เมื่อ Re มากขึ้น ค่า  $Nu/Nu_p$  ลดต่ำลง แสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแผ่นบิดเรียบมีมากเมื่อ Re ต่ำ ทำให้ได้ค่า Nu มาก และอิทธิพลของแผ่นบิดเรียบลดลงเมื่อ Re มีค่ามากขึ้น เนื่องจากขนาดพื้นที่หน้าตัดแผ่นบิดที่ลดลงทำให้พื้นที่หน้าตัดของแผ่นบิดที่ก่อให้เกิดการเกิดกระแสไหลหมุนควงลดลง ความปั่นป่วนลดลง ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง โดยปรากฏการณ์นี้จะเห็นชัดเจนขึ้นเมื่อ  $\theta$  เพิ่มขึ้น

8.1.1.3 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) สูงสุดได้ 0.12 ที่  $Re=6000$  สาเหตุที่ทำให้มีค่า f สูงสุดเนื่องจาก ความหนาแน่นการไหลหมุนควงมากขึ้นเมื่อ  $y/w$  ลดลง เนื่องจากมุมปะทะและพื้นที่สัมผัสของไหลมากขึ้นของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้น และการใส่แผ่นบิดที่มีแนวโน้มให้  $\theta$  ลดลง ส่งผลให้แผ่นบิดมีพื้นที่ขวางการเคลื่อนที่ของของไหลมากขึ้น ทำให้เกิดผลต่างความดันของไหลระหว่างทางเข้ากับทางออกมากขึ้นเมื่อเทียบกับการทดลองกรณีอื่นๆ

8.1.1.4 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0^\circ$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 2.93 เท่า ที่  $Re=6000$

8.1.1.5 กรณี  $y/w=3.5$ ,  $\theta=0.9^\circ$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุดที่มี 1.05 เมื่อ  $Re=6000$  พบว่าถึงแม้ว่าการใส่แผ่นบิดเรียบ จะเป็นการช่วยทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้นกว่าท่อเปล่าและมีจุดเด่นที่ค่า f ที่เพิ่มขึ้นมีอัตราการเพิ่มขึ้นต่ำกว่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า เนื่องจากเป็นลดพื้นที่ต้านทานการไหล แต่ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ยสูงสุดเพียง 1.01 ที่เงื่อนไขดังกล่าว

8.1.1.6 ค่า  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากมุมเรียบ  $\theta$  มีค่ามาก จะทำให้พื้นที่ของแผ่นบิดลดลง ดังนั้นขณะที่ของไหลไหลผ่านแผ่นบิดเรียบ จะทำให้เกิดการหมุนควงที่ตื้นอุนหภูมิผิวได้น้อยกว่ากรณี  $\theta$  มีค่าน้อยที่จะทำให้ของไหล สามารถตื้นอุนหภูมิออกจากผนังท่อได้ดีกว่าส่งผลให้ การแลกเปลี่ยนความร้อนดีกว่า

8.1.1.7 ค่า  $f/f_p$  และ  $\theta$  ของแผ่นบิตเรียวยาวของแผ่นบิตเรียวยาวต่างๆ กัน ที่  $Re=6000, 12,000$  และ  $18,000$  พบว่า  $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากมุมเรียวยาว  $\theta$  มีค่ามาก พื้นที่ผิวของแผ่นบิตลดต่ำลง ทำให้การสูญเสียพลังงานในการเคลื่อนที่ผ่านแผ่นบิตลดต่ำลงด้วย

8.1.1.8 ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมีแนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อ  $\theta$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

8.1.1.9 ค่า  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากระยะการบิตที่เพิ่มขึ้น ของไหลถูกเปลี่ยนทิศทางไปให้ไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้ลดลง จึงทำให้ตั้งอุณหภูมิจากพื้นผิวออกมา ผสมกับกระแสการไหลหลักได้ต่ำ จึงส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนได้ลดลง

8.1.1.10 ค่า  $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อระยะการบิตเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาแน่นของการไหลหมุนควงลดต่ำลงทำให้  $f/f_p$  ลดต่ำลง

8.1.1.11 ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมีแนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นอิทธิพลมาจาก  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$  ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $y/w$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $\theta$  ต่อค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

### 8.1.2 กลุ่มแผ่นบิต

ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตซึ่งประกอบด้วย แผ่นบิต (TTi) มีความกว้าง (W) 40 mm มีระยะการบิต 160 mm ( $Y/W=4$ ) แผ่นบิตดั้งเดิม (TT) มีความกว้าง (W) 56 mm มีระยะการบิต 224 mm ( $Y/W=4$ ) กลุ่มแผ่นบิต (M-TTs) ที่ประกอบไปด้วยแผ่นบิต (TTi) ที่มีขนาดความกว้าง (W) 40 mm มีระยะการบิต 160 mm ถูกติดตั้งให้อยู่ในตำแหน่งตรงกลางและมีกลุ่มแผ่นบิตเสริมที่มีขนาดเส้นมีความกว้าง (W) 8 mm ล้อมรอบ ในการทดลองจะศึกษาอิทธิพลของระยะการบิตและจำนวนของแผ่นบิตเสริมที่ล้อมรอบต่อการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแบ่งระยะการบิตได้ทั้งหมด 6 กรณี 20, 40, 80, 120, 160 และ 200 mm ( $y/w = 2.5, 5, 10, 15, 20$  และ 25) และจำนวนแผ่นบิตเสริมที่ถูกใช้ที่ล้อมรอบแผ่นบิต TTi แบ่งออกเป็น 5 กรณี คือ 2, 3, 4, 5 และ 6 แผ่น จากการทดลองพบว่า

8.1.2.1. กรณี  $y=20$  ให้ค่า  $Nu$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ และในการติดตั้งกลุ่มแผ่นบิตทุกกรณี  $N = 2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น นั้น ค่า  $Nu$  จะมากขึ้นกรณี ค่า  $y$  ของกลุ่มแผ่นบิตลดลง เนื่องจากการใส่แผ่นบิตที่มีระยะการบิตมีค่าน้อยทำให้ลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของของไหลเพิ่มมากขึ้น ของความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้นและความโค้งของการไหลเพิ่มขึ้น ความเค้นเฉือนที่ผนังเพิ่มขึ้น กระแสการไหลหมุนควง ในแนวแกนเพิ่มมากขึ้น ของไหลจะม้วนตัวเกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้นทำให้ได้ค่า  $Nu$  มากขึ้น โดยที่  $N=6$  แผ่น และ  $y = 20$  mm จะให้  $Nu$  สูงสุดได้ ที่  $Re=20,000$

8.1.2.2 ทุกกรณีของกลุ่มแผ่นบิตมีค่า  $Nu$  มากกว่า  $Nu$  ท่อเปล่าและ  $Nu/Nu_p$  ของแผ่นบิตทดสอบทุกกรณี ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด และค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งที่กลุ่มแผ่นบิต  $y = 200, N=6$  แผ่น ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 2.09 เท่า ที่  $Re = 6000$

8.1.2.3 ค่า  $f$  มีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้นและมีค่า  $f$  สูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิตในท่อพบว่า ที่  $y=20$  mm ให้ค่า  $f$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ สาเหตุที่ทำให้  $y$  มีค่าต่ำลง และ  $N$  มีค่ามากขึ้น ช่วยเพิ่มค่า  $f$  ให้สูงขึ้น เนื่องจากระยะการบิตที่ต่ำจะทำให้ของไหลไหลผ่านครีบบวนตัว เกิดการไหลแบบหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น เกิดความต้านทานสูงขึ้น ของไหลไหลออกจากท่อได้ยากและมีการสูญเสีย

พลังงานการไหลมากกว่า กรณี  $y$  มีค่า สูง ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดพบว่า ที่  $y=20$ ,  $N=6$  แผ่น ที่  $Re=6000$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 0.198

8.1.2.4 ค่า  $f/f_p$  ของกลุ่มแผ่นบิดที่ถูกทดสอบทุกกรณี ให้ค่าสูงสุดที่ค่า  $Re$  ต่ำที่สุด ค่ามีแนวโน้มลดลงตามค่า  $Re$  ที่เพิ่มขึ้น ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $y=20$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ที่  $y=20$ ,  $N=6$  แผ่น ที่  $Re=6000$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 2.47

8.1.2.5 ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนของกลุ่มแผ่นบิดมีแนวโน้มลดลงกรณี  $Re$  มีค่าเพิ่มมากขึ้น และมีค่าสูงสุดที่  $Re$  ต่ำสุด ในการทดลองกลุ่มแผ่นบิดในท่อพบว่า ที่  $y=20$  ให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด ทุกกรณี  $N=2, 3, 4, 5$  และ 6 แผ่น และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ จากการทดลองพบว่าแผ่นบิดขวางที่  $y=20$ ,  $N=6$  แผ่น,  $Re=6000$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด 1.20 โดยที่การลดค่า  $y$  จะเป็นการช่วยเพิ่มตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมากขึ้นตามอิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

8.1.2.6 ในการติดตั้งกลุ่มแผ่นบิดทุกกรณีของ  $y=20, 40, 80, 120, 160$  และ 200 mm นั้น ค่า  $Nu$  จะมากขึ้นเมื่อ  $N$  ของกลุ่มใบบิดเพิ่มขึ้น เนื่องจากการใส่ใบบิดเสริมที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก (8 mm) ที่อยู่ระหว่างผนังท่อและแผ่นบิดหลักที่มีขนาดใหญ่ (40 mm) ที่อยู่ด้านใน แผ่นบิดเสริม แต่ละแผ่นทำให้เกิดกระแสการไหลแบบหมุนควงในแนวแกนที่พื้นที่ว่าง ระหว่างผนังท่อและแผ่นบิดหลัก เกิดการไหลหมุนวนไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น และแผ่นเสริมช่วยเหนี่ยวนำการไหลแบบหมุนควงของแผ่นบิดหลักให้ไปสัมผัสกับผนังท่อมากขึ้น ทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้น สอดคล้องกับการเพิ่มจำนวนของกลุ่มใบบิดมากขึ้น จะช่วยทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้น

8.1.2.7 กรณี  $N=6$  แผ่น ให้ค่า  $Nu/Nu_p$ ,  $f/f_p$  และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด ทุกกรณี เมื่อ  $y=20, 40, 80, 120, 160$  และ 200 mm และ ทุกช่วง  $Re$  ที่ทดสอบ ลดลงมาเป็นกลุ่มแผ่นบิด  $N=5, 4, 3$  และ 2 แผ่น ตามลำดับ

8.1.2.8 การเปลี่ยนแปลงของ  $N$  มีอิทธิพลต่อ  $Nu$ ,  $f$  และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าอิทธิพลของ  $y$

### 8.1.3 แผ่นบิดขวาง

8.1.3.1 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ที่  $Re=20,000$  พบว่า ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบในช่วงประมาณ 192-207% ในกรณีแผ่นบิดขวางที่  $w/D=0.2$  และ 0.3 เมื่อ  $y/w$  ลดลงจะทำให้  $Nu$  เพิ่มขึ้น เนื่องจากความกว้างของแผ่นบิดและระยะการบิดที่ลดลง เมื่อถูกนำไปวางขวางต้านการไหลของของไหลทำให้ แผ่นบิดไปเหนี่ยวนำการไหลให้เกิดการไหลแบบหมุนควง เกิดความปั่นป่วนของการไหลเพิ่มมากขึ้น  $Nu$  มากขึ้น กรณีแผ่นใบบิดขวางที่  $w/D=0.1$  ความกว้างของแผ่นบิดขวางมีค่าน้อย เมื่อ  $y/w$  เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า  $Nu$  เพิ่มขึ้น เนื่องจากแผ่นบิดที่มีระยะการบิดที่มากเมื่อถูกนำไปวางขวางการไหล พบว่าเกลียวของแผ่นบิดจะวางทำมุมปะทะระหว่างของไหลกับแผ่นบิดขวางมากกว่าแผ่นบิดขวางที่ มีระยะการบิดต่ำกว่าทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากกว่า โดยที่อิทธิพลที่เกิดจากการเหนี่ยวนำให้ของไหลเกิดการไหลแบบหมุนควงลดลงเนื่องจากมีความกว้างของแผ่นใบบิดมีค่าน้อย

8.1.3.2  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่า  $Nu/Nu_p$  สูงสุดได้ 3.07 ที่  $Re=6000$

8.1.3.3 พบว่า ท่อ  $w/D=0.3$ ,  $y/w=\infty$  ให้ค่า  $f$  สูงสุดได้ 0.94 ที่  $Re=6000$ , กรณี  $y/w=\infty$  ซึ่งเป็นแผ่นเรียบถูกวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของไหล ทำให้มีพื้นที่ด้านการไหลของของไหล ที่ไหลเข้าปะทะกับมากกว่า จึงทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากขึ้นในการผลักดันของของไหลให้เคลื่อนที่ผ่านไปมากที่สุด พลังงานสูญเสียจะลดลงเมื่อความกว้างของแผ่นลดลง

8.1.3.4 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=\infty$  ให้ค่า  $f/f_p$  สูงสุดได้ 29.7 ที่  $Re=20,000$

8.1.3.5 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $y/w=2$  ให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุด ประมาณ 1.69 ที่  $Re=6,000$

8.1.3.6 กรณี  $w/D=0.2$  และ  $0.3$   $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าลดลง เนื่องจากแผ่นบิดขวางทำให้เกิดการเปลี่ยนทิศทางการไหล เกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากขึ้น ทำให้ไหลไปสัมผัสกับผนังท่อได้มากขึ้นสามารถดึงอุณหภูมิจากพื้นผิวออกมาผสมกับกระแสการไหลหลักได้มากขึ้น ส่งผลให้ถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้น กรณีที่  $w/D=0.1$   $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น โดยค่า  $Nu$  จะมีค่าสูงสุด ที่  $y/w=4$  แต่จะลดต่ำลงเมื่อ  $y/w=\infty$

8.1.3.7 กรณี  $w/D=0.3$ ,  $0.2$  และ  $0.1$   $f/f_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น โดย  $f/f_p$  มากที่สุด เมื่อเป็นกรณี  $y/w=\infty$  เนื่องจากเป็นแผ่นเรียบวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล จึงทำให้เกิดความดันลดในการไหลผ่านมากที่สุด

8.1.3.8 กรณี  $w/D=0.3$  และ  $0.2$  ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แนวโน้มจะมีค่าลดลงเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น กรณีที่  $w/D=0.1$  ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $y/w$  มีค่าเพิ่มขึ้น แต่จะลดต่ำลงเมื่อ  $y/w=\infty$  ซึ่งเกิดจากอิทธิพลของ  $Nu/Nu_p$  และ  $f/f_p$

8.1.3.9 กรณี  $y/w=2, 3, 4$  และ  $\infty$  พบว่า  $Nu/Nu_p$  แนวโน้มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $w/D$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$  ต่อ ค่า  $Nu/Nu_p$

8.1.3.10 กรณี  $y/w=\infty$  หากเพิ่ม  $w/D$  จาก  $0.1$  ไปเป็น  $0.2$  ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 144.30% หากเพิ่ม  $w/D$  จาก  $0.2$  ไปเป็น  $0.3$  ทำให้  $f/f_p$  เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 104.7% ในการทดลองพบว่าอิทธิพลของ  $w/D$  มีมากกว่าอิทธิพลของ  $y/w$  ต่อ ค่า  $f/f_p$

8.1.3.11 กรณี  $y/w=2, 3$  และ  $4$  เมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น ความกว้างของแผ่นบิดที่มากขึ้นจะช่วยสร้างกระแสไหลหมุนควงให้มากขึ้น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น กรณีที่  $y/w=\infty$  พบว่า เมื่อ  $w/D$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มความกว้างของแผ่นเรียบวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล จึงทำให้เกิดความดันลดในการไหลผ่านมากขึ้น ทำให้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าลดลง

## 8.2 ข้อเสนอนแนะ

ในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบิดในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกลม ซึ่งได้ทำการศึกษาอิทธิพลของแผ่นบิดแบบเรียบ, กลุ่มแผ่นบิด และ แผ่นบิดขวาง โดยการศึกษาและพัฒนาต่อไปควรจะศึกษาถึงตัวแปรอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเชิงความร้อนมากขึ้น เช่น (1) การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบิดกลุ่มแผ่นบิดที่มีทิศทางการบิดของแผ่นบิดเสริมสลับกัน (2) การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้กลุ่มแผ่นบิดเสริมติดตั้งบริเวณผนังท่อเพียงอย่างเดียว เพื่อลดความต้านการไหลของไหล (3) การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แผ่นบิดวางขวางและเอียงกับท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บรรณานุกรม

- Abdolbaqi M.Kh., Azmi W.H., RizalmanMamat, Mohamed N.M.Z.N. and G. Najafi. 2016. “Experimental investigation of turbulent heat transfer by counter and co-swirling flow in a flat tube fitted with twin twisted tapes”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 75: 295-302
- Bas H. and Ozceyhan V. 2012. “Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 41: 51-58
- Bhuiya M.M.K., Azad A.K., Chowdhury M.S.U. and Saha M. 2016. “Heat transfer augmentation in a circular tube with perforated double counter twisted tape inserts”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 74: 18-26
- Bhuiya M.M.K., Chowdhury M.S.U., Saha M. and Islam M.T. 2013. “Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 46: 49-57
- Chang S.W., Yu K.C. and Huang K.C. 2017. “Thermal performances of tubular flows enhanced by twin and four spiky twisted fins on rod”, **Applied Thermal Engineering**, 112: 45-60
- Chen, C., Wang, P., Hou, M., Deng, X., Li, L., Huang, C., Huang, H., Zhang, G., and Huang, W., 2007. Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling. **Applied Thermal Engineering**. 31, 1141e1149.
- Chokphoemphun S., Pimsarn M., Thianpong C. and Promvong P. 2015. “Thermal performance of tubular heat exchanger with multiple twisted-tape inserts”, **Chinese Journal of Chemical Engineering**, 23: 755-762
- Date, A.W., Bharadwaj, P., and Khondge, J.A.D., 2009. Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 52, 1938–1944.
- Durga Prasad P.V. and Gupta A.V.S.S.K.S. 2016. “Experimental investigation on enhancement of heat transfer using  $Al_2O_3$ /water nanofluid in a u-tube with twisted tape inserts”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 75: 154-161

- Eiamsa-ard, S., 2010. Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators. **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 31, 644–651.
- Eiamsa-ard S., Kiatkittipong K. and Jedsadaratanachai W. 2015. “Heat transfer enhancement of  $\text{TiO}_2$ /water nanofluid in a heat exchanger tube equipped with overlapped dual twisted-tapes”, **Engineering Science and Technology, an International Journal**, 18: 336-350
- Eiamsa-ard, S., and Promvongse, P., 2011. 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, 410-423.
- Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., and Eiamsa-ard, P., 2010. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes. **Experimental Thermal and Fluid Science**. 34, 53–62.
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., and Thianpong, C., 2010. Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts. **Applied Thermal Engineering**. 30, 310–318.
- Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K., and Sheeba, K.N., 2009. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with helical twisted tape. **Solar Energy**. 83, 1943–1952.
- Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K., Sheeba, K.N., and Suresh, S., 2009. Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of Left–Right twisted tapes. **Energy Conversion and Management**. 50, 2638–2649.
- Khoshvaght-Aliabadi M. and Eskandari M. 2015. “Influence of twist length variations on thermal–hydraulic specifications of twisted-tape inserts in presence of Cu-water nanofluid”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 61: 230-240
- Kummitha O.R., Reddy Bandi V.R. and Pandey K.M. 2015. “3D Numerical analysis for thermal- hydraulic characteristics of water flow inside a circular tube with twisted tape with helical protrusions”, **Procedia Engineering**, 127: 1134-1141
- Li P., Liu Z., Liu W. and Chen G. 2015. “Numerical study on heat transfer enhancement characteristics of tube inserted with centrally hollow narrow twisted tapes”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 88: 481-491
- Lin Z.M., Wang L.B., Dang W. and Zhang Y.H. 2017. “Numerical study of the laminar flow and heat transfer characteristics in a tube inserting a twisted tape having parallelogram winglet vortex generators”, **Applied Thermal Engineering**, 115: 644-658

- Man C., Yao J. and Wang C. 2016. “The experimental study on the heat transfer and friction factor characteristics in tube with a new kind of twisted tape insert”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 75: 124-129
- Murugesan, P. K., Mayilsamy, K., and Suresh, S., 2010. Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square-cut Twisted Tape. **Chinese Journal of Chemical Engineering**. 18(4), 609-617
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., and Srinivasan, P.S.S., 2011. Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert. **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 38, 329–334.
- Mwesigye A., Bello-Ochende T. and Meyer J.P. 2016. “Heat transfer and entropy generation in a parabolic trough receiver with wall-detached twisted tape inserts”, **International Journal of Thermal Sciences**, 99: 238-257
- Nanan K., Thianpong C., Promvong P. and Eiamsa-ard S. 2014. “Investigation of heat transfer enhancement by perforated helical twisted-tapes”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 52: 106-112
- Ozceyhan, V., and Bas, H., 2012. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall. **Experimental Thermal and Fluid Science**.
- Promvong P. 2015. “Thermal performance in square-duct heat exchanger with quadruple V-finned twisted tapes”, **Applied Thermal Engineering**, 91: 298-307
- Saha, S.K., 2010. Thermohydraulics of turbulent flow through rectangular and square ducts with axial corrugation roughness and twisted-tapes with and without oblique teeth. **Experimental Thermal and Fluid Science**. 34, 744–752.
- Salam B., Biswas S., Saha S. and Bhuiya M.M.K. 2013. “Heat transfer enhancement in a tube using rectangular-cut twisted tape insert”, **Procedia Engineering**, 56: 96-103
- Saysroy A. and Eiamsa-ard S. 2017. “Periodically fully-developed heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape inserts”, **Applied Thermal Engineering**, 112: 895-910
- Singh v., Chamoli S., Kumar M. and Kumar A. 2016. “Heat transfer and fluid flow characteristics of heat exchanger tube with multiple twisted tapes and solid rings inserts”, **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, 102: 156-168
- Singh S, A.R., Kumar A. and Maithani R. 2017. “Effect of square wings in multiple square perforated twisted tapes on fluid flow and heat transfer of heat exchanger tube”, **Case Studies in Thermal Engineering**, 10: 28-43

- Singh S, A.R., Kumar A. and Maithani R. 2017. “Heat transfer enhancement of heat exchanger tube with multiple square perforated twisted tape inserts”, **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, 116: 76-96
- Tamna S., Kaewkohkiat Y., Skullong S. and Promvong P. 2016. “Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes”, **Case Studies in Thermal Engineering**, 7: 14-24
- Thianpong, C., Eiamsaard, P., and Eiamsa-ard, S., 2012. Heat transfer and thermal performance characteristics of heat exchanger tube fitted with perforated twisted-tapes. **Heat Mass Transfer**. 48, 881–892.
- Thianpong C., Eiamsa-ard P., Promvong P. and Eiamsa-ard S. 2012. “Effect of perforated twisted-tapes with parallel wings on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube”, **Energy Procedia**, 14: 1117-1123
- Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Wongcharee, K., and Eiamsa-ard, S., 2009. Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator. **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 36, 698–704.
- Wongcharee, K., and Eiamsa-ard, S., 2011. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 38, 348–352.
- Yadav R.J., Kore S., Raibhole V.N. and Joshi P.S. 2015. “Development of correlations for friction factor and heat transfer coefficient for square and hex duct with twisted tape insert in laminar flow”, **Procedia Engineering**, 127: 250-257
- Zheng L., Xie Y. and Zhang D. 2017. “Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in circular tubes with dimpled twisted tapes using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 111: 962-981

## ภาคผนวก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

| $T$<br>(K) | $\rho$<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | $c_p$<br>(kJ/kg.K) | $\mu \times 10^7$<br>(N.s/m <sup>3</sup> ) | $\nu$<br>(m <sup>2</sup> /s) | $k \times 10^6$<br>(W/m.K) | $\alpha \times 10^6$<br>(m <sup>2</sup> /s) | $Pr$  |
|------------|--------------------------------|--------------------|--|------------------------------|----------------------------|---|-------|
| อากาศ      |                                |                    |  |                              |                            |   |       |
| 100        | 3.25562                        | 1.032              | 71.1                                       | 2.0                          | 9.34                       | 2.54  | 0.786 |
| 150        | 2.3364                         | 1.012              | 103.4                                      | 4.426                        | 13.8                       | 5.84  | 0.758 |
| 200        | 1.7458                         | 1.007              | 132.5                                      | 7.59                         | 18.1                       | 10.3  | 0.737 |
| 250        | 1.3947                         | 1.006              | 159.6                                      | 11.44                        | 22.3                       | 22.5  | 0.707 |
| 300        | 1.1614                         | 1.007              | 184.6                                      | 15.89                        | 26.3                       | 22.5  | 0.707 |
| 350        | 0.990                          | 1.009              | 208.2                                      | 20.92                        | 30.0                       | 29.9  | 0.700 |
| 400        | 0.8711                         | 1.014              | 230.1                                      | 26.41                        | 33.8                       | 38.3  | 0.690 |
| 450        | 0.7740                         | 1.021              | 250.7                                      | 32.39                        | 37.3                       | 47.2  | 0.686 |
| 500        | 0.6964                         | 1.030              | 270.1                                      | 38.79                        | 40.7                       | 56.7  | 0.684 |
| 550        | 0.6329                         | 1.040              | 288.4                                      | 45.57                        | 43.9                       | 66.7  | 0.683 |
| 600        | 0.5804                         | 1.051              | 305.8                                      | 52.69                        | 46.9                       | 76.9  | 0.685 |
| 650        | 0.5356                         | 1.063              | 322.5                                      | 60.21                        | 49.7                       | 87.3  | 0.690 |
| 700        | 0.4975                         | 1.075              | 338.8                                      | 68.10                        | 52.4                       | 98.0  | 0.695 |
| 750        | 0.4643                         | 1.087              | 354.6                                      | 76.37                        | 54.9                       | 109   | 0.702 |
| 800        | 0.4354                         | 1.099              | 369.8                                      | 84.93                        | 57.3                       | 120   | 0.709 |
| 850        | 0.4097                         | 1.110              | 384.3                                      | 93.80                        | 59.6                       | 131   | 0.716 |
| 900        | 0.3868                         | 1.121              | 398.1                                      | 102.9                        | 62.0                       | 143   | 0.720 |
| 950        | 0.3666                         | 1.131              | 411.3                                      | 112.2                        | 64.3                       | 155   | 0.723 |
| 1000       | 0.3482                         | 1.141              | 424.4                                      | 121.9                        | 67.7                       | 168   | 0.726 |
| 1100       | 0.3166                         | 1.159              | 449.0                                      | 141.8                        | 71.5                       | 195   | 0.728 |
| 1200       | 0.2902                         | 1.175              | 473.0                                      | 162.9                        | 76.3                       | 224   | 0.728 |
| 1300       | 0.2679                         | 1.189              | 496.0                                      | 185.1                        | 82                         | 238   | 0.719 |
| 1400       | 0.2488                         | 1.207              | 530  | 213                          | 91                         | 303   | 0.703 |
| 1500       | 0.2322                         | 1.230              | 557  | 240                          | 100                        | 350   | 0.685 |
| 1600       | 0.2177                         | 1.248              | 584  | 268                          | 106                        | 390   | 0.688 |
| 1700       | 0.2049                         | 1.267              | 611  | 298                          | 113                        | 435   | 0.685 |
| 1800       | 0.1935                         | 1.286              | 637  | 329                          | 120                        | 482   | 0.683 |
| 1900       | 0.1833                         | 1.307              | 663  | 362                          | 128                        | 534   | 0.677 |
| 2000       | 0.1741                         | 1.337              | 689  | 296                          | 137                        | 589   | 0.672 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข.

ประวัติผู้เขียน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล นายนิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์  
 วัน เดือน ปีเกิด 1 ตุลาคม 2517  
 ที่อยู่ 96/154 หมู่บ้านฟลอราวิลล์ หมู่ที่ 2 ถนนสุวินทวงศ์ แขวงลำผักชี  
 เขตหนองจอก กรุงเทพฯ 10530 โทรศัพท์ 081-641-3269  
 ประวัติการศึกษา 2541 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร  
 2543 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

### หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.ตรี)

ชื่อเรื่องไทย : การศึกษาการถ่ายเทความร้อนไหลผ่านท่อกลม

### หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.โท)

ชื่อเรื่องไทย : การศึกษาเชิงการทดลองเตาเผาแบบวอร์เทค

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

### หัวข้อวิทยานิพนธ์ (ป.เอก)

ชื่อเรื่องไทย : การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นบิดวางแนวขวางและ  
 แนวยาว

ชื่ออังกฤษ : Heat transfer enhancement in a heat exchanger tube with transverse and  
 longitudinal twisted tapes

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : รศ.ดร.ชินรัชช์ เจริญพงษ์

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม : รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด

## ผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่

### 1. การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาเอก

#### 1.1 การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

1. นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์ และ จารุวัตร เจริญสุข 2553 “ศึกษาถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีโคโนไมเซอร์” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรม เครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 24, 20 - 22 ตุลาคม 2553, โรงแรม สุณีย์ แกรนด์ โฮเทล แอนด์ คอนเวนชั่น เซ็นเตอร์, อุบลราชธานี ประเทศไทย.

### 2.การเผยแพร่ผลงานวิจัยระหว่างศึกษาปริญญาโท

#### 2.1 การตีพิมพ์งานวิจัย

- 1 ฐานิตย์ เมธียนนท์ และ นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์. 2546. “เตาเผาไหม้วอร์เทค-ฟลูอิดซ์เบด: “การศึกษาเชิงการทดลองพฤติกรรมการไหลของอากาศ-แก๊ส” วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์วิศวกรรมฉบับวิจัยและพัฒนา, ปีที่ 14 ฉบับที่ 4 พ.ศ. 2546
- 2 ฐานิตย์ เมธียนนท์ และ นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์. 2547. “เตาเผาไหม้วอร์เทค-ฟลูอิดซ์เบดแบบสองห้องเผาไหม้สำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส” Songklanakarin Journal of Science and Technology, ปีที่ 26 ฉบับที่ 6 พ.ย-ธ.ค. พ.ศ. 2547

#### 2.2 การเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุม

- 1 พงษ์เจต พรหมวงศ์, สมศักดิ์ โพธิ์ถวิลเกียรติ, ชินรัชย์ เขียรพงษ์ และ นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์. 2544. “อิทธิพลของขนาดของแก๊สต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ในเตาเผาแบบวอร์เทค” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรม เครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 15 พฤศจิกายน 2544 ประเทศไทย.
- 2 พงษ์เจต พรหมวงศ์, วิศิษฐ์ ลีลาผาดิกุล, ชินรัชย์ เขียรพงษ์ และ นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์. 2544. “เตาเผา วอร์เทคหลายชั้นสำหรับเผาแก๊ส” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 พฤศจิกายน 2544 ประเทศไทย.
- 3 พงษ์เจต พรหมวงศ์, ศุภชัย เลื่อนลอย, ชินรัชย์ เขียรพงษ์ และ นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์. 2544. “การตรวจสอบเชิงการทดลองของคุณลักษณะการเผาไหม้แก๊สที่มีความชื้น” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 พฤศจิกายน 2544 ประเทศไทย.
- 4 ฐานิตย์ เมธียนนท์, นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์, อติศักดิ์ นาถกรณกุล และ สมชาติ โสภณรณฤทธิ์, 2546, "การพัฒนาเตาเผาไหม้วอร์เทค-ฟลูอิดซ์เบดสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส", การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม, จ.ปราจีนบุรี ประเทศไทย.

- 5 ฐานิตย์ เมธิยานนท์, นิวัตติ พิริยะรุ่งโรจน์, อติศักดิ์ นาถกรณกุล และ สมชาติ โสภณรณฤทธิ์, 2546, "การศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศ-แก๊สภายในเตาเผาไหม้จำลองที่มีลักษณะการไหลแบบไซโคลนร่วมกับการไหลแบบฟลูอิดไดซ์เบด", การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 4, 13-14 มีนาคม, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, กรุงเทพฯ, ประเทศไทย.
- 6 ฐานิตย์ เมธิยานนท์, นิวัตติ พิริยะรุ่งโรจน์, พีระวัตร ทองนอก และ สมชาติ โสภณรณฤทธิ์. 2547. "เตาเผาไหม้วอร์เทค-ฟลูอิดไดซ์เบด: Part I ผลกระทบของอากาศส่วนที่หนึ่งต่อสมรรถนะเตา" การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18, 18 – 20 ตุลาคม 2547, จ.ขอนแก่น ประเทศไทย.
- 7 ฐานิตย์ เมธิยานนท์, นิวัตติ พิริยะรุ่งโรจน์, พีระวัตร ทองนอก และ สมชาติ โสภณรณฤทธิ์. 2547. "เตาเผาไหม้วอร์เทค-ฟลูอิดไดซ์เบด: Part II ผลกระทบของอากาศส่วนที่สองต่อสมรรถนะเตา" การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18, 18 – 20 ตุลาคม 2547, จ.ขอนแก่น ประเทศไทย.

### 3. ทุนวิจัยที่เคยได้รับ

| ปี พ.ศ. | ชื่อทุนวิจัย  | สถาบัน/หน่วยงานที่ให้  |
|---------|---|--|
| 2547    | หัวหน้าโครงการวิจัยเรื่องเตาเผาไหม้วอร์เทค-ฟลูอิดไดซ์เบดโดยใช้เชื้อเพลิงแกลบในระดับห้องปฏิบัติการ A Laboratory Scale of Rice Husk Vortex-Fluidized Bed Combustor (VFBC) | โดยได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย ฝ่ายอุตสาหกรรม ปีงบประมาณ 2547 |
| 2552    | หัวหน้าโครงการวิจัยการออกแบบและสร้างอีโคโนไมเซอร์ขนาดเล็กที่มีประสิทธิภาพสูงสำหรับหม้อต้มไอน้ำ Design and Construction of High Efficiency Micro-economizer for Boiler   | โดยได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยIPUS3 ปีงบประมาณ 2552           |

### 4. ประสบการณ์การทำงาน

#### 2542 – ปัจจุบัน

อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร  
 140 ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล เชื่อมสัมพันธ์ กระจุกทราย หนองจอก  
 10530 โทรศัพท์ 02-988-3666 ต่อ 3106 โทรสาร 02-988-3666  
 ต่อ 3106 E-mail : [jamesmutniwat@hotmail.com](mailto:jamesmutniwat@hotmail.com)  
 สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ

Boiler, Thermal Oil Boiler, Heat Exchanger, Piping

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1. Piriyaungrod, N., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Pimsarn, M., Nanan, K. 2015 “Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts” **Chemical Engineering and Processing** 96 : 62-71
2. Nanan, K., Piriyaungrod, N., Thianpong, C., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S. 2016 “Numerical and experimental investigations of heat transfer enhancement in circular tube with tranverse twisted-baffles” **Heat and Mass Transfer** 52 : 2177-2192



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Contents lists available at ScienceDirect

## Chemical Engineering and Processing: Process Intensification

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/cep](http://www.elsevier.com/locate/cep)



### Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts



N. Piriyarungrod<sup>a</sup>, S. Eiamsa-ard<sup>b,\*</sup>, C. Thianpong<sup>a</sup>, M. Pimsarn<sup>a</sup>, K. Nanan<sup>c</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand

<sup>b</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand

<sup>c</sup> Faculty of Industrial Technology, Phetchaburi Rajabhat University Phetchaburi 76000, Thailand

#### ARTICLE INFO

##### Article history:

Received 7 May 2015

Received in revised form 5 August 2015

Accepted 10 August 2015

Available online 11 August 2015

##### Keywords:

Heat transfer enhancement

Heat exchanger

Swirl flow

Tapered twisted tape

#### ABSTRACT

The effects of inserted tapered twisted tapes, their taper angle and twist ratio on heat transfer rate, pressure drop and thermal performance factor characteristics have been reported. The experiments were carried out by using the tapered twisted tapes with 4 different taper angles which  $\theta = 0.0^\circ$  (typical twisted tape),  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ . At each taper angle, the tapered twisted tapes were twisted at three different twist ratios ( $y/W$ ) of 3.5, 4.0 and 4.5. All tapes were tested under turbulent flow regime for Reynolds numbers between 6000 and 20,000. A twist ratio is defined as the ratio of twist length ( $y$ ) to twisted tape width at the large end ( $W$ ). The plain tube was also tested for comparison. Heat transfer enhancement and friction loss increased with decreasing taper angle and twist ratio. Thermal performance factor tended to increase with increasing taper angle and decreasing tape twist ratio. For the present range, the tube with the tape with taper angle ( $\theta$ ) of  $0.9^\circ$  and twist ratio ( $y/W$ ) of 3.5 yielded the maximum thermal performance factor of 1.05 at Reynolds number ( $Re$ ) of 6000.

© 2015 Elsevier B.V. All rights reserved.

#### 1. Introduction

Swirl generators have been extensively applied for convective heat transfer enhancement in several engineering and industrial applications such as: solar air/water heater, shell and tube heat exchanger, air conditioning, refrigeration, gas cooled nuclear reactor, chemical reactor, chemical and petrochemical industries, etc [1–3]. A twisted tape insert is one of the promising swirl generators for enhancing heat transfer for both laminar and turbulent flows. Heat transfer enhancement by twisted tape insert is attributed to its promoting the transverse mixing and producing swirl flow or vortex inside a heat exchanger leading to an efficient disruption of thermal boundary layer and breaking down the viscous sub-layer. In addition, a twisted tape is easily installed in an existing plain tube heat exchanger and cost-competitive.

Twisted tapes with various geometries were proposed and utilized in research works. Salman et al. [4] reported the effect of the quadrant-cut twisted tapes at different cut depths ( $w = 0.5, 1.0,$  and  $1.5$  cm) on the heat transfer enhancement characteristics in a circular tube. Their results indicated that heat transfer coefficient significantly increased with decreasing cut depth. Salman et al. [5] also studied the behaviors of heat transfer and friction factor in a

tube equipped with twisted tape inserts with different alternative angles ( $\theta = 30^\circ, 60^\circ$  and  $90^\circ$ ). For their studied range, heat transfer coefficient increased with increasing alternative angle. Murugesan et al. [6,7] examined the effect of square-cut and V-cut twisted tape inserts on the heat transfer enhancement, pressure drop and thermal performance characteristics. Zhang et al. [8] compared heat transfer in a converging-diverging tubes fitted with and without regularly-spaced twisted tape. Their results revealed that the tube with regularly-spaced tapes yielded considerably higher heat transfer coefficient than the one without twisted tape. Patil and Babu [9] employed twisted tapes with different twist ratios in a square duct and found that heat transfer and pressure loss were insignificantly affected by changing tape twist ratio. Vazifeshenas and Delavar [10] invented center-cleared twisted tapes for heat transfer enhancement. They found that the tube with center-cleared twisted tapes yielded considerably higher heat transfer coefficient than the plain tube alone. Liu and Bai [11] reported the formation and development of helical vortices by short twisted tapes and mentioned that vortex intensity increased with increasing swirl intensity.

In some research studies, tape inserts were in form of helical screw tape inserts. Most inserts in this form gave high heat transfer coefficients and thermal performance factors [12,13]. Sivashanmugam and Suresh [12] employed typical helical screw tapes with different at twist lengths ( $y = 1.95, 2.93, 3.91$  and  $4.89$ ) for heat transfer enhancement in a circular tube. Their results found that heat transfer coefficient increased with decreasing twist length.

Abbreviation: T-TT, tapered twisted tape; TT, typical twisted tape.

\* Corresponding author. Fax: +66 2 9883666.

E-mail address: [smith@mut.ac.th](mailto:smith@mut.ac.th) (S. Eiamsa-ard).

<http://dx.doi.org/10.1016/j.cep.2015.08.002>

0255-2701/© 2015 Elsevier B.V. All rights reserved.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### Nomenclature

|               |  |
|---------------|--|
| $A$           | heat transfer surface area, $m^2$                  |
| $C_p$         | specific heat of fluid, $J kg^{-1} K^{-1}$         |
| $D$           | diameter of the test tube, $m$                     |
| $f$           | friction factor = $\Delta P / ((L/D)(\rho U^2/2))$ |
| $h$           | heat transfer coefficient, $W m^{-2} K^{-1}$       |
| $I$           | current, $A$                                       |
| $k$           | thermal conductivity of fluid, $W m^{-1} K^{-1}$   |
| $L$           | length of the test section, $m$                    |
| $\dot{m}$     | mass flow rate, $kg s^{-1}$                        |
| $Nu$          | Nusselt number = $hD/k$                            |
| $P$           | pressure of flow in stationary tube, $Pa$          |
| $\Delta P$    | pressure drop, $Pa$                                |
| $Pr$          | Prandtl number = $\mu c_p/k$                       |
| $Q$           | heat transfer rate, $W$                            |
| $Re$          | Reynolds number = $\rho U D / \mu$                 |
| $t$           | thickness of the test tube, $m$                    |
| $T$           | temperature, $K$                                   |
| $\bar{T}$     | mean temperature, $K$                              |
| $U$           | mean axial flow velocity, $ms^{-1}$                |
| $V$           | voltage, $V$                                       |
| $w$           | twisted tape width at the small end of tape, $m$   |
| $W$           | twisted tape width at the large end of tape, $m$   |
| $y$           | twist length, $m$                                  |
| Greek symbols |  |
| $\rho$        | fluid density, $kg m^{-3}$                         |
| $\mu$         | fluid dynamic viscosity, $kg s^{-1} m^{-1}$        |
| $\theta$      | taper angle, degree                                |
| $\eta$        | thermal performance factor                         |
| Subscripts    |  |
| b             | bulk   |
| conv          | convection   |
| i             | inlet  |
| o             | outlet/outer                                       |
| p             | plain  |
| t             | twisted tape                                       |
| w             | wall   |

Jaisankar et al. [13] invented helical twisted tape in left-right arrangement. The tape induced bidirectional swirl flow, giving better heat transfer than the typical helical twisted tape which induced unidirectional swirl flow.

The comparative studies of heat transfer enhancement by modified twisted tapes and typical twisted tape were also reported. Rahimi et al. [14] compared heat transfer augmentation by modified twisted tapes (perforated, notched and jagged twisted tapes) with that by the typical one. Their results found that jagged twisted tape gave better heat transfer while perforated and notched twisted tapes gave poorer heat transfer than the typical one. Wongcharee and Eiamsa-ard [15] studied the effect of tape shape (triangle, rectangle and trapezoid twisted tapes) on the heat transfer enhancement and found that coefficient characteristics. Under similar conditions, the trapezoid tape gave the highest heat transfer coefficient. Eiamsa-ard et al. [16] modified the twisted tape by twisting a straight tape to form a twisted tape then bending the twisted tape into a helical shape to form "helically twisted tape". The helically twisted tape was subjected to a comparative test with a typical helical tape. The experimental results showed that the helically twisted tape gave lower heat transfer coefficient but higher thermal performance than the typical one. Recently,

Eiamsa-ard et al. [17] further modified helically twisted tape by varying tape number (single, dual and triple-helical twisted tapes). The experimental results showed that the dual and triple-helical tapes yielded higher heat transfer coefficient than the single one. Bas and Ozceyhan [18] reported the heat transfer and pressure drop in a tube equipped with twisted tape inserts at different clearance ratios and twist ratios, by using Taguchi method. Their results indicated that heat transfer coefficient increased with the decreases of twist ratio and clearance ratio. Beigzadeh et al. [19] applied the hybrid model, including back propagation network and genetic algorithm, to predict the thermal and flow characteristics in a channel equipped with multiple twisted tapes while the multi-objective optimization with genetic algorithm was applied for the optimization.

For better heat transfer enhancement, twisted tapes were applied together with other heat transfer enhancement techniques [20–23]. Bhattacharyya and Saha [20] equipped centre-cleared twisted-tapes with a circular duct and found that the combined devices yielded significantly higher heat transfer enhancement than the circular duct alone. Similarly, Promvong et al. [21] reported that the use of helical-ribbed tube equipped with twin twisted tapes resulted in noticeably higher heat transfer coefficient than the use of the ribbed tube alone. Again, Promvong et al. [22] examined the heat transfer characteristics of a square duct equipped with combined winglet vortex generators and twisted tapes. Their results showed that the duct with combined winglet vortex generators and twisted tapes gave higher heat transfer coefficient and thermal performance than the one with only twisted tapes. Khoshvaght-Aliabadi and Eskandari [23] combined the effects of conductive and convective heat transfer enhancement by using Cu-water nanofluids as the working fluids in the tube equipped with twist tapes. Their experiments were carried out using the non-uniform twist tapes with different twist lengths (low-high, high-low, low-high-low, and high-low-high). They reported that the simultaneous use of the nanofluid and twisted tapes resulted in superior heat transfer than the individual use of a single technique. Among the studied tapes, the one with low to high twist lengths gave the maximum heat transfer coefficient. In the similar way, Chougule and Sahu [24] studied the heat transfer coefficient of tube equipped with helical twisted tape using  $Al_2O_3$ /water and CNT/water nanofluids at different particle volume fractions as the testing fluids. Their results showed that the use of the helical tape together with the nanofluids resulted in better heat transfer than the use of the tape or the nanofluids alone.

Based on the above literature review, the heat transfer enhancement by twisted tapes is strongly dependent on tape geometry. In common, a thermal performance factor as an overall heat transfer enhancement is dependent on both heat transfer coefficient and friction loss. The good heat transfer enhancement device should give a reasonable trade-off between the increased heat transfer coefficient and friction loss. The present investigation focuses on the developments of the twisted tape geometry with aims to reduce a pressure drop and increase a thermal performance factor. The tapered tapes proposed in the present work are expected to cause lower friction loss than a typical twisted tape, attributed to their smaller cross-section areas in axial direction. The effects of taper angles ( $\theta = 0.0^\circ$  (typical twisted tape),  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ ) and twist ratios ( $y/W = 3.5$ ,  $4.0$  and  $4.5$ ), on the thermal enhancement factor are studied. The experiments are carried out in a turbulent regime for Reynolds numbers between 6000 and 20,000, under a uniformly heated wall condition. The experimental results of the heat transfer rate ( $Nu$ ), pressure drop ( $f$ ) and thermal performance obtained by using tapered twisted tapes were compared with those by the use of typical twisted tape inserts.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2. Experimental facility

### 2.1. Tapered twisted tapes

The details of the tapered and typical (or classic) twisted tapes applied in the present work are demonstrated in Fig. 1. All tapered twisted tapes (T-TTs) were made of aluminum strip with tape thickness ( $t$ ) of 1.0 mm. The typical twisted tapes possessed a constant tape width ( $W$ ) of 20 mm. On the other hand, tape width of tapered twisted tapes (T-TT) gradually reduced along the flow passage. To form tapered twisted tapes (T-TT) the edges of tapes were trimmed prior to a twisting process. The edges of tapes were trimmed with different trimmed widths, related to the taper angles as shown in the figure. The studied tapered twisted tapes possessed four various taper angles ( $\theta = 0.0^\circ$  (typical twisted tape),  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ ) and three different twist ratios,  $y/W = 3.5$ , 4.0 and 4.5, respectively.

### 2.2. Test procedure

Experiments were performed in an open-loop experimental facility (as schematic diagram shown in Fig. 2). The system consisted of a circular copper tube, a high-pressure blower, an electrical power supply unit and measurement instruments and recorders. The copper tube had 64 mm inner diameter ( $D$ ) and 67 mm outer diameter ( $D_o$ ), 1.5 mm thickness ( $t$ ), and 3900 mm length ( $L$ ) which was divided into three parts: a calm section (2000 mm), a test section or heating section (1500 mm) and an exit (400 mm). The test section was heated by continually winding flexible electrical wire connected to the electrical power supply unit. The power supply unit was controlled via a variac transformer to obtain a constant heat flux condition by keeping the output current below 3 amps. The outer surface of the test tube was well

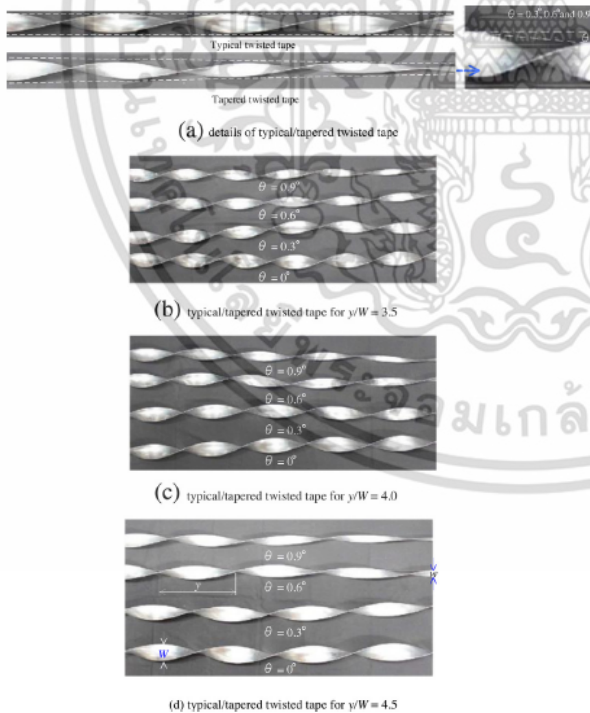


Fig. 1. Photograph and geometry details of typical twisted tape ( $\theta = 0^\circ$ ) and tapered twisted tape ( $\theta = 0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ ) at different twist ratios ( $y/W = 3.5$ , 4.0 and 4.5).

insulated to minimize convection and radiation heat losses to surroundings. In addition, necessary precautions were taken to prevent leakages from the system. Wood bars with low thermal conductivity, were fitted around the copper tube to function as thermal barriers at the inlet and exit of the test section. The detailed description of experimental set up was previously performed by Ref. [25].

The uncertainty of the Nusselt number and friction factor data can be expressed as follows [26,27].

#### 2.2.1. Nusselt number

$$\frac{\Delta Nu}{Nu} = \frac{1}{Nu} \left[ \left\{ \frac{\partial}{\partial h} (Nu) \Delta h \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial}{\partial D} (Nu) \Delta D \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial}{\partial k} (Nu) \Delta k \right\}^2 \right]^{0.5} = \left\{ \left( \frac{\Delta h}{h} \right)^2 + \left( \frac{\Delta D}{D} \right)^2 \right\}^{0.5} \quad (1)$$

where  $h = \frac{q''}{T_w - T_b}$

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{1}{h} \left[ \left\{ \frac{\partial h}{\partial q''} \Delta q'' \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial h}{\partial T_w} \Delta T_w \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial h}{\partial T_b} \Delta T_b \right\}^2 \right]^{0.5} = \left[ \left\{ \frac{\Delta q''}{q''} \right\}^2 + \left\{ \frac{\Delta T_w}{T_w - T_b} \right\}^2 + \left\{ \frac{\Delta T_b}{T_w - T_b} \right\}^2 \right]^{0.5} \quad (2)$$

where  $q'' = \frac{0.5}{\pi D L} \left[ \left( \frac{V^2}{K} \right) + \dot{m} C_p (T_{bo} - T_{bi}) \right]$

#### 2.2.2. Friction factor

$$\frac{\Delta f}{f} = \frac{1}{f} \left[ \left\{ \frac{\partial f}{\partial (\Delta P)} \Delta (\Delta P) \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial f}{\partial L} \Delta L \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial f}{\partial D} \Delta D \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial f}{\partial (Re)} \Delta Re \right\}^2 \right]^{0.5} = \left[ \left\{ \frac{\Delta (\Delta P)}{\Delta P} \right\}^2 + \left\{ \frac{\Delta L}{L} \right\}^2 + \left\{ \frac{3 \Delta D}{D} \right\}^2 + \left\{ \frac{2 \Delta Re}{Re} \right\}^2 \right]^{0.5} \quad (3)$$

where  $\frac{\Delta (\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\Delta h}{h}$  and  $\frac{\Delta Re}{Re} = \left[ \left( \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta D}{D} \right)^2 \right]^{0.5}$

The uncertainties of non-dimensional parameters were within  $\pm 6\%$ ,  $\pm 9\%$  and  $\pm 8\%$  for Reynolds number, Nusselt number and friction factor, respectively. The uncertainties of axial velocity, pressure and temperature measurements were within  $\pm 7\%$ ,  $\pm 5\%$  and  $\pm 0.5\%$ , respectively. The experimental results were reproducible within these uncertainty ranges.

## 3. Data reduction

In the present experiments, the inner surface of the test tube was maintained under uniform wall heat flux condition. The inlet fluid temperature ( $T_i$ ) of the test tube was kept constant at  $26^\circ\text{C}$ . During the test, air in the test tube received heat ( $Q_{\text{air}}$ ) from the electrical heat wire mainly via the convective heat transfer mechanism. Thereby, the  $Q_{\text{air}}$  is assumed to be equal to the convective heat transfer within the tube wall which can be expressed as:

$$Q_{\text{air}} = Q_{\text{conv}} \quad (4)$$

The heat gained by air in term of enthalpy change can be written as:

$$Q_{\text{air}} = \dot{m} C_{p,\text{air}} (T_o - T_i) \quad (5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

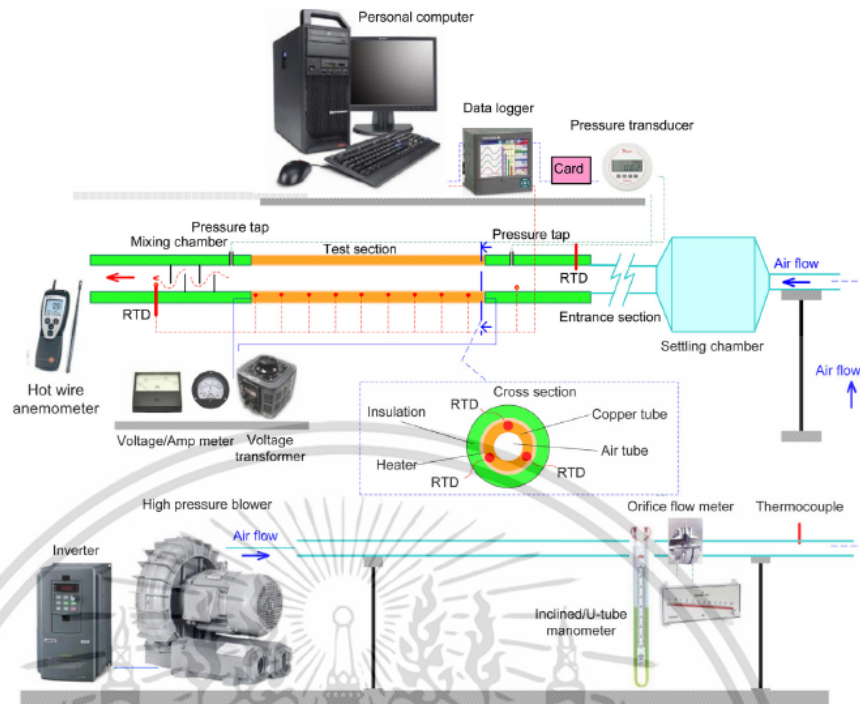


Fig. 2. Experimental apparatus.

During the test, the heat equilibrium test performed that the heat received by the air ( $Q_{air}$ ), was within 5% lower than the heat supplied by electrical heating ( $Q_{VI} = IV$ ), this is due to the heat loss from the test section

$$\frac{((Q_{VI} - Q_{air}) \times 100\%)}{Q_{VI}} < 5\% \quad (6)$$

test section. The average value of heat absorbed by the fluid is taken for internal convective heat transfer coefficient calculation as:

$$Q_{conv} = hA(\bar{T}_w - T_b) \quad (7)$$

where  $A$  is the internal surface of the tube wall ( $T_w$ ) and  $T_b$  is the mean bulk flow temperature ( $T_b = (T_o + T_i)/2$ ).

The mean inner wall surface temperature ( $\bar{T}_w$ ) of the test tube is calculated from surface temperatures of 15 stations located between the inlet and the exit of the test tube, using the following equation:

$$\bar{T}_w = \frac{\sum T_w}{15} \quad (8)$$

where  $T_w$  is the local wall temperature, evaluated at the inner wall surface of the test tube.

The mean heat transfer coefficient can be determined by:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m} c_{p,air}(T_o - T_i) = hA(\bar{T}_w - T_b)$$

The mean tube-side convection heat transfer coefficient ( $h$ ) can be determined using the following equation:

$$h = (\dot{m} c_{p,air}(T_o - T_i))/A(\bar{T}_w - T_b) \quad (9)$$

It should be noted that, the thickness of tubes (0.5 mm) is negligible, conduction resistance is small in comparison with the convective resistance. The mean Nusselt number based on the

diameter of the inner tube can be evaluated as:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (10)$$

The pressure loss ( $\Delta P$ ) of the turbulent flow in the test section can be directly measured. The friction factor in term of pressure loss across the test section length ( $L$ ) calculated from a difference in the level of a manometer liquid is acquired under an isothermal flow condition. Substituting the pressure loss value into the following equation yields the Darcy friction factor ( $f$ ) as:

$$f = \frac{\Delta P}{((L/D)(\rho U^2/2))} \quad (11)$$

The Nusselt number enhancement index is defined as the ratio of Nusselt number of the system with a heat transfer enhancement device (here is the tube equipped with tapered twisted tape: T-TT) that without a heat transfer enhancement device (here is a plain tube,  $p$ ).

$$N = \frac{Nu}{Nu_p} \quad (12)$$

Similarly, the friction factor enhancement index is defined as:

$$F = \frac{f}{f_p} \quad (13)$$

The mechanical energy consumption factor in term of a thermal performance factor is defined as the ratio of convective heat transfer coefficient of the system with a heat transfer enhancement device to that without a heat transfer enhancement device. The ratio is based on the operation at an identical pumping power. Based on the definition mentioned above, the thermal performance factor can be expressed in terms of Nusselt number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

enhancement index and friction factor enhancement index as [14,29,30].

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_p)}{(f/f_p)^{1/3}} \quad (14)$$

The flow regime is indicated by Reynolds number value.

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (15)$$

In the present study, the studied Reynolds numbers are between 6000 and 20,000. Air is used as the testing fluid which is assumed to be incompressible. The thermos-physical properties of testing fluid (air) are assumed to be temperature independent. The specific heat at constant pressure ( $C_p$ ), thermal conductivity ( $k$ ), density ( $\rho$ ) and dynamic viscosity ( $\mu$ ) of air are based on the bulk flow temperature which is the mean value of the inlet and outlet temperatures ( $T_b = (T_o + T_i)/2$ ).

#### 4. Confirmation of the plain tube

In order to ensure the accuracy and reliability of the experimental setup, the experimental results (Nusselt numbers and friction factors) of the present plain tube data were compared with those achieved from the standard correlations [28]. Experimental Nusselt numbers were compared with those calculated from Dittus-Boelter correlation (Dittus-Boelter, 1930) and Petukhov correlation (Petukhov, 1970) as shown in Eqs. (16) and (17), respectively, while the experimental friction factor were compared with those from Petukhov correlation as shown in Eq. (18). The comparisons between the experimental results of the present plain tube and those from the standard correlations for the fully developed turbulent flow are demonstrated in Fig. 3(a and b). Apparently, the Nusselt numbers of the present plain tube deviated from those of Dittus-Boelter and Petukhov correlations within  $\pm 8\%$  and  $\pm 7.4\%$ , respectively, while experimental friction factor results deviated from those of within  $\pm 9.2\%$ . The comparisons indicate that the present experimental data accord well with the correlations, confirming the reliability of the present experimental facility and method.

##### 4.1. Nusselt number correlations

Dittus-Boelter correlation:

$$Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{1/3} \text{ for } Re > 1 \times 10^4 \quad (16)$$

Petukhov correlation:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}}(Pr^{2/3} - 1) \text{ for } 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \quad (17)$$

##### 4.2. Friction factor correlations

Petukhov correlation:

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \text{ for } 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (18)$$

#### 5. Results and Discussion

The experimental results of heat transfer (Nusselt number,  $Nu$ ), pressure drop (friction factor,  $f$ ) and thermal performance factor ( $\eta$ ) in a tube with tapered twisted tapes (T-TTs) are reported in the present section. The effects of taper angles ( $\theta = 0.0^\circ$  (typical twisted tape),  $0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ ) and twist ratios ( $y/W = 3.5$ ,  $4.0$  and  $4.5$ ) of the tapered tapes in a turbulent region of Reynolds number,

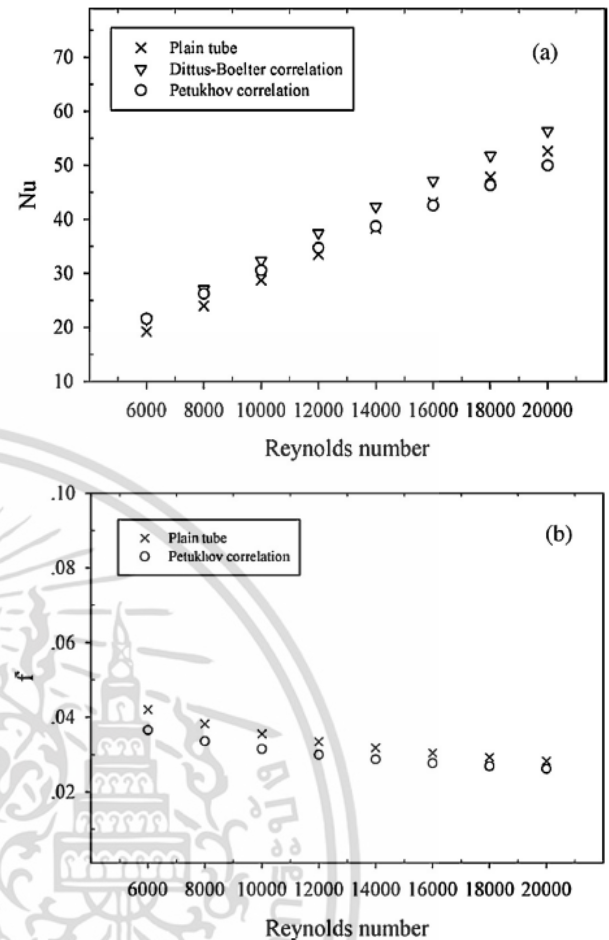


Fig. 3. Confirmation of the plain channel: (a) Nusselt number and (b) friction factor.

$Re = 6000$ – $20,000$  are described. The results of the plain tube are also provided for evaluation.

##### 5.1. Effect of the taper angle and twist ratio on heat transfer

The variations of heat transfer in term of Nusselt number ( $Nu$ ) with Reynolds number ( $Re$ ) and Nusselt number enhancement index ( $Nu/Nu_p$ ) with Reynolds number of the studied cases are demonstrated in Fig. 4(a) and (b), respectively. Nusselt number increased with the rise of Reynolds number for all cases. At a given Reynolds number the tubes with tapered twisted tapes (T-TTs) yielded higher Nusselt number than the one without tape (the plain tube). The superior heat transfer in the tubes with tapered twisted tapes (T-TTs) is attributed to 2 important factors (1) the swirl turbulence generated by the inserted tapes leads to a stronger turbulence intensity and (2) the decrease of cross-sectional area of a flow passage due to the twisted tape blockage, leads to an increase of fluid flow velocity. At similar conditions, heat transfer tended to decrease with the increase of taper angle. This can be explained that as the taper angle increases, the swirl intensity induced by a tapered twisted tape become weaker, resulting in poorer fluid mixing between wall and core regions. The experimental results in Fig. 4 showed that the tubes with tapered twisted tapes (T-TTs) with  $\theta = 0.0^\circ$  (the typical twisted tape),  $0.3^\circ$ ,

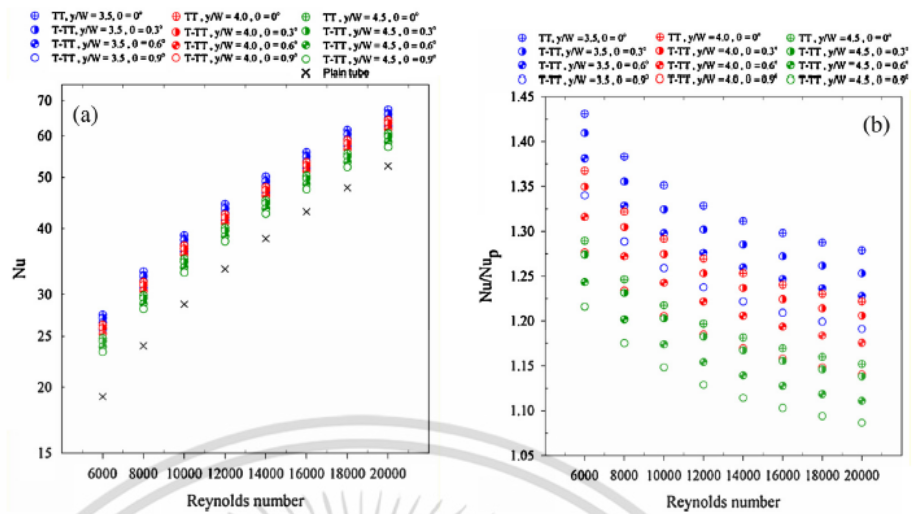


Fig. 4. Effect of taper angle and twist ratio on Nusselt number (Nu).

0.6° and 0.9° gave mean Nusselt numbers around 1.43, 1.40, 1.38 and 1.33 times of that given by the plain tube. In other words, the tapered twisted tape (T-TT) with  $\theta=0.0^\circ$  offered higher heat transfer than those with  $\theta=0.3^\circ$ ,  $0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$  by around 2.09%, 3.49% and 6.99%, respectively.

Fig. 4(a) also shows the effect of twist ratio (y/W) on the heat transfer (Nu). Nusselts number tended to increase with decreasing twist ratio or twist length (y). The twisted tape with smaller twist ratio possesses more twist numbers, thus induces more consistent swirl flow with stronger swirl intensity. This leads to higher turbulent intensity and thus better heat transfer. For the studied range, the use of the tapered twisted tapes (T-TTs) with twist ratio y/W = 3.5 gave higher Nusselt number than the ones with y/W = 4.0 and 4.5 by around 3.75%, and 9.99%, respectively.

The results in Fig. 4(b) also reveal that as Reynolds number decreases, heat transfer enhancement by inserting tapered twisted tape (T-TT) becomes more significant indicated by the increase of Nusselt number enhancement index (Nu/Nu<sub>p</sub>). These results

related to the dominant destruction of the thermal/velocity boundary layer in laminar regime in which the thermal boundary layer is relatively thick. It is noteworthy that the slope of Nu/Nu<sub>p</sub> ratio–Reynolds number curve is dependent on enhancement device.

5.2. Effect of the taper angles and twist ratio on friction factor

The variations of pressure drop in term of friction factor (f) with Reynolds number (Re) and friction factor enhancement index (f/f<sub>p</sub>) with Reynolds number of the studied cases are demonstrated in Fig. 5(a) and (b), respectively. In all cases, friction factor and friction factor enhancement index tended to decrease with increasing Reynolds number (Re). For the studied range, the use of the tubes equipped with tapered twisted tapes (T-TTs) caused higher friction factor than that of the plain tube by 154.6–293%. This is attributed to the dissipation of dynamic pressure of the fluid due to the very high viscosity loss near the tube wall and the interaction of the

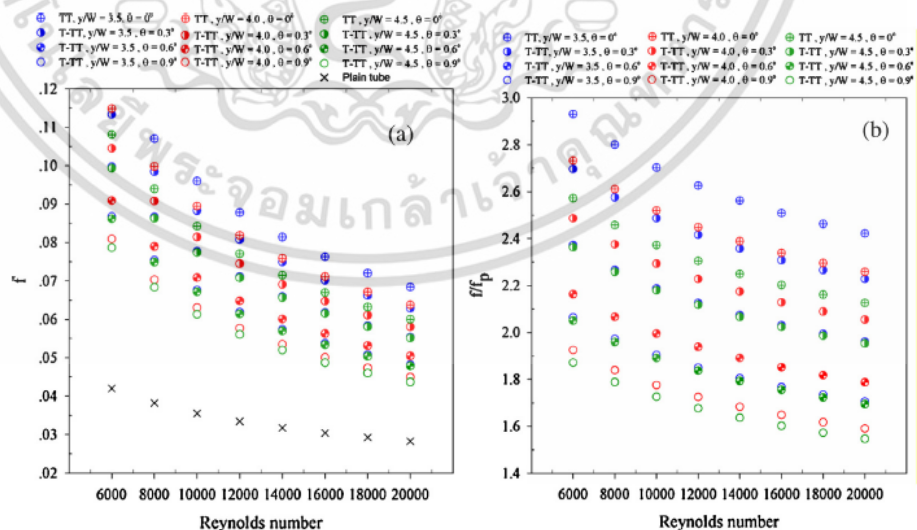


Fig. 5. Effect of taper angle and twist ratio on friction factor (f).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

pressure forces with inertial forces in the boundary layer caused by the tapered twisted tapes (T-TTs).

For the tubes with tapered twisted tapes (T-TTs), friction factor decreased as taper angle increased. The friction factors caused by the tapered twisted tape (T-TT) with  $\theta=0.9^\circ$  were lower than those caused by the ones with  $\theta=0.0^\circ, 0.3^\circ$ , and  $0.6^\circ$  by around 41.97%, 30.6% and 14.94% respectively. This is due to the lower flow hindrance caused by the smaller surface area of the tube with larger taper angle. In addition, the friction factors of the tubes with the tapered twisted tape (T-TT) at taper angle of  $\theta=0.0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$  are as high as 2.93, 2.69, 2.37 and 2.06 times of the plain tube, respectively.

Fig. 5 also shows that the friction factor tended to increase with decreasing twist ratio ( $y/W$ ) for all Reynolds number studied. The use of the tapes with twist ratio ( $y/W$ ) of 4.0 and 4.5, resulted in favorable reduction of friction loss as comparison with the one with the smallest twist ratio of 3.5, due to the lower flow resistance caused by the weaker swirl intensity. In the present range, the mean friction factors caused by the tubes with the tapered twisted tapes (T-TTs) at twist ratios ( $y/W$ ) of 3.5, 4.0 and 4.5 were around 2.93, 2.73 and 2.57 times of that of the plain tube.

5.3. Effect of the taper angles and twist ratio on thermal performance

One major aim of the present report is to evaluate the heat transfer enhancement in term of thermal performance at the equal pumping power (power input). The effect of tapered twisted tape (T-TT) swirl generator on the thermal performance factor is depicted in Fig. 6. Apparently, thermal performance factor tended to decrease with increasing Reynolds number. This indicates that the use of tapered twisted tapes (T-TTs) is more favorable at lower Reynolds number.

At a given Reynolds number, thermal performance factor increased with increasing taper angle. As reported in Sections 5.1 and 5.2, a tapered twisted tape (T-TT) with larger taper angle gave

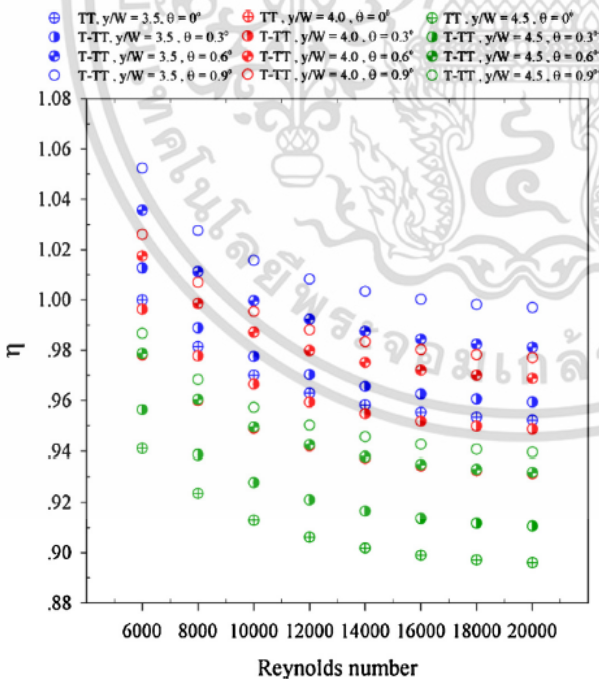


Fig. 6. Effect of taper angle and twist ratio on thermal performance factor.

lower Nusselt number and friction factor. Thus, the superior thermal performance factor is due to the dominant effect of the lower friction factor (see Eq. (14)). This signifies that the reduction of friction loss by a proper design of tapered twisted tape (T-TT) insert is extremely important for optimizing heat transfer enhancement condition. For the present range, the thermal performance factors achieved by the use of the tapered twisted tapes (T-TTs) with  $\theta=0.0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$  were found to be 0.89 to 0.99, 0.91 to 1.01, 0.93 to 1.03 and 0.94 to 1.05, respectively, depending upon Reynolds number and twist ratio. The comparison shows that the tapered twisted tapes (T-TTs) with taper angle ( $\theta$ ) of  $0.9^\circ$  offered 4.49%, 3.76% and 1.58% higher mean thermal performance factor than those of  $\theta=0.0^\circ, 0.3^\circ$ , and  $0.6^\circ$ , respectively.

Fig. 6 also shows that thermal performance factor increased with decreasing tape twist ratio. Evidently, the tapered twisted tapes (T-TTs) with  $y/W=3.5$  gave 4.97%, 4.67% and 4.62% higher mean thermal performance factor than those with  $y/W=4.0$  and 4.5, respectively. For the present range, the tube with the tape with taper angle ( $\theta$ ) of  $0.9^\circ$  and twist ratio ( $y/W$ ) of 3.5 yielded the maximum thermal performance factor of 1.05 at Reynolds number of 6000. The thermal performance factor result suggests the favorable tape geometry for heat transfer enhancement is the small twist ratio and large taper angle, while the favorable condition is low Reynolds number.

5.4. Empirical correlations

The statistical correlations for Nusselt number ( $Nu$ ), friction factor ( $f$ ) and thermal performance factor ( $\eta$ ) of the tube with tapered twisted tapes (T-TTs) were developed, using experimental data with the aid of least square regression analysis, as a function of tape geometry (taper angle and twist ratio) and flow (Reynolds number). The resultant correlations are expressed in Eqs. (19)–(21). The predicted data from the resultant correlations of the  $Nu_{pred}$ ,  $f_{pred}$  and  $\eta_{pred}$  are plotted against experimental data of the  $Nu_{exp}$ ,  $f_{exp}$  and  $\eta_{exp}$  in Figs. 7–9 (a–c). The deviations of the

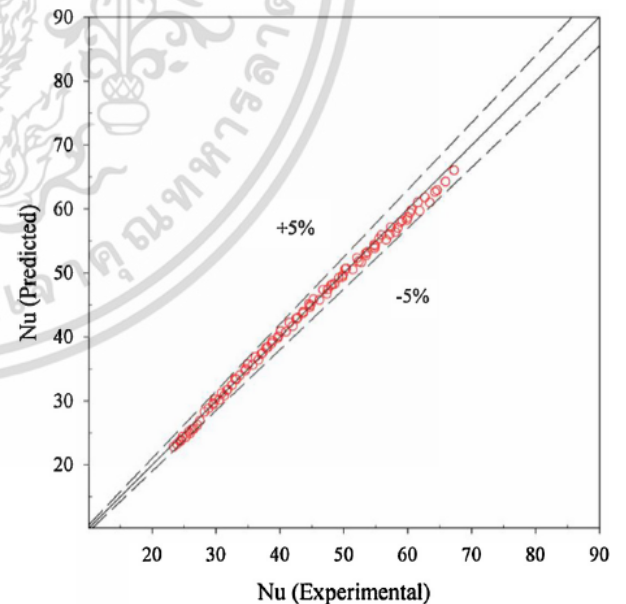


Fig. 7. Comparison of experimental data with correlation prediction in term of Nusselt number.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

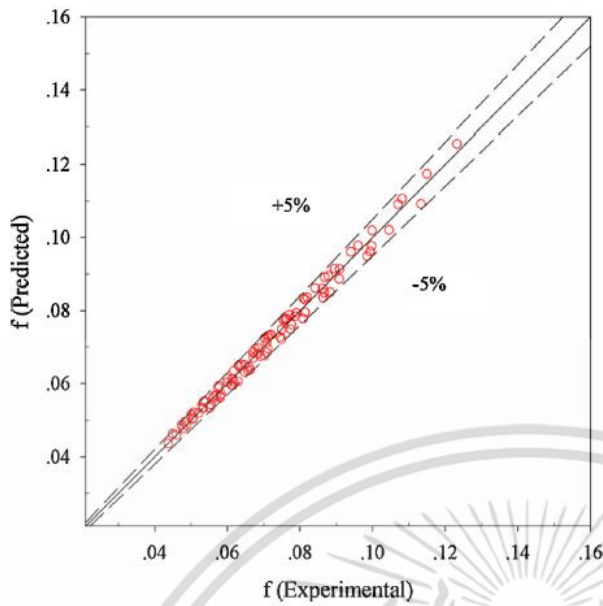


Fig. 8. Comparison of experimental data with correlation prediction in term of friction factor.

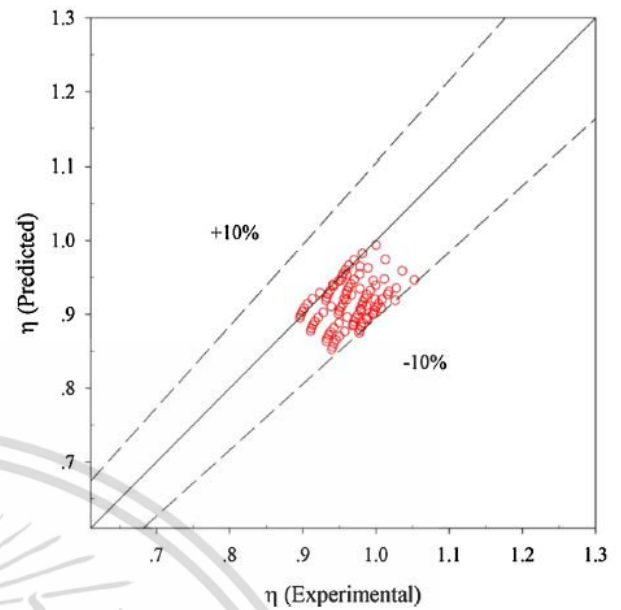


Fig. 9. Comparison of experimental data with correlation prediction in term of thermal performance factor.

predicted data from the experimental ones were within ±5% for Nusselt number, ±5% for friction factor and ±10% for thermal performance.

$$Nu = 0.076Re^{0.75}Pr^{0.4}(y/W)^{-0.39}(1 + \theta)^{-0.1} \quad (19)$$

$$f = 16.559Re^{-0.49}(y/W)^{-0.51}(1 + \theta)^{-0.53} \quad (20)$$

$$\eta = 1.871Re^{-0.04}(y/W)^{-0.22}(1 + \theta)^{-0.08} \quad (21)$$

5.5. Comparison with other tape inserts

For benchmarking, the thermal performance factor of the tapered twisted tape (T-TT) with the best performance ( $y/w$  of 3.5 and  $\theta$  of 0.9°) in the present study were compared with those of the other tapes in the previously published papers. The other tapes subjected to the comparison include two regularly spaced tapes (regularly spaced short-length twisted tape by Wang et al. [2] and regularly-spaced twisted tape by Eiamsa-ard et al. [30]) and three modified twisted tape (serrated twisted tape by Chang et al. [29], notched twisted tape by Rahimi et al. [14] and perforated twisted tape by Rahimi et al. [14], as shown in Fig. 10. The comparison of thermal performance factors shown in Fig. 11, indicates that the T-TT gave superior thermal performance to the notched twisted tape [14], perforated twisted tape [14], serrated twisted tape [29], and regularly-spaced twisted tape [30]. The better thermal performance of the T-TT is primarily attributed to the lower pressure loss. On the other hand, the T-TT gave slightly lower thermal performance factor than the regularly spaced short-length twisted tape [2] at the low Reynolds number. However, the opposite result is found at high Reynolds number (e.g. 15,000), since the T-TT possesses more effective heat transfer enhancement with low pressure loss ( $ff_p \approx 1.54\text{--}2.26$ ) at such a

high Reynolds number. In addition, the thermal performance of the tapered twisted tape (T-TT) is better than that of the typical twisted tape (TT) depending on the twist ratio, as demonstrated in Fig. 6.

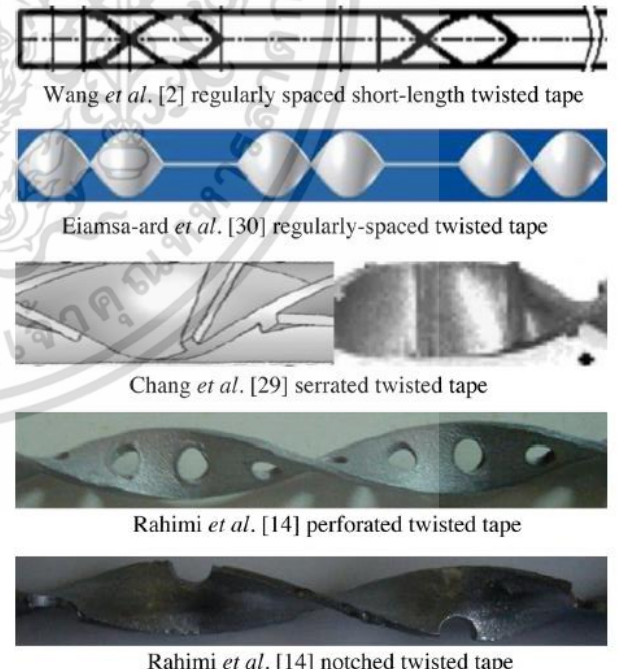


Fig. 10. Photograph and picture view of the previously modified twisted tape.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

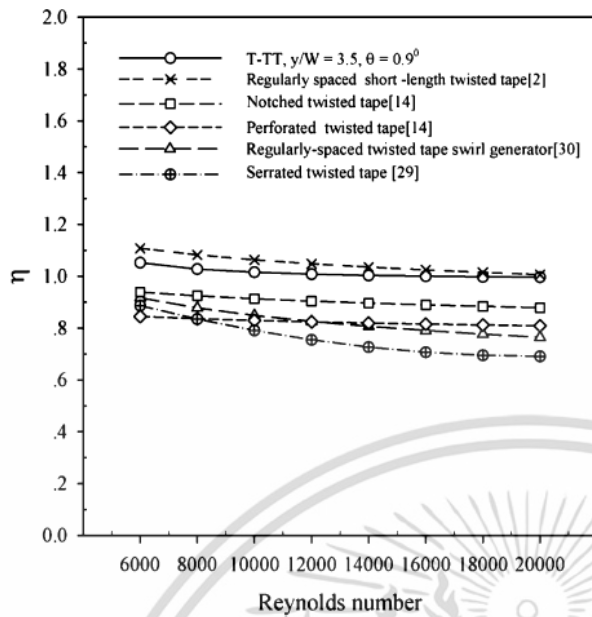


Fig. 11. Comparison of between thermal performance factors of T-TT in the present work and those of other tapes in the previous works.

## 6. Conclusions

An experimental investigation of thermal and friction characteristics in a tube equipped with tapered twisted tape (T-TT) under uniform wall heat flux conditions were carried out. The effects of taper angle ( $\theta = 0.0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$  and  $0.9^\circ$ ) and twist ratio ( $y/W = 3.5, 4.0$  and  $4.5$ ) were also studied. The experimental results are reported in forms of heat transfer coefficient ( $Nu$ ), friction factor ( $f$ ) and thermal performance factor ( $\eta$ ). The major findings can be summarized as follows:

- (1) The use of the tubes equipped with tapered twisted tapes (T-TTs) resulted in better heat transfer than the use of the plain tube.
- (2) Heat transfer enhancement and friction loss increased with decreasing taper angle. The tapered twisted tape (T-TT) with  $\theta = 0.9^\circ$  gave lower mean Nusselt number than the ones with  $\theta = 0.0^\circ, 0.3^\circ$  and  $0.6^\circ$  by around 2.09%, 3.49% and 6.99%, respectively. This can be explained that as the taper angle increases, the swirl intensity induced by a tapered twisted tape become weaker, resulting in poorer fluid mixing between wall and core regions. The mean friction factor caused by the tapes with  $\theta = 0.9^\circ$  was lower than those of the ones with  $\theta = 0.0^\circ, 0.3^\circ$  and  $0.6^\circ$  by around 41.97%, 30.6% and 14.94%, respectively.
- (3) Heat transfer enhancement and friction loss increased with decreasing twist ratio. The tapered twisted tape (T-TT) with  $y/W = 4.5$  gave lower mean Nusselt number than the ones with  $y/W = 3.5$  and  $4.0$  by around 10.98% and 6.05%, respectively. It can be explained that the twisted tape with smaller twist ratio possesses more twist numbers, thus induces more consistent swirl flow with stronger swirl intensity. This leads to higher turbulent intensity and thus better heat transfer. It is also seen that the mean friction factor caused by the tapes with  $y/W = 4.5$  was lower than those of the ones with  $y/W = 3.5$  and  $4.0$  around 15.7% and 6.22%, respectively.
- (4) Thermal performance factor tended to increase with increasing taper angle and decreasing tape twist ratio. For the present

range, the tube with the tape with taper angle ( $\theta$ ) of  $0.9^\circ$  and twist ratio ( $y/W$ ) of 3.5 yielded the maximum thermal performance factor of 1.05 at Reynolds number of 6000.

## References

- [1] S.K. Saha, U.N. Gaitonde, A.W. Date, Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2 (1989) 310–322.
- [2] Y. Wang, M. Hou, X. Deng, L. Li, C. Huang, H. Huang, G. Zhang, W.H. Chen, Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 1141–1149.
- [3] X. Zhang, Z. Liu, W. Liu, Numerical studies on heat transfer and flow characteristics for laminar flow in a tube with multiple regularly spaced twisted tapes, *Int. J. Therm. Sci.* 58 (2012) 157–167.
- [4] S.D. Salman, A.A.H. Kadhum, M.S. Takriff, A.B. Mohamad, CFD analysis of heat transfer and friction factor characteristics in a circular tube fitted with quadrant-cut twisted tape inserts, *Math. Prob. Eng.* (2013) 273764.
- [5] S.D. Salman, A.A.H. Kadhum, M.S. Takriff, A.B. Mohamad, CFD simulation of heat transfer augmentation in a circular tube fitted with alternative axis twisted tape in laminar flow under a constant heat flux, *Heat Transfer Asian Res.* 43 (2014) 384–396.
- [6] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape, *Chin. J. Chem. Eng.* 18 (2010) 609–617.
- [7] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, P.S.S. Srinivasan, Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 329–334.
- [8] L. Zhang, X. Deng, W. Liu, Z. Yang, Investigation for natural convection heat transfer of sucrose solution using a converging and diverging tube with regularly-spaced twisted tapes, *China Pet. Process. Petrochem. Technol.* 16 (2014) 81–89.
- [9] S.V. Patil, P.V.V. Babu, Heat transfer and pressure drop studies through a square duct fitted with increasing and decreasing order of twisted tape, *Heat Transfer Eng.* 35 (2014) 1380–1387.
- [10] Y. Vazifeshenas, M.A. Delavar, Investigation of thermo-hydraulic performance of circular tube fitted with center cleared twisted tape using CFD modeling, *International Journal of Engineering, Trans. A* 28 (2015) 476–482.
- [11] W. Liu, B. Bai, A numerical study on helical vortices induced by a short twisted tape in a circular pipe, *Case Stud. Therm. Eng.* 5 (2015) 134–142.
- [12] 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, *Chem. Eng. Process.* 46 (2007) 1292–1298.
- [13] S. Jaisankar, T.K. Radhakrishnan, K.N. Sheeba, Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical and Left–Right twisted tapes, *Energy Convers. Manage.* 52 (2011) 2048–2055.
- [14] M. Rahimi, S.R. Shabaniyan, A.A. Alsairafi, Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts, *Chem. Eng. Process.* 48 (2009) 762–770.
- [15] K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings, *Chem. Eng. Process.* 50 (2011) 211–219.
- [16] S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan, C. Thianpong, Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters, *Chem. Eng. Process.* 60 (2012) 42–48.
- [17] S. Eiamsa-ard, K. Nanan, K. Wongcharee, K. Yongsiri, C. Thianpong, Thermohydraulic performance of heat exchanger tube equipped with single-, double-, and triple-helical twisted tapes, *Chem. Eng. Commun.* 202 (2015) 606–615.
- [18] H. Bas, V. Ozceyhan, Optimization of parameters for heat transfer and pressure drop in a tube with twisted tape inserts by using Taguchi method, *Arabian J. Sci. Eng.* 39 (2014) 1177–1186.
- [19] R. Beigzadeh, M. Rahimi, M. Parvizi, S. Eiamsa-ard, Application of ANN and GA for the prediction and optimization of thermal and flow characteristics in a rectangular channel fitted with twisted tape vortex generators, *Numer. Heat Transfer A* 65 (2014) 186–199.
- [20] S. Bhattacharyya, S.K. Saha, Thermohydraulics of laminar flow through a circular tube having integral helical rib roughness and fitted with centre-cleared twisted-tape, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 42 (2012) 154–162.
- [21] P. Promvongse, S. Pethkool, M. Pimsarn, C. Thianpong, Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 39 (2012) 953–959.
- [22] P. Promvongse, S. Suwannapan, M. Pimsarn, C. Thianpong, Experimental study on heat transfer in square duct with combined twisted-tape and winglet vortex generators, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 59 (2014) 158–165.
- [23] M. Khoshvaght-Aliabadi, M. Eskandari, Influence of twist length variations on thermal-hydraulic specifications of twisted-tape inserts in presence of Cu-water nanofluid, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 61 (2015) 230–240.
- [24] S.S. Chougule, S.K. Sahu, Heat transfer and friction characteristics of  $Al_2O_3$ /water and CNT/water nanofluids in transition flow using helical screw tape inserts—a comparative study, *Chem. Eng. Process.* 88 (2015) 78–88.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [25] S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan, C. Thianpong, Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters, *Chem. Eng. Process.* 60 (2012) 42–48.
- [26] ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I (1986).
- [27] S.J. Kline, F.A. McClintock, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mech. Eng.* 75 (1953) 3–8.
- [28] F. Incropera, P.D. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc, 1996.
- [29] S.W. Chang, Y.J. Jan, J.S. Liou, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape, *Int. J. Therm. Sci.* 46 (5) (2007) 506–518.
- [30] P. Eiamsa-ard, N. Piriyarungroj, C. Thianpong, S. Eiamsa-ard, A case study on thermal performance assessment of a heat exchanger tube equipped with regularly-spaced twisted tapes as swirl generators, *Case Stud. Therm. Eng.* 3 (2014) 86–102.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Numerical and experimental investigations of heat transfer enhancement in circular tubes with transverse twisted-baffles

**K. Nanan, N. Piriyaarungrod,  
C. Thianpong, K. Wongcharee &  
S. Eiamsa-ard**

Heat and Mass Transfer  
Wärme- und Stoffübertragung

ISSN 0947-7411  
Volume 52  
Number 10

Heat Mass Transfer (2016) 52:2177-2192  
DOI 10.1007/s00231-015-1728-7



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่ถูกต้องเท่านั้น ไม่สามารถนำออกจำหน่ายหรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Springer



ORIGINAL

## Numerical and experimental investigations of heat transfer enhancement in circular tubes with transverse twisted-baffles

K. Nanan<sup>1</sup> · N. Piriyarungrod<sup>2</sup> · C. Thianpong<sup>2</sup> · K. Wongcharee<sup>3</sup> · S. Eiamsa-ard<sup>4</sup>Received: 12 April 2015 / Accepted: 23 November 2015 / Published online: 12 December 2015  
© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2015

**Abstract** Transverse twisted-baffles (T-TBs) and transverse baffles (TBs) were employed for heat transfer enhancement in circular tubes. The experimental and numerical studies were carried out to investigate heat transfer, friction loss and thermal performance factor associated with the use of the baffles (T-TBs/TBs). The studies encompass three different baffle width ratios ( $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$ , for TBs and T-TBs), three baffle twist ratios ( $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$ , for T-TBs) and Reynolds numbers from 6000 to 20,000. The experimental results reveal that at similar conditions, thermal performance factors of the tubes with the T-TBs are consistently higher than those of the ones with the TBs. This is attributed to the superior heat transfer enhancement with lower pressure drop penalty as the beneficial effects given by the T-TBs, as compared to those given by the TBs. For T-TBs, thermal performance factor increases as baffle width ratio ( $w/D$ ) increases and twist ratio ( $y/w$ ) decreases. The T-TBs with the smallest twist ratio ( $y/w = 2.0$ ) give higher thermal performance factors than the ones with 3.0 and 4.0 by around 4.7–6.1 and 10.2–15 %, respectively. For the studied range, the T-TBs with the optimal geometric

parameters, ( $y/w = 2.0$  and  $w/D = 0.3$ ), give the thermal performance factors in a range of 1.46–1.69.

### List of symbols

|            |  |
|------------|--|
| $A$        | Heat transfer surface area ( $\text{m}^2$ )                              |
| $C_p$      | Specific heat capacity of air ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )       |
| $D$        | Inside diameter of test tube (m)   |
| $D_o$      | Outside diameter of test tube (m)  |
| $f$        | Friction factor  |
| $h$        | Convective heat transfer coefficient ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ) |
| $k$        | Turbulent kinetic energy ( $k = \frac{1}{2}u_i' u_i'$ )                  |
| $k_a$      | Thermal conductivity of air ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )          |
| $L$        | Length of test tube (m)  |
| $l$        | Length of twisted baffle (m)   |
| $\dot{m}$  | Mass flow rate ( $\text{kg s}^{-1}$ )                                    |
| $Nu$       | Nusselt number   |
| $p$        | Pitch length (m)   |
| $P$        | Pressure of flow in test tube (Pa)                                       |
| $\Delta P$ | Pressure drop in the test section (Pa)                                   |
| $Pr$       | Prandtl number ( $\mu C_p/k$ )   |
| $Q$        | Heat transfer rate (W)   |
| $q''$      | Heat flux ( $\text{W m}^{-2}$ )  |
| $R$        | Resistance ( $\Omega$ )  |
| $Re$       | Reynolds number ( $\rho u D/\mu$ )                                       |
| $T$        | Temperature ( $^\circ\text{C}$ )   |
| $\bar{T}$  | Mean temperature ( $^\circ\text{C}$ )                                    |
| $t$        | Thickness of twisted baffle (m)  |
| $u'$       | Fluctuating component of velocity ( $\text{m s}^{-1}$ )                  |
| $u$        | Mean or uniform velocity ( $\text{m s}^{-1}$ )                           |
| $u_i$      | Velocity component in $x_i$ -direction ( $\text{m s}^{-1}$ )             |
| $u_j$      | Velocity component in $x_j$ -direction ( $\text{m s}^{-1}$ )             |
| $V$        | Voltage (V)  |
| $w$        | Width of twisted baffle (m)  |
| $x$        | Coordinate direction   |
| $y$        | Twist length of twisted baffle (m)                                       |

✉ S. Eiamsa-ard  
smith@mut.ac.th<sup>1</sup> Faculty of Industrial Technology, Phetchaburi Rajabhat University, Phetchaburi 76000, Thailand<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand<sup>3</sup> Department of Chemical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand<sup>4</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand

**Greek letters**

|                      |  |
|----------------------|--|
| $\Gamma$             | Thermal diffusivity ( $\Gamma = \mu/Pr$ )                    |
| $\Gamma_t$           | Turbulent thermal diffusivity ( $\Gamma_t = \mu_t/Pr_t$ )    |
| $\eta$               | Thermal performance factor                                   |
| $\alpha_k$           | Inverse effective Prandtl number for $k$                     |
| $\alpha_\varepsilon$ | Inverse effective Prandtl number for $\varepsilon$           |
| $\delta_{ij}$        | Kronecker delta  |
| $\mu_{eff}$          | Effective viscosity  |
| $\mu_t$              | Turbulent viscosity ( $\mu_t = \rho c_\mu k^2/\varepsilon$ ) |
| $\varepsilon$        | Dissipation rate   |
| $\mu$                | Dynamic viscosity ( $\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}$ )       |
| $\rho$               | Density ( $\text{kg m}^{-3}$ )                               |

**Subscripts**

|        |                |
|--------|----------------|
| $a$    | Air            |
| $b$    | Bulk           |
| $conv$ | Convective     |
| $i$    | Inlet          |
| $o$    | Outlet         |
| $p$    | Plain tube     |
| $pp$   | Pumping power  |
| $t$    | Twisted baffle |
| $w$    | Wall           |

**Abbreviations**

|      |                           |
|------|---------------------------|
| TB   | Transverse baffle         |
| T-TB | Transverse twisted-baffle |

**1 Introduction**

Heat transfer is an essential process in engineering and industrial applications, such as solar air/water heater, refrigeration, air-conditioning, heat pump, petroleum, chemical and electricity generation, etc. Various kinds of inserts such as fin, rib, baffle, coiled wire, propeller, and twisted tape, have been extensively utilized as the turbulators or passive heat transfer enhancement devices in heat exchangers. The inserts can create one or more combinations of the following conditions that are favorable for the increase in heat transfer rate: (1) disruption of the development of thermal/velocity boundary layer and increase of the turbulence intensity, (2) increase in heat transfer area, and (3) generation of swirling/rotating, vortexing and/or secondary flows. In common, the use of inserts results in an increase flow resistance, thus a rise of the power requirement for pumping the working fluids. The tradeoff between the enhanced heat transfer and increased friction loss is strongly dependent on the insert geometries. The proper design of the inserts is necessary for enhancing heat transfer with a reasonable friction loss. Several attempts have been made to improve the insert geometries, as stated below.

The effect of various turbulators (ribs, baffles and delta winglets) with different geometries on the heat transfer enhancement in heat transfer rate in the duct of solar air heaters and heat exchangers, were reviewed [1]. The correlations of heat transfer and friction factor were developed for the practical applications. Durmuş [2] investigated the effect of conical cut out turbulators on the heat transfer, pressure loss and exergy in a heat exchanger tube. Yakut and Sahin [3] employed coiled wires for the heat transfer augmentation in a circular tube under uniform heat flux condition. They found that as the pitch of the insert increased, the vortex shedding frequencies decreased. Eiamsa-ard and Promvong [4–7] investigated the influences of V-nozzles, diverging/converging nozzles, V-nozzle combined with a snail entry and free-spacing snail entry combined with conical nozzles on the heat transfer and friction loss characteristics. They found that the turbulators gave efficient heat transfer enhancement. Akansu [8] numerically investigated the effect of porous ring on the heat-transfer and pressure drop characteristics. The distance between two porous rings ( $L/D$ ) was varied from 0.5 to 2.0. They reported that heat-transfer enhancement became poorer as  $L/D$  increased. Zamankhan [9] numerically studied the heat transfer enhancement in a round tube with a helical turbulator using glycol–water as the base fluid. It was found that the turbulator considerably increased both heat transfer rate and pressure drop. Kongkai-paiboon et al. [10] utilized circular-rings to improve the heat transfer rate in a heat exchanger tube. The use of the tube with circular-rings resulted in heat transfer enhancement up to 195 %, as compared to that of the plain tube. Karakaya and Durmuş [11] employed the conical springs with different angles ( $\theta$ ) of 30°, 45° and 60° as the turbulators in heat exchanger tubes. Their results revealed that heat transfer and pressure loss increased as the angle decreased. Karakaya et al. [11] reported that the rings in DR arrangement yielded higher heat transfer rate than the ones in CR and CDR arrangements up to 44 and 27 %, respectively. Muthusamy et al. [12] used conical cut-out turbulators integrated with internal fins for improving the heat transfer rate in a heat exchanger tube. The turbulators with three different pitch ratios (PR) of 3, 4 and 5 were comparatively tested. Their results showed that the turbulators with the smallest PR yielded the maximum heat transfer rate. Bhuiya et al. [13, 14] studied the effects of double and triple twisted tapes on heat transfer characteristics. The results showed that the triple twisted tapes gave better heat transfer rate than the double ones. Thianpong et al. [15] used twisted-rings inserts for the augmentation of heat transfer in a heat exchanger tube. The results indicated that most twisted-rings yielded lower heat transfer rate and pressure drop than the typical circular rings,

except the ones with the largest width ratio ( $w/D = 0.15$ ) and the smallest pitch ratio ( $p/D = 1.0$ ). Eiamsa-ard et al. [16] experimentally investigated the heat transfer enhancement by using helically twisted tapes. Evidently, heat transfer and pressure drop increased as tape twist ratio and helical pitch ratio decreased, while the thermal performance showed the opposite trend. Nanan et al. [17] studied the effect of helically twisted tapes on the thermal performance in a heat exchanger tube. It was found that the tapes producing co-swirl flows yielded lower Nusselt number and friction factor but higher thermal performance factor than the ones producing counter-swirl flows. Jasiński [18] employed turbulising ball inserts with different diameters and longitudinal spacings. Their results revealed that at the same longitudinal spacing, heat transfer rate consistently increased with increasing ball diameter. You et al. [19] investigated the effect of staggered and non-staggered conical strip inserts on thermo-hydraulic performance and entropy generation. Recently, Tu et al. [20] studied the heat transfer and pressure loss in the circular tube equipped with small pipes with different spacer lengths and arc radii. Their results showed that Nusselt number and friction factor increased with the decrease of spacer length.

As shown in the literature review, the heat transfer enhancement by tube inserts is strongly dependent on the designs and geometries of the inserts. In the present work, the alternative inserts in forms of transverse baffles (TBs) and transverse twisted-baffles (T-TBs) inserts are proposed. The application of the transverse twisted-baffles (T-TBs) placed in the tested tube was expected to generate a swirl flow (vortex) in the tube, give chaotic fluid mixing between core and wall regions and result in efficient heat transfer. The TBs and T-TBs with three different baffle width ratios ( $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$ ) and three baffle twist ratios ( $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$ , for T-TBs) for Reynolds numbers from 6000 to 20,000 were tested. The study can be divided into experimental and numerical parts. The experimental study was carried out for heat transfer, friction loss and thermal performance factor. The numerical study focused on the flow and heat transfer characteristics related to the experimental results.

## 2 Numerical study

### 2.1 Computational domain

The schematic diagram of circular tube fitted with transverse twisted-baffles (T-TBs)/transverse baffles (TBs) under constant wall heat flux condition is shown in Fig. 1a–c. The geometric dimension of the tube fitted with T-TBs/TBs is in the same manner as the one in the experimental details. The T-TBs/TBs are in a transverse

pattern and directed perpendicular to the axial flow direction. In present work, the multi-block structured grids are adopted. The computational domain is divided into several sub-domains. The grids near the T-TBs/TBs are dense. The fine mesh is stretched out in terms of the exponential distribution in the transverse line. In addition, as the effect of boundary layer was taken into consideration for the flow structure and heat transfer characteristics of near-wall region, the refined mesh is implemented in wall-normal direction. Grid independent solution is obtained by comparing the solutions at different grid levels (102,440, 254,615, 522,468 and 943,538 cells). In the test, the variation in  $Nu$  and  $f$  values for the transverse baffles (TBs) at  $w/D = 0.1$  and  $Re = 10,000$  is marginal ( $<0.38\%$ ) when increasing the number of cells from 522,468 to 943,538. Hence the grid system of 522,468 cells was adopted for the current computation.

### 2.2 Governing equations

The tube flow is governed by the continuity equation, the Navier–Stokes equations and the energy equation. These equations can be written in the Cartesian tensor system as follows:

*Continuity equation:*

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

*Momentum equation:*

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) \right] \quad (2)$$

where

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3)$$

where  $\rho$  is the density of fluid, and  $u_i$  is a mean component of velocity in the direction  $x_i$ ,  $p$  is the pressure,  $\mu$  is the dynamic viscosity, and  $u'$  is a fluctuating component of velocity. The parameter  $k$  is the turbulent kinetic energy, defined as  $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$  and  $\delta_{ij}$  is a Kronecker delta. An advantage of the Boussinesq approach with the computation of the relatively low computational cost associated with the computation of the turbulent viscosity,  $\mu_t$  given is  $\mu_t = \rho c_\mu k^2 / \varepsilon$ .

*Energy equation:*

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

Where  $\Gamma$  and  $\Gamma_t$  are molecular thermal diffusivity and turbulent thermal diffusivity, respectively. The diffusivities can be expressed as

$$\Gamma = \mu / Pr \quad \text{and} \quad \Gamma_t = \mu_t / Pr_t \quad (5)$$

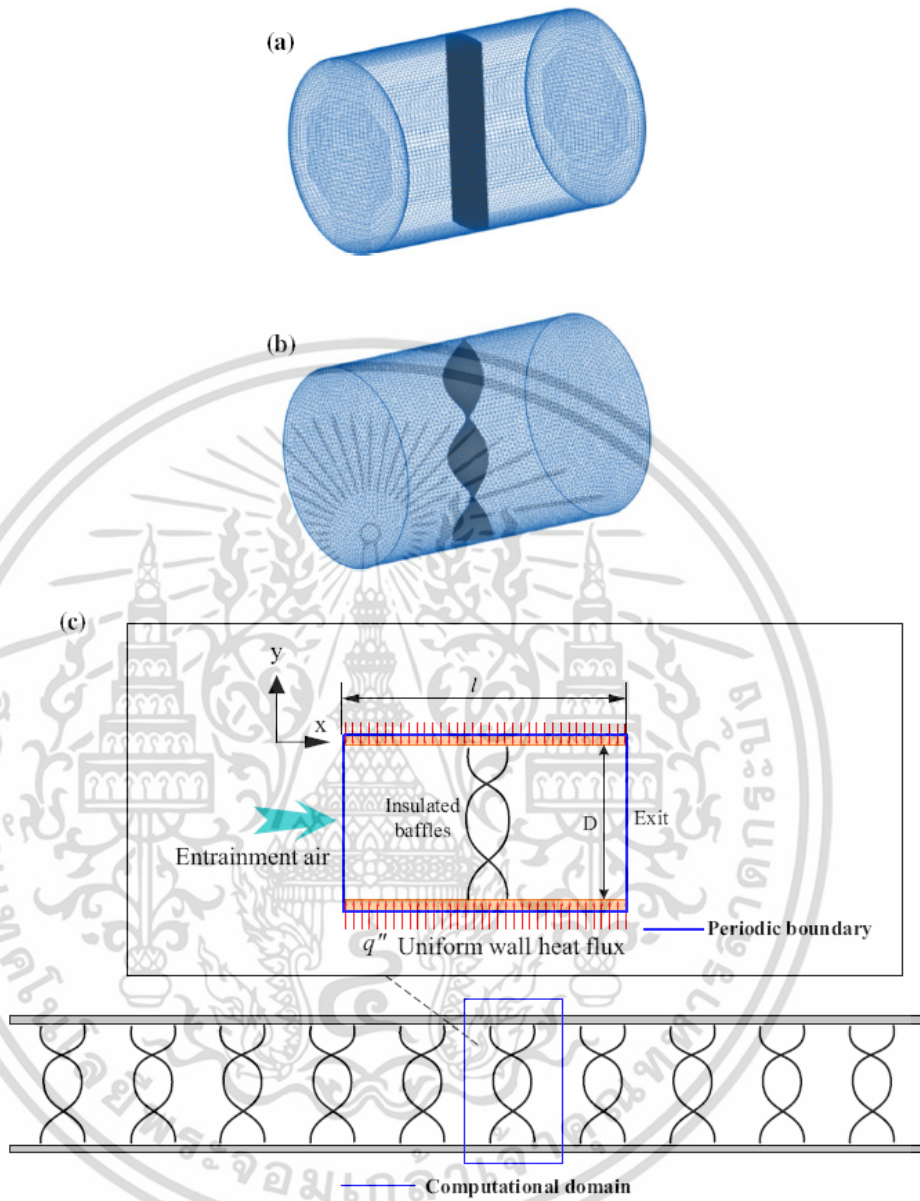


Fig. 1 Grid arrangement and computation domain of circular tube with enhancement inserts: a transverse baffles and b transverse twisted-baffles for  $w/D = 0.2$  and  $y/w = 2.0$

The RNG  $k - \varepsilon$  model is derived from the instantaneous Navier–Stokes equation using the “renormalization group” (RNG) method. The steady state transport equation are expressed as:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon + Y_m + S_k \tag{6}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \tag{7}$$

In these equations  $G_k$  represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients.

$G_b$  is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy.  $Y_m$  represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate. The quantities  $\alpha_k$  and  $\alpha_\varepsilon$  are the inverse effective Prandtl numbers for  $k$  and  $\varepsilon$ , respectively.  $S_k$  and  $S_\varepsilon$  are user-defined source terms.  $C_{1\varepsilon}$  and  $C_{2\varepsilon}$  are constants. The effective viscosity  $\mu_{eff}$  is written by

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_f = \mu + \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

where  $C_\mu$  is a constants and set to 0.0845, derived using the RNG theory.

All the governing equations are discretized by the QUICK numerical scheme (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme), decoupling with the SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algorithm and solved using a finite volume approach. For closure of the equations, the RNG  $k$ - $\varepsilon$  model is used in the present study. The solutions are determined converged when the normalized residual values are less than  $10^{-5}$  for all variables and less than  $10^{-9}$  for energy equation.

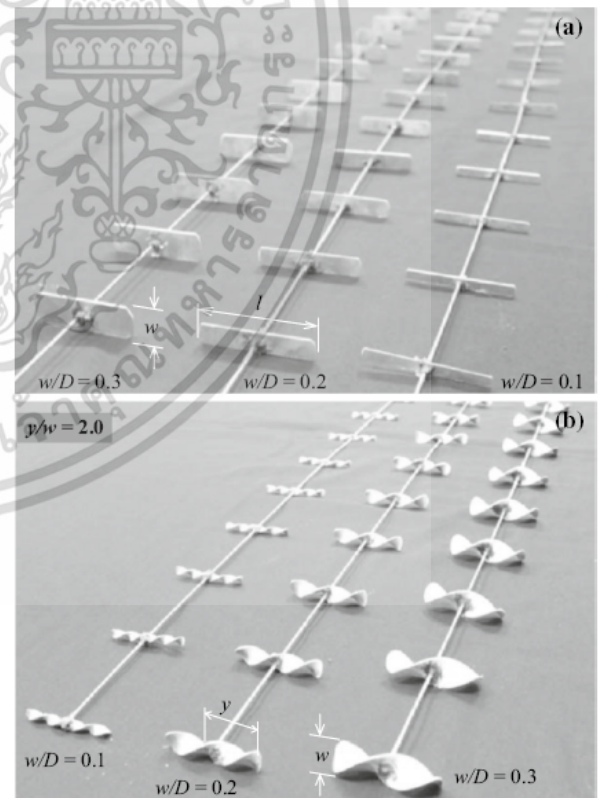
### 2.3 Boundary conditions

In general, for flow through the obstacles in tandem such as baffle, rib, block or cylinder, the flow becomes periodic after the second or fifth ribs [21–25]. For the present study, the tube with TB/T-B with periodic module, the periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domain, which indicates that the velocity, pressure and temperature gradients are in repetitive patterns. Periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domain. Constant mass flow rate of air with 300 K is assumed in the flow direction rather than constant pressure drop due to periodic flow condition. The initial temperature is at 300 K as same as the experimental condition. The turbulence intensity was kept constant at 10 % at the inlet. The inlet and outlet profiles for the velocities must be identical. The physical properties of the air are assumed to remain constant at average bulk temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions are implemented over the tube wall as well as the transverse twisted-baffles (T-TBs with  $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$ , and transverse baffles (TBs with  $w/D = 0.1$  and  $0.3$ ). In addition, a constant heat flux,  $q'' = -K (\partial T/\partial n)$ , where  $n$  is the coordinate perpendicular to the wall, is prescribed on wall. The constant heat flux of the tube wall is maintained constant at  $600 \text{ W/m}^2$  (same as the experimental condition). The baffle (TB/T-TB) is maintained under an adiabatic condition so that  $\partial T/\partial n = 0$  where  $n$  is the normal to the TB/T-TB surface. It should be noted that the inlet and outlet dimensionless temperatures are identical.

### 3 Experimental study

Figures 2 and 3 represent the transverse twisted-baffles (T-TBs) used in the present experiment. The transverse twisted-baffles were made of aluminum sheets. Each sheet was 0.8 mm thick and 63 mm long. Twisted-baffles were fabricated at three twist ratios ( $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$ ) and width ratios ( $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$ ), where  $y, D$  and  $w$  are a twist length ( $180^\circ$  per twist length), an inner diameter of the test tube and a baffle width, respectively. The transverse twisted-baffles were placed in transverse arrangement along the test tube at constant pitch length ( $p$ ) of 96 mm (or  $p/D$  of 1.5).

Experiments were conducted in an open-loop experimental facility (as schematic diagram shown in Fig. 4). The major parts of the system were a circular copper tube, a high-pressure blower, an electrical power supply unit and measurement instruments and recorders. The copper tube had 64 mm inner diameter ( $D$ ) and 67 mm outer diameter ( $D_o$ ), 1.5 mm thickness ( $t$ ), and 3900 mm length ( $L$ ) which was divided into three parts: a calm section (2000 mm), a test section or heating section (1500 mm) and an exit (400 mm). The test section was heated by continually



**Fig. 2** Photograph of enhancement inserts in tandem arrangement at various baffle width ratios: **a** transverse baffles and **b** transverse twisted-baffles

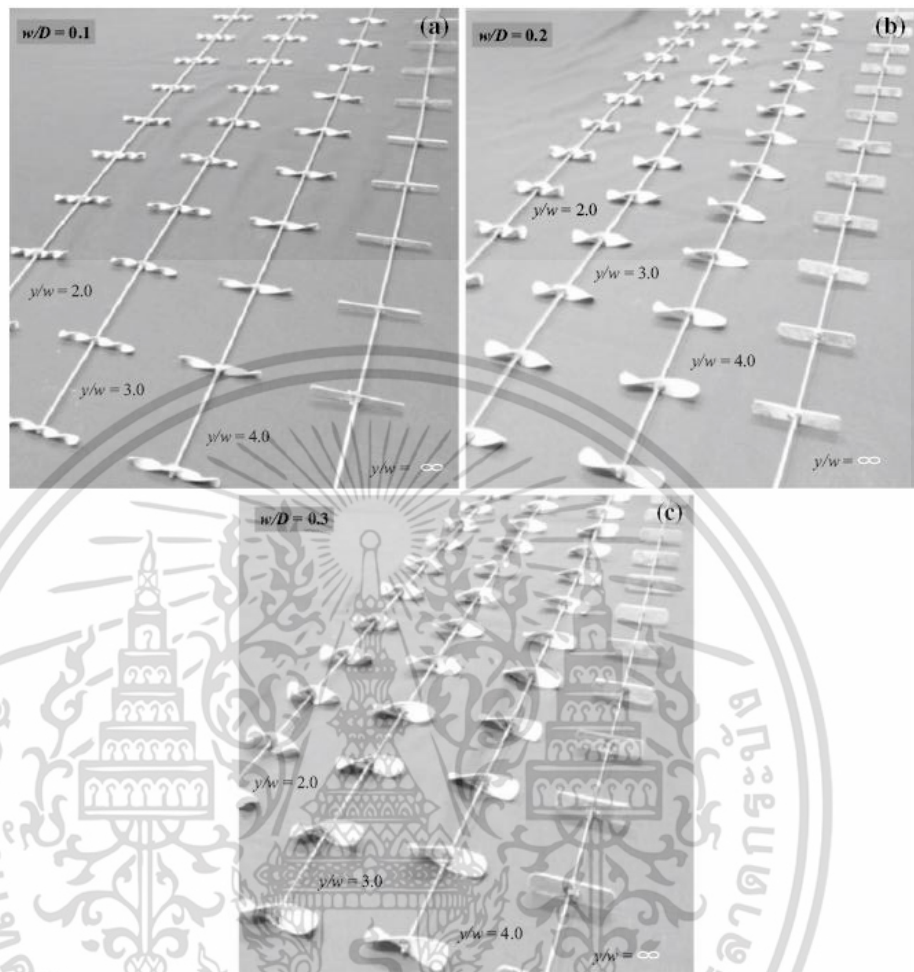


Fig. 3 Photograph of enhancement inserts in tandem arrangement at various baffle twist ratios: a  $w/D = 0.1$ , b  $w/D = 0.2$  and c  $w/D = 0.3$

winding flexible electrical wire connected to the electrical power supply unit. The power supply unit was controlled via a variac transformer to obtain a constant heat flux condition by keeping the output current below three amps. The outer surface of the test tube was well insulated to minimize convection and radiation heat losses to surroundings. In addition, necessary precautions were taken to prevent leakages from the system.

In the experiments, thermocouples were placed circumferentially at fifteen different axial distances. It was found that the temperatures which measured at the same axial distance but different circumferential positions, were comparable. This can be attributed to the excellent cross flow mixing associated with the periodical swirl flow. Each thermocouple was soldered in a groove inside the wall. The groove which was filed in the outer wall of the tube had a depth of 0.5 mm. After soldering, high temperature silicon insulation was applied on top of the soldered thermocouples to protect

them from direct exposure to the heater. The RTD for measuring the inlet temperature was installed into the tube core at the entrance while the ones for measuring the outlet temperatures were located at the distances of  $2D$  and  $4D$  downstream of the exit. Due to the chaotic fluid mixing, only three RTDs were used to measure the fluid temperature at each station. Wood bars with low thermal conductivity, were fitted around the copper tube to function as thermal barriers at the inlet and exit of the test section. The detailed description of experimental procedure was previously reported by Eiamsa-ard et al. [16].

#### 4 Data reduction and performance criteria

At steady state, the rate of heat absorbed by air (the working fluid) is assumed to be equal to the convective heat transfer rate.

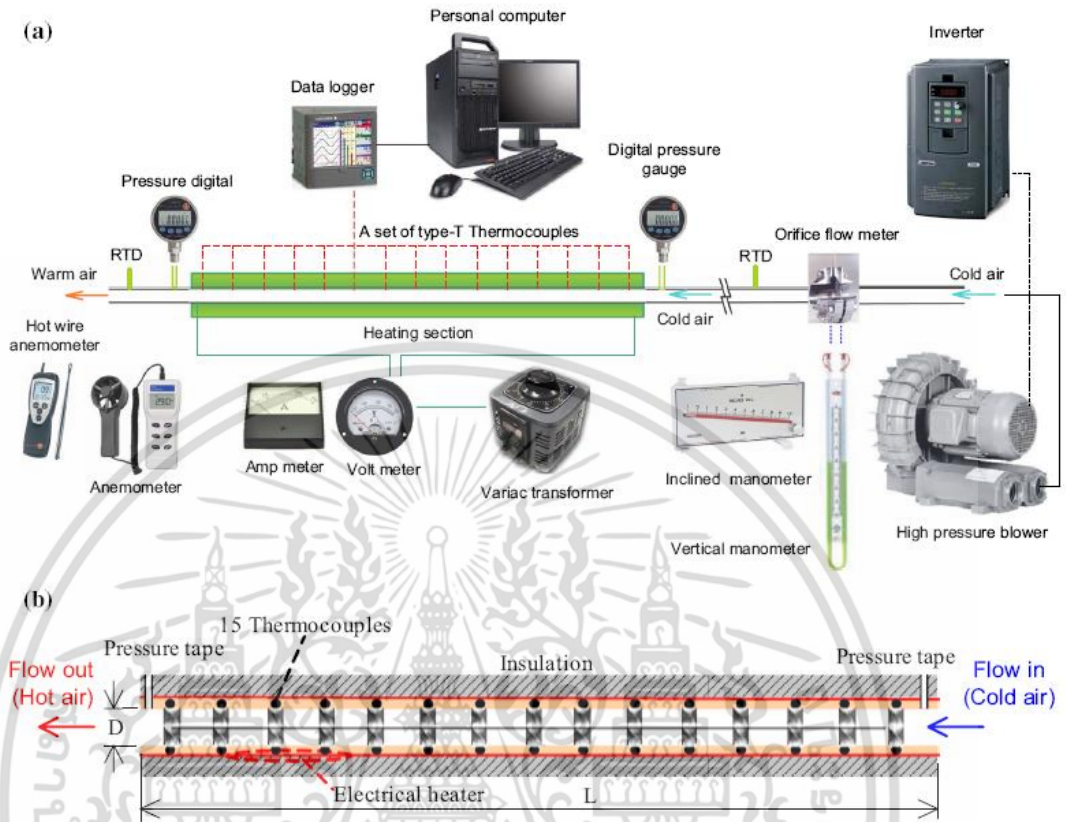


Fig. 4 Schematic diagram of experimental heat transfer set-up and test section. a schematic diagram of experimental set-up. b Test section

$$Q_a = Q_{conv} \tag{9} \quad Nu = hD/k_a \tag{15}$$

where

$$Q_a = \dot{m}C_{p,a}(T_o - T_i) \tag{10} \quad Re = \rho uD/\mu \tag{16}$$

The convection heat transfer from the test section can be written by The friction factor,  $f$  is computed by pressure drop,  $\Delta p$  across the length of the periodic tube,  $L$  as

$$Q_{conv} = hA(\bar{T}_w - T_b) \tag{11} \quad f = \frac{(\Delta p/L)D}{\frac{1}{2}\rho u^2} \tag{17}$$

where  $T_b$  is a bulk fluid temperature which is defined as

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \tag{12}$$

and  $\bar{T}_w$  is average wall temperature calculated from local wall temperatures measured at 15 points along the axial direction.

$$\bar{T}_w = \sum T_w/15 \tag{13}$$

An average heat transfer coefficient ( $h$ ) and an average Nusselt number ( $Nu$ ) can be calculated from the follow equations.

$$h = \dot{m}C_{p,a}(T_o - T_i)/A(\bar{T}_w - T_b) \tag{14}$$

The energy saving potential of the heat transfer enhancement devices can be evaluated in term of thermal performance factor ( $\eta$ ) which is defined as the ratio of the convective heat transfer coefficient of the tube with enhancement devices ( $h_t$ ) to that of the plain tube ( $h_p$ ), at an equal pumping power and given by

$$\eta = \frac{h_t}{h_p} \Big|_{pp} = \frac{Nu_t}{Nu_p} \Big|_{pp} = (Nu_t/Nu_p)/(f_t/f_p)^{1/3} \tag{18}$$

Where  $Nu_p$  and  $f_p$  stand for Nusselt number and friction factor for the plain tube, respectively.

## 5 Experimental uncertainties

The uncertainties of data measurements and calculations were also quantified based on the standard method [26–28]. In order to evaluate the reliability of the experimental facility, the uncertainties of experimental data were determined. The uncertainty of the Nusselt number and friction factor data can be expressed as follows [26–28].

*Nusselt number:*

$$\frac{\Delta Nu}{Nu} = \frac{1}{Nu} \left[ \left\{ \frac{\partial}{\partial h} (Nu) \Delta h \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial}{\partial D} (Nu) \Delta D \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial}{\partial k} (Nu) \Delta k_a \right\}^2 \right]^{0.5} = \left\{ \left( \frac{\Delta h}{h} \right)^2 + \left( \frac{\Delta D}{D} \right)^2 \right\}^{0.5} \quad (19)$$

Where

$$h = \frac{q''}{T_w - T_b}$$

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{1}{h} \left[ \left\{ \frac{\partial h}{\partial q''} \Delta q'' \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial h}{\partial T_w} \Delta T_w \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial h}{\partial T_b} \Delta T_b \right\}^2 \right]^{0.5} = \left[ \left\{ \frac{\Delta q''}{q''} \right\}^2 + \left\{ \frac{\Delta T_w}{T_w - T_b} \right\}^2 + \left\{ \frac{\Delta T_b}{T_w - T_b} \right\}^2 \right]^{0.5} \quad (20)$$

Where

$$q'' = \frac{0.5}{\pi DLh} \left[ (V^2/R) + \dot{m} C_p (T_{bo} - T_{bi}) \right]$$

*Friction factor:*

$$\frac{\Delta f}{f} = \frac{1}{f} \left[ \left\{ \frac{\partial f}{\partial (\Delta P)} \Delta (\Delta P) \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial f}{\partial L} \Delta L \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial f}{\partial D} \Delta D \right\}^2 + \left\{ \frac{\partial f}{\partial (\text{Re})} \Delta \text{Re} \right\}^2 \right]^{0.5} = \left[ \left\{ \frac{\Delta (\Delta P)}{\Delta P} \right\}^2 + \left\{ \frac{\Delta L}{L} \right\}^2 + \left\{ \frac{3\Delta D}{D} \right\}^2 + \left\{ \frac{2\Delta \text{Re}}{\text{Re}} \right\}^2 \right]^{0.5} \quad (21)$$

Where

$$\frac{\Delta (\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\Delta h}{h}$$

and

$$\frac{\Delta \text{Re}}{\text{Re}} = \left[ \left( \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta D}{D} \right)^2 \right]^{0.5}$$

**Table 1** Uncertainties for the relevant variables

| Variables                                    | Uncertainty (%) |
|--|-----------------|
| Ammeter, $I$                                 | 1.4             |
| Kinematic viscosity (air, from tables)       | 0.06            |
| Pressure, $P$                                | 4.8             |
| Mean temperature, $T_m$                      | 0.18            |
| Manometer (mm)                               | 4.2             |
| Temperature indicator                        | 3.2             |
| Test tube diameter, $D$                      | 1.2             |
| Thermal conductivity, $k$ (air, from tables) | 0.4             |
| Velocity of the air, $U$                     | 5.4             |
| Voltmeter, $V$                               | 1.7             |

The uncertainties of non-dimensional parameters were within  $\pm 5$ ,  $\pm 10$  and  $\pm 15$  % for Reynolds number, Nusselt number and friction factor, respectively. The other uncertainties are presented in Table 1. The experimental results were reproducible within these uncertainty ranges.

## 6 Results and discussion

### 6.1 Numerical results

#### 6.1.1 Validation of the transverse baffles (TBs)

Figure 5a, b shows the validation of the heat transfer (Nu) and friction factor (f) in the tube fitted with the transverse baffles (TBs) predicted by the RNG  $k - \varepsilon$  model with measurements for using the transverse baffles (TBs) with  $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$ . Evidently, the predicted Nu and f are in good agreement with present experimental data. As compared to the experimental results, the deviations of predicted heat transfer (Nu) and friction factor (f) data are within 8 and 6 %.

#### 6.1.2 Flow structure, temperature, local Nusselt number

The numerical results of flow and temperature characteristics in the tubes with baffles are displayed in Figs. 6a–g and 7a–g while the contour plots of local Nusselt number are shown in Fig. 8a–g. In the tubes with the transverse baffles (TBs) shown in Figs. 6a, b and 7a, b, fluid flow changes from a common axial flow to be a diverging-converging flow immediately downstream of the baffles, due to the flow disturbance by the baffles. As baffle width ratio ( $w/D$ ) increases, the flow becomes more complicated and its turbulence intensity increases. This results in a thinner thermal boundary layer, especially at the interfaces between the baffles and the tube walls (Figs. 6a, b, 7a, b) and thus higher Nusselt number Fig. 8a, b.

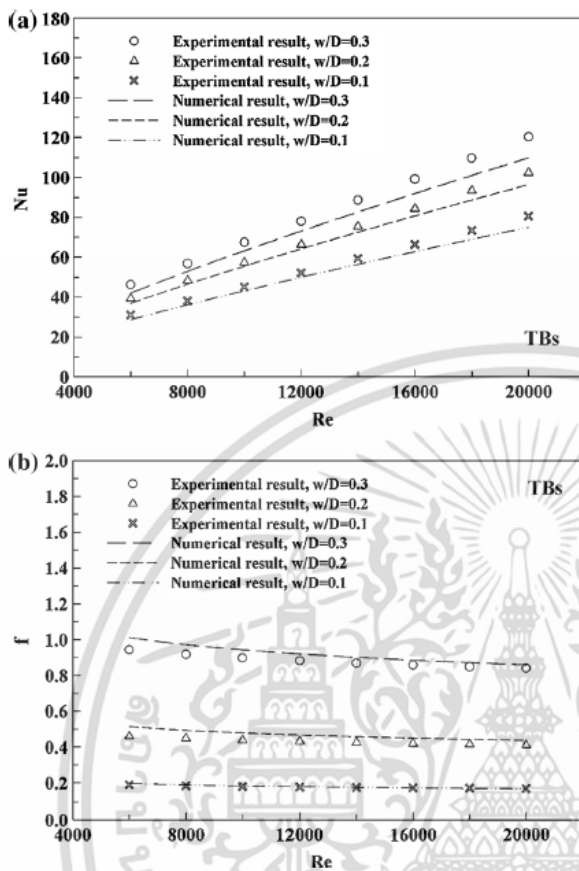


Fig. 5 Confirmatory test of Nusselt number and friction factor of tube with TBs at various  $w/D$ . a Nusselt number. b Friction factor

In the tubes with the transverse baffles (T-TBs) shown in Figs. 6c–g and 7c–g, swirl flow/vortex is induced immediately behind the baffles. The flow pattern is affected throughout the test section by the presence of the T-TBs. As twist ratio ( $y/w$ ) increases (or twist number decreases), the number of vortex decreases. At the same twist ratio ( $y/w$ ), swirl or vortex size increases, as baffle width ratio ( $w/D$ ) increases. This results in lower wall temperature and thus higher Nusselt number (Fig. 8c–g), due to the stronger turbulence intensity. This result is in the same manner as found in case of TBs. As twist ratio ( $y/w$ ) decreases, wall temperature decreases (Fig. 7c–g), Nusselt number increases and Nusselt number distribution becomes more uniform (Fig. 8c–g). This can be explained that the tapes with smaller twist ratio possessing higher twist number, give more consistent swirl flow and thus better fluid mixing within the tubes.

For the present study, all T-TBs consistently give higher Nusselt number and better uniformity of Nusselt number distribution than TBs. The superior performance for heat transfer enhancement of T-TBs to that of TBs is responsible

by the two functions of T-TBs including inducing swirl flow and giving flow disturbance, while TBs give only common fluid flow disturbance. Among the studied cases, the tube with T-TBs at  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$  yields the highest Nusselt number and the best uniformity of Nusselt number distribution (Fig. 8g).

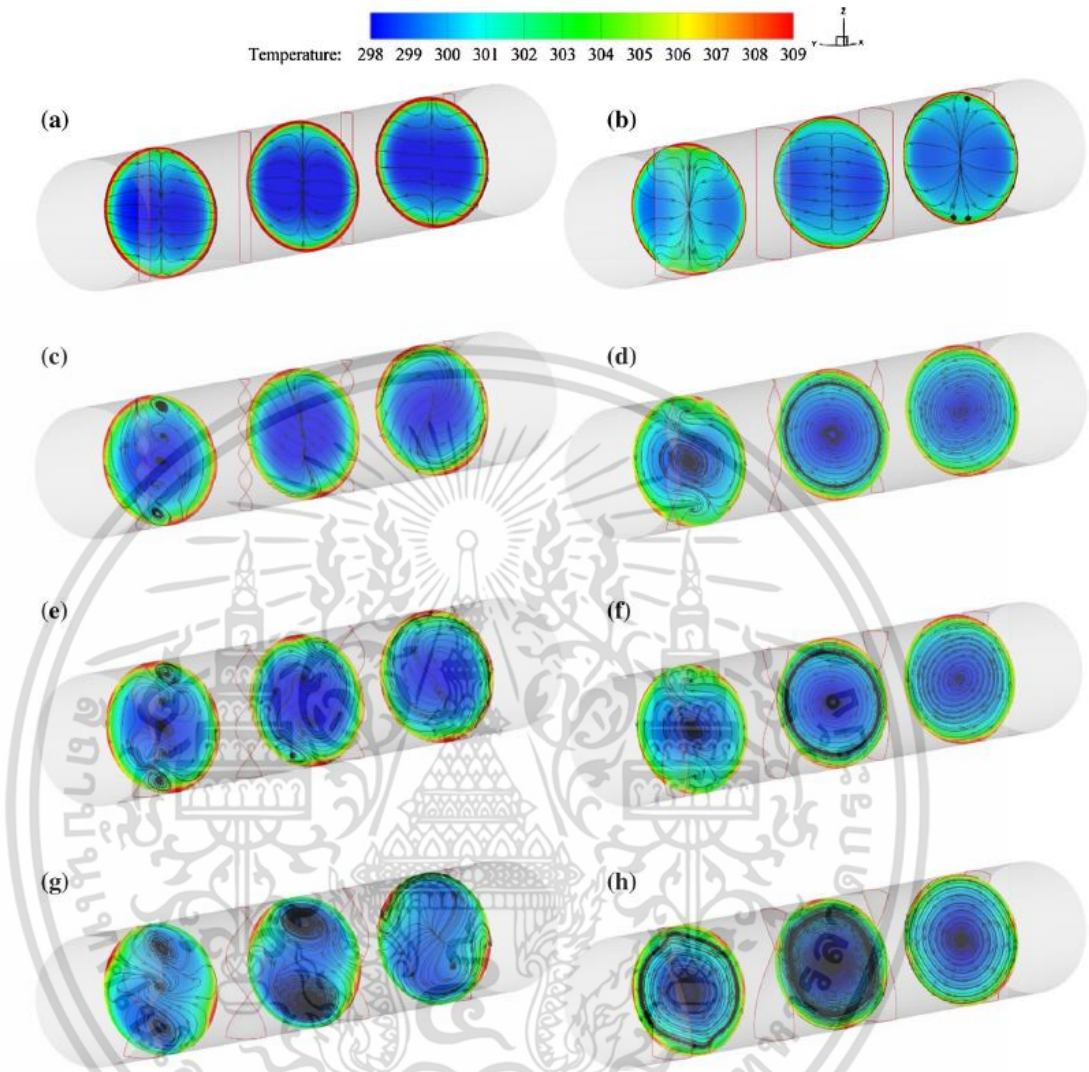
## 6.2 Experimental results

### 6.2.1 Validation test of the plain tube

To evaluate the reliability of the experimental facility and process, the verification of the present experimental data was conducted by comparing the experimental results (Nusselt number and friction factor) of the present plain tube with those obtained from the standard correlations [29] as shown in Fig. 9. The comparisons show the present results are in excellent agreement with those from the standard correlations. This indicates that the experimental facility and process applied in the present work are reliable.

### 6.2.2 Heat transfer

The experimental heat transfer results of the tubes equipped with transverse twisted-baffles (T-TBs), transverse baffles (TBs which can also be defined as the T-TBs with twist ratio ( $y/w$ ) of  $\infty$ ) and also the plain tube are presented in terms of Nusselt number ratio ( $Nu/Nu_p$  defined as the ratio of Nusselt number of tube with baffles to that of the plain tube (Fig. 10), for Reynolds numbers varied from 6000 to 20,000. For all cases, Nusselt numbers increase with increasing Reynolds number. However, Nusselt number ratios are approximately constant, since the Nusselt numbers in the tubes with baffles and the plain tube are concurrently increased with increasing Reynolds number. For both TBs and T-TBs, Nusselt numbers increase as baffle width ratio ( $w/D$ ) increases. According to the numerical results in Figs. 6, 7 and 8 results, the number of vortex increases as twist ratio decreases and vortex size increases as width ratio increases. The use of T-TBs with the smallest twist ratio ( $y/w = 2.0$ ) and the largest width ratio ( $w/D = 0.3$ ) results in the lowest wall temperature and the highest Nusselt number. This means that the vortex flow characteristic significantly affects heat transfer enhancement. The vortex with higher numbers gives more consistent fluid disturbance and the larger vortex size gives stronger turbulence intensity resulting in better fluid mixing between the wall and the core regions, higher temperature gradient along the heating wall and superior heat transfer enhancement. For T-TBs, Nusselt numbers increase as twist ratio ( $y/w$ ) decreases. These experimental results accord well with the numerical results in Sect. 6.1.2. As found, the Nusselt numbers given by the T-TBs with  $w/D = 0.3$  are higher



**Fig. 6** Contour plots of streamlines and temperature field in transverse planes for: **a** TBs,  $w/D = 0.1$ , **b** TBs,  $w/D = 0.3$ , **c** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 2.0$ , **d** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 4.0$ ,

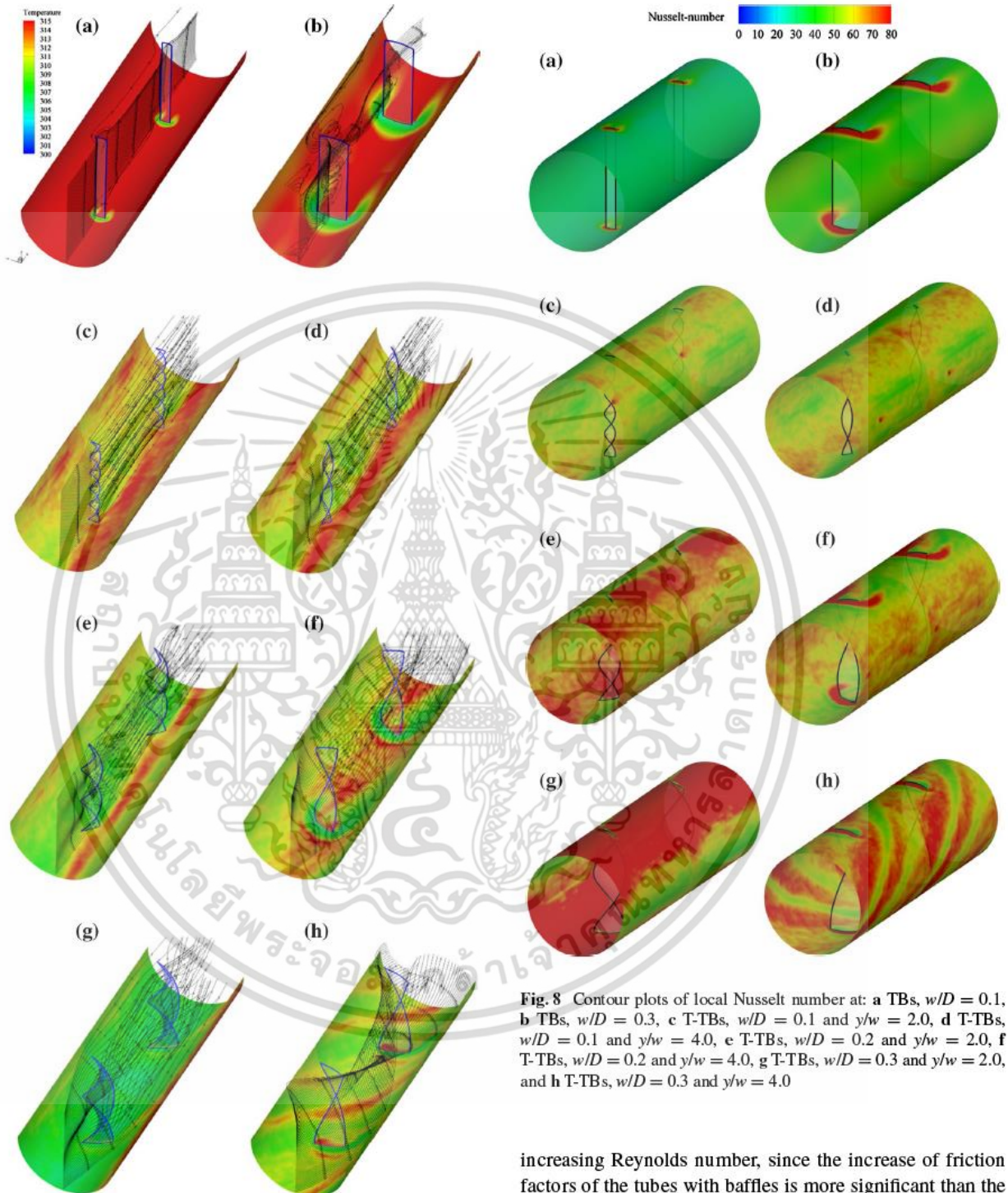
**e** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ , and **f** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 4.0$ , **g** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ , and **h** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 4.0$

than those of the ones with  $w/D = 0.1$  and  $0.2$  by around 50.2 and 21.9 %, respectively. The T-TBs at  $y/w = 2.0$  give higher Nusselt number than the ones with  $y/w = 3.0$  and  $4.0$  by around 5.4 and 12.6 %, respectively. At the constant baffle width ratio ( $w/D$ ) of 0.3, the Nusselt numbers of the tubes with T-TBs at  $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$  are higher than those of the plain tube around 197.6, 180.5 and 158.7 %, respectively. In addition, at similar conditions, the uses of T-TBs at  $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$  result in better heat transfer than that of TBs ( $y/w = \infty$ ) by around 17.9, 14.9 and 11 %. In addition, the experimental result reveal that among the studied cases, the tube with T-TBs at  $w/D = 0.3$  and

$y/w = 2.0$  yields the highest Nusselt number, same as that found in the numerical result.

### 6.2.3 Friction factor

The experimental friction loss results of the tubes equipped with transverse twisted-baffles (T-TBs), transverse baffles (TBs,  $y/w = \infty$ ) and also the plain tube are presented in terms of friction factor ratio ( $f/f_p$ ) defined as the ratio of friction factor of tube with baffles to that of the plain tube (Fig. 11), for Reynolds numbers varied from 6000 to 20,000. For all cases, friction factors ratio increase with



**Fig. 7** Streamlines and wall temperature for: **a** TBs,  $w/D = 0.1$ , **b** TBs,  $w/D = 0.3$ , **c** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 2.0$ , **d** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 4.0$ , **e** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ , and **f** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 4.0$ , **g** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ , and **h** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 4.0$

**Fig. 8** Contour plots of local Nusselt number at: **a** TBs,  $w/D = 0.1$ , **b** TBs,  $w/D = 0.3$ , **c** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 2.0$ , **d** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 4.0$ , **e** T-TBs,  $w/D = 0.2$  and  $y/w = 2.0$ , **f** T-TBs,  $w/D = 0.2$  and  $y/w = 4.0$ , **g** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ , and **h** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 4.0$

increasing Reynolds number, since the increase of friction factors of the tubes with baffles is more significant than the one of the plain tube. Interestingly, at similar conditions TBs ( $y/w = \infty$ ) consistently cause higher friction factors than T-TBs. This is attributed to the larger blockage area (surface perpendicular to the axial flow) of TBs as compared to those of T-TBs. The contours of static pressure

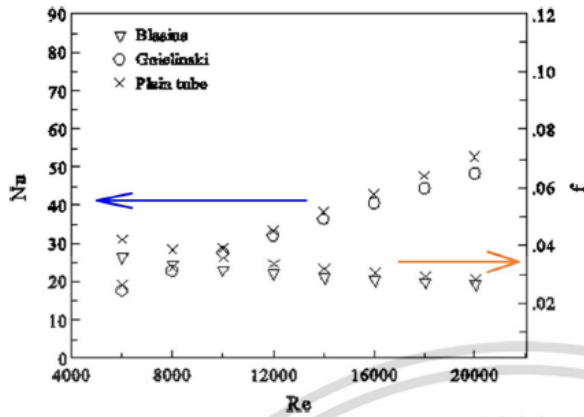


Fig. 9 Confirmatory test of Nusselt number and friction factor of plain tube

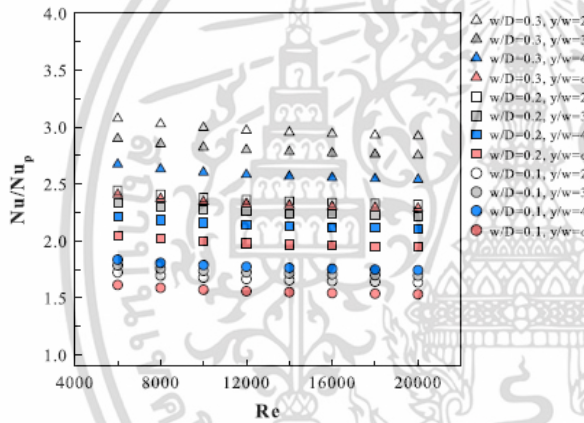


Fig. 10 Variations of Nusselt number with Reynolds number for different baffle width ratios ( $w/D$ ) and baffle twist ratios ( $y/w$ )

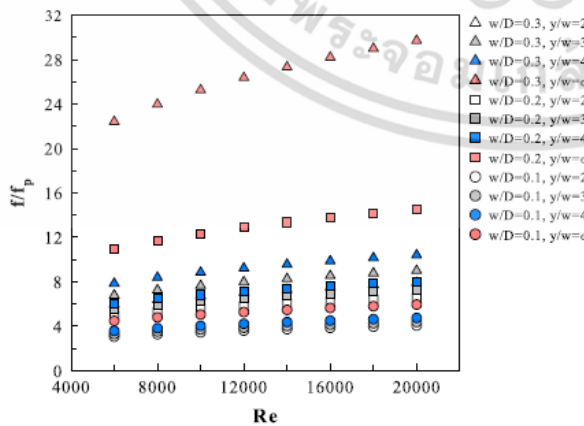


Fig. 11 Variations of friction factor with Reynolds number for different baffle width ratios ( $w/D$ ) and baffle twist ratios ( $y/w$ )

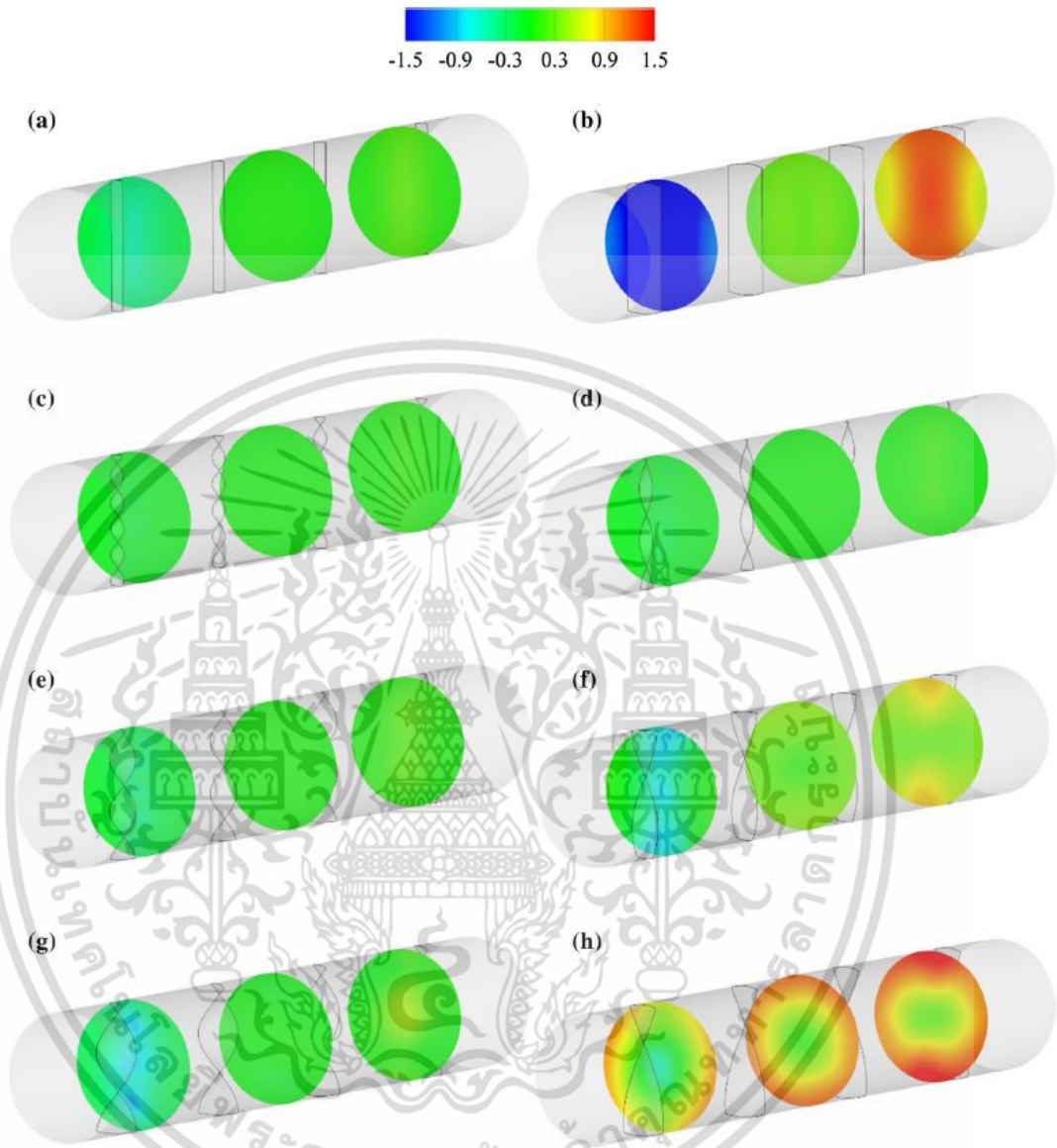
(Fig. 12a–h) reveal that the use of the baffle with large blockage area results in high static pressure on the front surface of the baffle since a dynamic pressure is significantly converted to be a static pressure due to the tangential contact between the fluid and the baffle when the fluid impingement occurs. Then, the static pressure is substantially dissipated behind the baffle, resulting in high pressure drop and thus, high friction loss. The results in Fig. 10 show that the friction factors caused by the TBs ( $y/w = \infty$ ) are around 46.5–275, 36.2–230 and 25.3–186 % higher than those caused by the T-TBs with  $y/w = 2.0, 2.5$  and  $3.0$ , respectively.

The effects of width ratio (for TBs and T-TBs) and twist ratio (for T-TBs) on friction loss are also directly related to the blockage area or the baffle surface perpendicular to the axial flow. Accordingly, friction loss increases with the increases of width ratio and twist ratio as shown in Figs. 10 and 11. Evidently, the friction factors of the tubes with T-TBs at  $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$  are respectively around 3.06–7.92, 3.29–8.99, 3.58–10.39 times of those of the plain tube. In other words, the T-TBs at  $y/w = 2.0$  cause lower friction loss than the ones with  $y/w = 3.0$  and  $4.0$  by around 9.6 and 18.7 %, respectively. Among the studied cases, the use of TBs with  $w/D = 0.3$  ( $y/w = \infty$ ) causes the maximum friction factor which is as high as 29.7 times of that of the plain tube.

6.2.4 Thermal performance

The effect of using TBs and T-TBs on thermal performance factor based on the same pumping power criterion, is presented in Fig. 13. For all cases, thermal performance factor tends to decrease with the rise of Reynolds number. At the same Reynolds number, thermal performance factors of the tubes with the T-TBs are consistently higher than those of the ones with the TBs. This is responsible by the superior heat transfer enhancement (due to the swirl flow as the extra secondary flow) with lower pressure drop penalty (due to the smaller surface perpendicular to the axial flow) given by the T-TBs, as compared to those given by the TBs ( $y/w = \infty$ ). The results in Fig. 13 show that the T-TBs with  $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$ , respectively yield higher thermal performance factors than TBs by around 21.3–98.5, 22.6–79.2 and 22.7–57.5 %. As shown, the thermal performance factors offered by T-TBs are above unity while those given by TBs are below unity. This indicates that the use of T-TBs is feasible for energy saving while that of TBs is not.

For T-TBs, Thermal performance factor increases as baffle width ratio ( $w/D$ ) increases and twist ratio ( $y/w$ ) decreases. The increase of baffle width ratio results in the increases of both Nusselt number and friction factor.



**Fig. 12** Contour plots of static pressure at: **a** TBs,  $w/D = 0.1$ , **b** TBs,  $w/D = 0.3$ , **c** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 2.0$ , **d** T-TBs,  $w/D = 0.1$  and  $y/w = 4.0$ , **e** T-TBs,  $w/D = 0.2$  and  $y/w = 2.0$ , and **f** T-TBs,  $w/D = 0.2$  and  $y/w = 4.0$ , **g** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ , and **h** T-TBs,  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 4.0$

However, the effect of the increased heat transfer is more dominant than the increased friction loss. The decrease of twist ratio results in heat transfer improvement and suppression of friction loss, both are beneficial effects for thermal performance. The T-TBs with the smallest twist ratio ( $y/w = 2.0$ ) give higher thermal performance factors than the ones with  $y/w = 3.0$  and  $4.0$  by around 8.4–10.7 and 17.8–25.9 %, respectively. For the studied range, the T-TBs with the optimal geometric parameters, ( $y/w = 2.0$

and  $w/D = 0.3$ ), give the thermal performance factors in a range of 1.46–1.69.

The variations of friction factor ratio ( $f/f_p$ ) with Nusselt number ratio ( $Nu/Nu_p$ ) are presented in Fig. 14. The variations show the trade-off between the improved heat transfer and the increased friction loss. It can be revealed that the use of the TBs with the largest width baffle ratio ( $w/D = 3.0$ ) results in extremely high friction factor (up to 29.7 times of the plain tube) and the moderate heat transfer

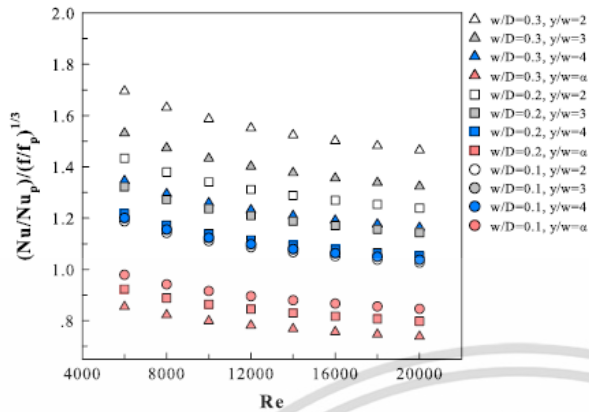


Fig. 13 Variations of thermal performance  $(Nu/Nu_p)/(ff_p)^{1/3}$  with Reynolds number for different baffle width ratios ( $w/D$ ) and baffle twist ratios ( $y/w$ )

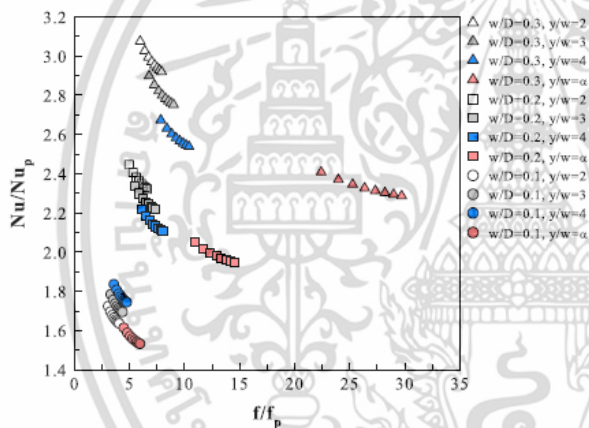


Fig. 14 Variations of  $(Nu/Nu_p)/(ff_p)$  with  $ff_p$  for different baffle width ratios ( $w/D$ ) and baffle twist ratios ( $y/w$ )

enhancement. This is responsible for the lowest thermal performance factor of the tube with the TBs. On the other hand, the use of T-TBs with the optimal geometric parameters, ( $y/w = 2.0$  and  $w/D = 0.3$ ), results in the excellent heat transfer enhancement (up to 3.08 times of the plain tube) and the reasonable friction loss (up to 7.9 times of the plain tube). This tradeoff leads to high thermal performance factor (up to 1.69 times of the plain tube at constant pumping power).

6.2.5 Empirical correlations

The experimental results of the Nusselt number, friction factor, and thermal performance of the tubes with the transverse twisted-baffles (T-TBs) and transverse baffles (TBs) are employed for developing the empirical correlations, for the

further practical use. The resultant empirical correlations are shown in Eqs. (22–24). To evaluate the accuracy of the correlations, the experimental results are compared with those calculated from the correlations. The comparisons indicate that the deviations of the experimental results from the correlations are within  $\pm 8$ ,  $\pm 4$  and  $\pm 8$  % for Nusselt number, friction factor, and thermal performance, respectively.

$$Nu = 0.11Re^{0.797} Pr^{0.4} (w/D)^{0.432} (y/w)^{-0.082} \tag{22}$$

$$f = 1.099Re^{-0.096} (w/D)^{0.668} (y/w)^{0.298} \tag{23}$$

$$\eta = 6.602Re^{-0.121} (w/D)^{0.209} (y/w)^{-0.181} \tag{24}$$

6.3 Comparative study

Comparisons between present turbulators with transverse twisted-baffles (T-TBs;  $w/D = 0.3$  and  $y/w = 2.0$ ) and the modified turbulators in the open literature are demonstrated in Figs. 15 and 16. The results of C-type turbulators with PR = 5.0 of Muthusamy et al. [12], triple twisted tape turbulators with  $y/w = 1.92$  of Bhuiya et al. [14], helically twisted tape with  $y/w = 3.0$  and  $p/D = 2.0$  of Nanan et al. [17], and S-shape small pipe with spacer length  $S = 100$  mm and arc radii  $R = 15$  mm) of Tu et al. [20] are chosen for comparison. The thermal performance factors were performed under the same pumping power. It is found that the thermal performance factors of the present transverse twisted-baffles (T-TBs) are higher than those of most inserts in the open literature including the helically twisted tape by Nanan et al. [17], triple twisted tape by Bhuiya et al. [14] and C-type turbulators by Muthusamy et al. [12]. However, present transverse twisted-baffles (T-TBs) give lower thermal performance factors than the S-shape small pipe by Tu et al. [20]. Therefore, it can be concluded that the present transverse twisted-baffles (T-TBs) are competitive as compared to other tube inserts.

7 Conclusions

The experimental and numerical studies were carried out to investigate the flow and heat transfer and friction loss characteristics of the tubes equipped with the TBs and T-TBs compared to those of the plain tube. The studies encompass three different baffle width ratios ( $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$ , for TBs and T-TBs), three baffle twist ratios ( $y/w = 2.0, 3.0$  and  $4.0$ , for T-TBs) and Reynolds numbers from 6000 to 20,000. The major findings in the present work are summarized as follows.

1. For the present study, all T-TBs consistently give higher Nusselt number and better uniformity of Nusselt

Fig. 15 The turbulators in open literature

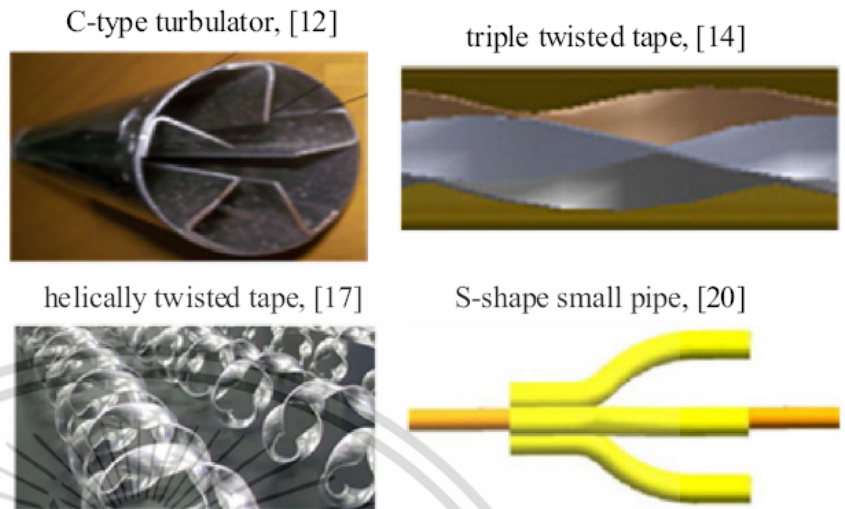
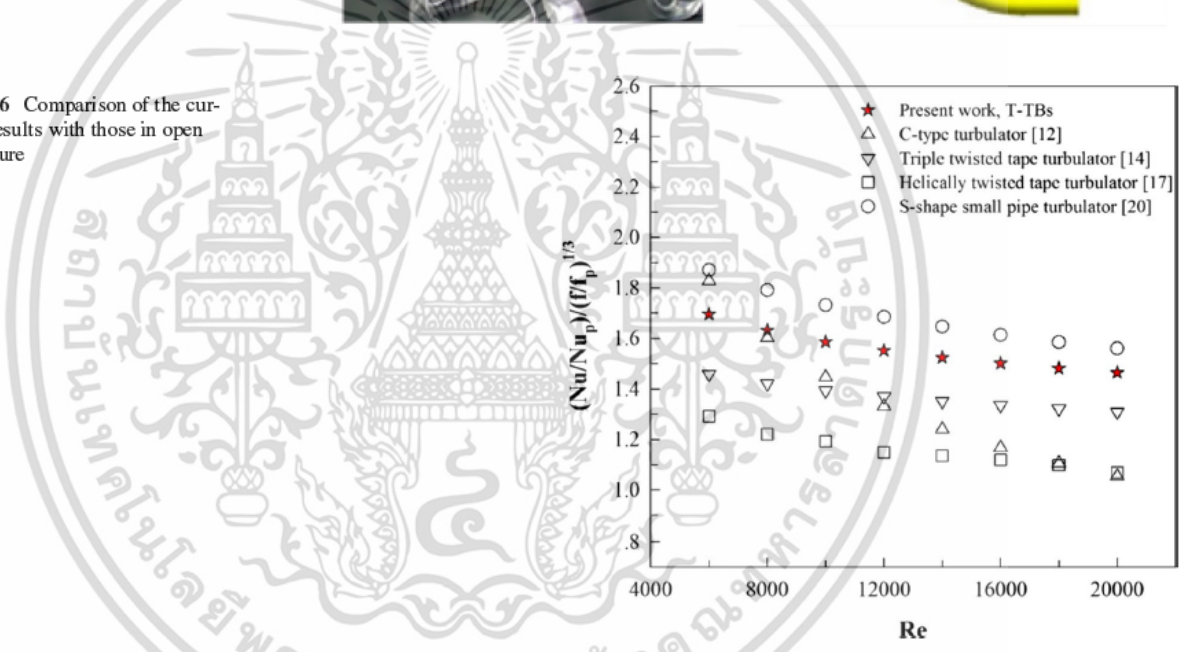


Fig. 16 Comparison of the current results with those in open literature



number distribution than TBs. However, T-TBs cause lower friction loss than TBs, due to the proper design of baffle twist shape.

2. For both TBs and T-TBs, Nusselt number, friction factor and thermal performance factor increase with increasing baffle width ratio ( $w/D$ ). At constant  $y/w$  of 4.0, the Nusselt numbers of the tubes with the T-TBs at  $w/D = 0.1, 0.2$  and  $0.3$  are higher than those of the plain tube by around 74.3–83.6, 111–122, and 154–167 %, respectively. However, the increase in friction factor is more significant than the increase of Nusselt number. For T-TBs, as twist ratio ( $y/w$ ) decreases, Nusselt numbers increases, friction loss decreases and thermal performance increases.

3. The effect of interaction of the vortices induced by T-TBs is numerically investigated. For the studied range, the T-TBs with the optimal geometric parameters, ( $y/w = 2.0$  and  $w/D = 0.3$ ), give the thermal performance factors in a range of 1.46–1.69. T-TBs offer superior thermal performance to TBs. The thermal performance factors offered by T-TBs are above unity while those given by TBs are below unity.

4. The experimental results of the Nusselt number, friction factor, and thermal performance of the tubes with the transverse twisted-baffles (T-TBs) and transverse baffles (TBs) are employed for developing the empirical correlations, for the further practical use. Evidently, the resultant correlations give satisfactory predictions with

deviations within  $\pm 8$ ,  $\pm 4$  and  $\pm 8$  % for Nusselt number, friction factor, and thermal performance, respectively.

## References

- Alam T, Saini RP, Saini JS (2014) Use of turbulators for heat transfer augmentation in an air duct—a review. *Renew Energy* 62:689–715
- Durmuş A (2004) Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators. *Energy Convers Manag* 45:785–796
- Yakut K, Sahin B (2004) The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation. *Appl Therm Eng* 24(16):2427–2438
- Eiamsa-ard S, Promvong P (2006) Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators. *Int Commun Heat Mass Transf* 33:591–600
- Promvong P, Eiamsa-ard S (2007) Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators. *Int Commun Heat Mass Transf* 34:72–82
- Promvong P, Eiamsa-ard S (2007) Heat transfer augmentation in a circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry. *Exp Therm Fluid Sci* 32:332–340
- Promvong P, Eiamsa-ard S (2007) Heat transfer in a circular tube fitted with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators. *Int Commun Heat Mass Transf* 34:838–848
- Akansu SO (2006) Heat transfer and pressure drops for porous-ring turbulators in a circular pipe. *Appl Energy* 83:280–298
- Zamankhan P (2010) Heat transfer in counter flow heat exchangers with helical turbulators. *Commun Nonlinear Sci Numer Simul* 15:2894–2907
- Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S (2010) Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. *Int Commun Heat Mass Transf* 37:568–574
- Karakaya H, Durmuş A (2013) Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators. *Int J Heat Mass Transf* 60:756–762
- Muthusamy C, Vivar M, Skryabin I, Srithar K (2013) Effect of conical cut-out turbulators with internal fins in a circular tube on heat transfer and friction factor. *Int Commun Heat Mass Transf* 44:64–68
- Bhuiya MMK, Sayem ASM, Islam M, Chowdhury MSU, Shahabuddin M (2014) Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts. *Int Commun Heat Mass Transf* 50:25–33
- Bhuiya MMK, Chowdhury MSU, Shahabuddin M, Saha M, Memon LA Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts, triple twisted tape,  $y/W = 1.92$
- Thianpong C, Yongsiri K, Nanan K, Eiamsa-ard S (2012) Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators. *Int Commun Heat Mass Transf* 39:861–868
- Eiamsa-ard S, Yongsiri K, Nanan K, Thianpong C (2012) Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters. *Chem Eng Process* 60:42–48
- Nanan K, Yongsiri K, Wongcharee K, Thianpong C, Eiamsa-ard S (2013) Heat transfer enhancement by helically twisted tapes inducing co- and counter-swirl flows. *Int Commun Heat Mass Transf* 46:67–73
- Jasiński PB (2014) Numerical study of the thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 2: Heat transfer. *Int J Heat Mass Transf* 74:473–483
- You Y, Fan A, Liang Y, Jin S, Liu W, Dai F (2014) Entropy generation analysis for laminar thermal augmentation with conical strip inserts in horizontal circular tubes. *Int J Therm Sci* 88:201–214
- Tu W, Tang Y, Zhou B, Lu L (2014) Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube with small pipe inserts. *Int Commun Heat Mass Transf* 56:1–7
- Tsia JP, Hwang JJ (1999) Measurements of heat transfer and fluid flow in a rectangular duct with alternate attached/detached rib-arrays. *Int J Heat Mass Transf* 42:2071–2083
- Lorenz S, Mukomilow D, Leiner W (1995) Distribution of the heat transfer coefficient in a channel with periodic transverse grooves. *Exp Therm Fluid Sci* 11:234–242
- Chaube A, Sahoo PK, Solanki SC (2006) Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater. *Renew Energy* 31:317–331
- Mousavi SS, Hooman K (2006) Heat and fluid flow in entrance region of a channel with staggered baffles. *Energy Convers Manag* 47:2011–2019
- Tanda G (2004) Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. *Int J Heat Mass Transf* 47:229–243
- ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1-1985. Part I, 1986
- Kline SJ, McClintock FA (1953) Describing uncertainties in single sample experiments. *Mech Eng* 75:3–8
- Saha SK (2010) Thermohydraulics of turbulent flow through rectangular and square ducts with axial corrugation roughness and twisted-tapes with and without oblique teeth. *Exp Therm Fluid Sci* 34:744–752
- Incropera FP, DeWitt DP (2002) Fundamentals of heat transfer, 5th edn. Wiley, New York, pp 491–492

### ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในในที่ประชุมนานาชาติ

1. Piriyaungrod, N., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. 2015. “Simulation of turbulent heat transfer in a tube fitted with regularly-spaced twisted tapes with alternate axes” **The 22 Regional Symposium on Chemical Engineering**, Bangkok, Thailand, September 24-25,
2. Piriyaungrod, N., Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. 2015. “Swirl flow and heat transfer through tube with multiple twisted tapes inserts Regional” **The 22 Regional Symposium on Chemical Engineering**, Bangkok, Thailand, September 24-25,



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Department of Chemical Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang



TIChE  
The Thai Institute of Chemical Engineering  
and Applied Chemistry



SCEJ  
The Society of Chemical Engineers,  
Japan

"Embracing the Opening of AEC Incorporating with Education, Research, and Industries in Chemical Engineering"

22<sup>nd</sup> 2015

**RSCCE**

Bangkok, Thailand

The 22<sup>nd</sup>  
Regional Symposium  
on  
Chemical Engineering

September  
24-25, 2015  
Novotel Suvarnabhumi Airport Hotel,  
Bangkok, Thailand



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Simulation of turbulent heat transfer in tubes fitted with regularly-spaced twisted tapes with alternate axes

N. Piriyarungrod<sup>1,\*</sup>, S. Eiamsa-ard<sup>2</sup> and C. Thianpong<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand

<sup>2</sup> Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok, Thailand

\*Corresponding author: E-mail jamesmutniwat@hotmail.com

**Abstract** — A numerical simulation of turbulent forced convection is performed in order to gain an understanding of swirling flow field, fluid temperature, local Nusselt number, pressure drop and thermal performance characteristics of three-dimensional round tubes equipped with regularly-spaced twisted tapes with alternate axes (RS-TT-A). Twisted tapes with free space length ratios of  $s/w = 1.0, 1.5$  and  $2.0$  are considered. Computations, based on a finite volume method, are carried out by utilizing the RNG  $k-\epsilon$  turbulence model. The results of the tubes with RS-TT-A are compared with those of the ones with regularly-spaced twisted tape (RS-TT) and typical twisted tape (TT) and also a plain tube. Parametric runs are made for Reynolds numbers of 5000 to 15,000. The tube wall is subjected to a uniform heat flux heating condition. The numerical results show that RS-TT-A yield higher Nusselt number and thermal performance than RS-TT. For RS-TT-A and RS-TT, thermal performance increases with increasing free space length ratio.

**Keywords:** Heat exchanger, heat transfer, regularly-spaced twisted tape with alternate axis (RS-TT-A), typical twisted tape, swirl flow

### I. INTRODUCTION

The passive heat transfer augmentation methods which do not need any external power input are used in many engineering applications. There are hundreds of passive methods, one of the most popular techniques is insertion of twisted tapes in a tube. This technique enhances the convective heat transfer by introducing swirl into the bulk flow and disrupting the thermal boundary layer on the tube wall. However, the use of twisted tape also causes the rise of the pressure drop inside the tube. A lot of research works have been carried out to find the optimal design of twisted tape inserts and achieve the best thermal

performance or the best tradeoff between the enhanced heat transfer and increased friction loss. Zhang *et al.* [1] focused in improving heat transfer by developing twisted tapes in forms of triple and quadruple twisted tapes which produced more consistent swirl flow than a typical one. They reported that the triple and quadruple twisted tapes respectively enhanced Nusselt number up to 171% and 182% compared to that of the plain tube. The thermal performance factors of tube fitted with the enhance devices were around 1.64-2.46. Another design of twisted tape to reduce the friction loss and improved thermal performance factor is a twisted tape with regular space or a regularly spaced twisted tape. Regularly spaced twisted tapes with different geometries were proposed [2-5]. Ananth and Jaisankar [6] employed helical tape with different spacer lengths for heat transfer in a thermosyphon solar water heater. Their results showed that heat transfer rate increased with the decrease in rod and spacer length while pressure drop decreased with the increase in rod and spacer length. Similarly, Eiamsa-ard *et al.* [7] found that the regularly-spaced twisted tape with smaller free space ratio gave higher heat transfer rate and lower friction factor. As compared to a full length twisted tape, regularly-spaced twisted tapes caused lower friction factor because they induced less consistent swirling flows and weaker turbulence. This work adopts both improving heat transfer and reducing friction factor approaches in order to improve thermal performance of twisted tape inserts. The modification for improving heat transfer is made by introducing alternate axes into twisted tapes. The alternate axes are expected to induce strong flow fluctuation and thus turbulence. The modification for reducing friction factor is made by leaving space between each pair of the tapes. Three space length ratios,  $s/w = 1.0, 1.5$  and  $2.0$  are examined to find the optimum geometry. The modified twisted tapes called regularly-spaced twisted tapes with alternate axes (RS-TT-A). The typical regularly-spaced twisted tapes (RS-TT) are also studied for comparison. The simulation is carried out for Reynolds numbers ( $Re$ ) from

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



5000 to 15,000 using air as the working fluid.

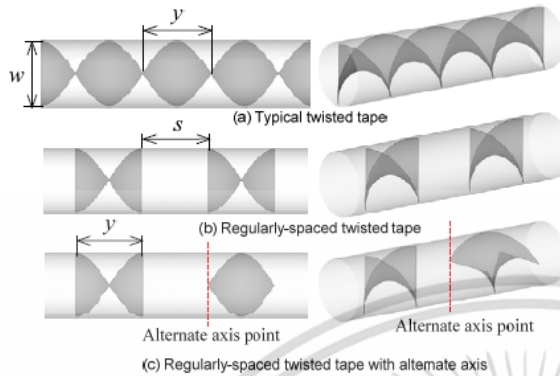


Figure 1 Grid arrangement for circular tube fitted with regularly-spaced twisted tape with alternate axis (RS-TT-A).

## II. PHYSICAL MODEL

The details of circular tubes fitted with regularly-spaced twisted tapes with alternate axes (RS-TT-A) are presented in Fig. 1. The regularly-spaced twisted tape with alternate axis with three different space length ratios,  $s/w = 1.0, 1.5$  and  $2.0$  are tested. The results of the tubes with RS-TT-A are compared with those of the ones with regularly-spaced twisted tape (RS-TT) and typical twisted tape (TT) and also a plain tube. All tapes have the same twist ratio ( $y/w$ ) of  $1.0$  and all circular tubes have the same diameter of  $20$  mm.

## III. GOVERNING EQUATIONS

The phenomenon under consideration is governed by the steady three-dimensional form of the continuity, the time-averaged incompressible Navier-Stokes equations and the energy equation. In the Cartesian tensor system, these equations can be written in the following form:

Continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

Energy equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

$$E = c_p T - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (4)$$

The Reynolds-averaged approach to turbulence modeling requires that the Reynolds stresses,  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  in Eq. (2) be appropriately modeled.

A common method employs the Boussinesq hypothesis to relate the Reynolds stresses to the mean velocity gradients:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

The expression for the turbulent viscosity is given as

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

The time-independent incompressible Navier-Stokes equations are discretized using the finite volume method. QUICK (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme) and central differencing flow numerical schemes are applied for convective and diffusive terms, respectively. The discrete nonlinear equations are implemented implicitly. To evaluate the pressure field, the pressure-velocity coupling algorithm SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) is selected. At the inlet fully-developed velocity profile is imposed. Impermeable boundary condition is implemented over the wall. The inlet turbulence intensity is kept constant at  $10\%$ , unless stated otherwise.

Two parameters of interest are: (1) friction factor and (2) Nusselt number. The friction factor,  $f$  is computed from the following equation.

$$f = \frac{\Delta P}{\left[ \frac{L}{D} \right] \left[ \frac{\rho u^2}{2} \right]} \quad (7)$$

Where  $\Delta p$  is pressure drop across the length of the tube ( $L$ )

The heat transfer is evaluated in term of Nusselt number which can be expressed as

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (8)$$

The average Nusselt number can be obtained by:

$$Nu_{ave} = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (9)$$

The thermal performance can be expressed as:

$$\eta = \left( \frac{Nu_t}{Nu_p} \right) \left( \frac{f_t}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

IV. NUMERICAL RESULTS

The contour plots of streamline in the tubes with RS-TT-A (with  $s/w = 1.0$  and  $2.0$ ), RS-TT, TT and the plain tube are shown and compared in Fig. 2. Swirl flow stream lines regarding to twisted tape geometries are found in the tubes with all tapes while only straight stream lines are observed in the plain tube. It is also found that the TT gives more consistent swirl than RS-TT-A and RS-TT. For RS-TT-A, swirl consistency become poorer and its intensity becomes weaker as twist ratio ( $s/w$ ) increases. It can also be observed high turbulence due to flow fluctuation is found around alternate axes of RS-TT-A at both  $s/w = 1.0$  and  $2.0$ .

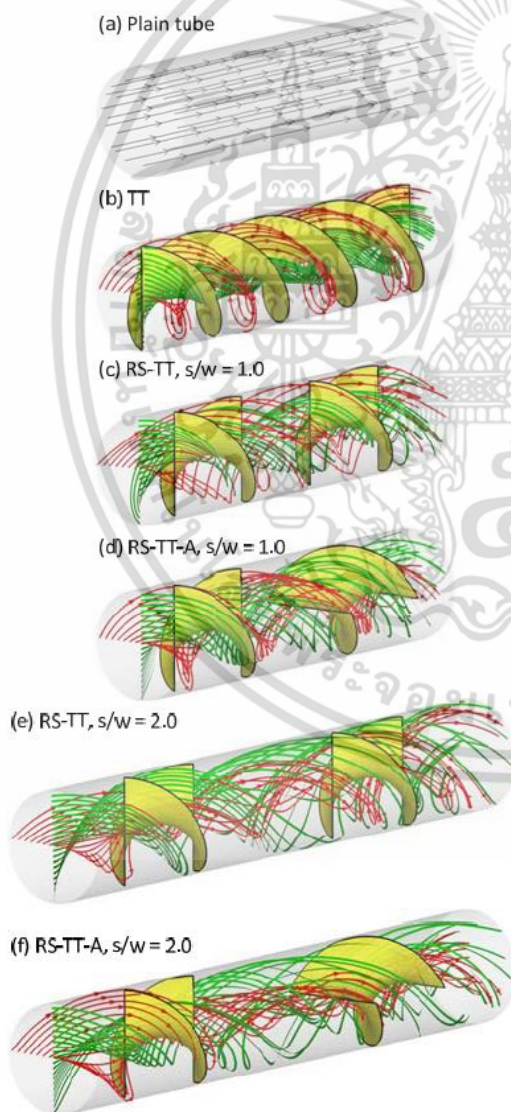


Figure 2 Contour plots of streamline in tubes with RS-TT-A, RS-TT, TT and the plain tube.

Figure 3 presents contour plots of fluid temperature in the tubes with RS-TT-A (with  $s/w = 1.0$  and  $2.0$ ), RS-TT, TT and the plain tube. For the plain tube, fluid temperature is unchanged and thick thermal boundary exists throughout the test section. For the tubes with twisted tapes, fluid temperatures around the entrances and tube cores are low. Then, fluid temperatures become higher along the axial direction due to a swirling effect that enhances fluid mixing between core and wall regions and thus improves heat transfer from tube walls to fluid. In addition, fluid fluctuation in RS-TT-A cases further enhances fluid mixing and heat transfer.

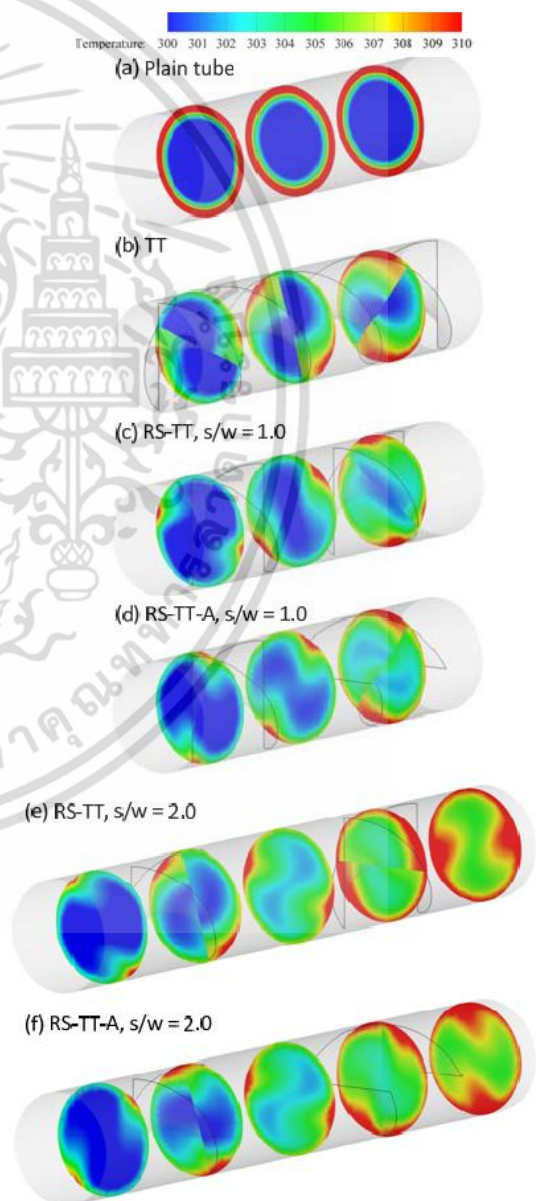


Figure 3 Temperature fields in tubes with RS-TT-A, RS-TT, TT and the plain tube.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Figure 3 also found that the RS-TT-A with the smallest space length ratios,  $s/w = 1.0$ , give better fluid mixing than the ones with  $s/w = 2.0$  due to more consistent swirling effect. These results accord with those in Fig. 4 which shows that the RS-TT-A with the smallest space length ratios,  $s/w = 1.0$ , give higher Nusselt number and more uniform Nusselt number distribution than the ones with  $s/w = 2.0$ .

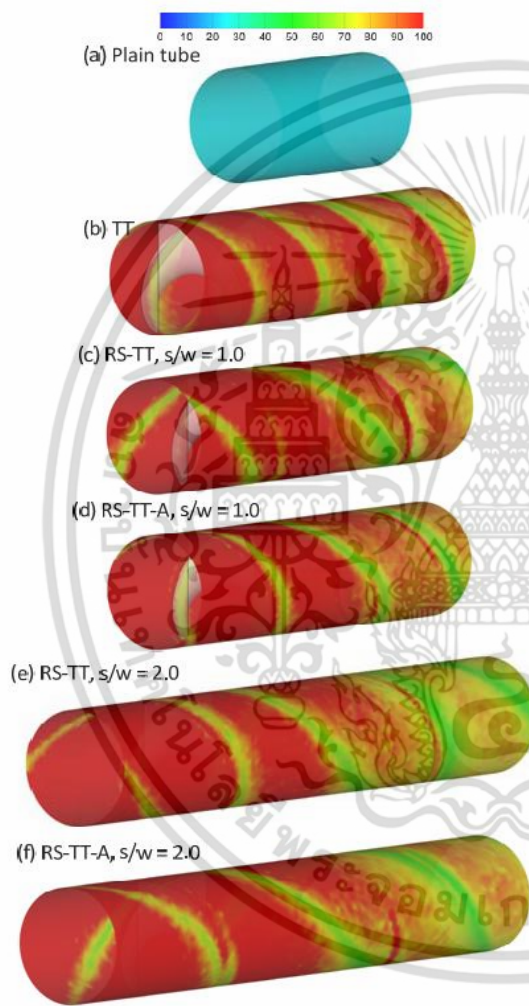


Figure 4 Nusselt numbers distributions around tubes with RS-TT-A, RS-TT, TT and the plain tube.

Nusselt number ratio ( $Nu/Nu_p$ ) against Reynolds number of all studied cases is shown in Fig. 5. For all tubes with twisted tapes, Nusselt number ratios are higher than unity. This indicates an advantageous gain of using the tubes with twisted tapes over the plain tube. However, Nusselt number ratio considerably decreases with the rise of Reynolds number. This relates to the thickness of thermal boundary layer. At low Reynolds number the

thickness of thermal boundary layer is large, thus heat transfer enhancement (in term of  $Nu/Nu_p$ ) promoted by the boundary layer disruption is more significant than that at the higher Reynolds number where the thickness of thermal boundary layer is initially smaller [8]. At similar conditions, RS-TT-A give higher Nusselt number than RS-TT.

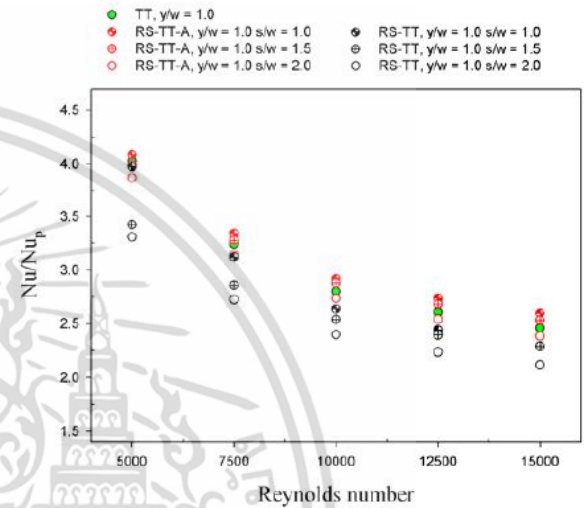


Figure 5 Variation of average Nusselt number ratio ( $Nu/Nu_p$ ) with Reynolds number ( $Re$ ).

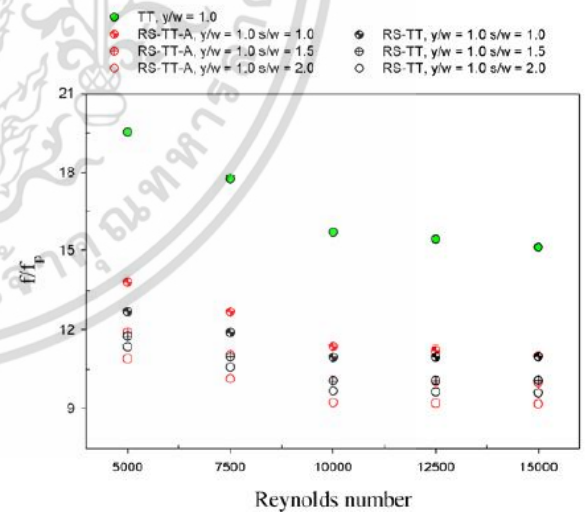


Figure 6 Relationship between friction factor ratio ( $f/f_p$ ) and Reynolds number ( $Re$ ).

In addition, Nusselt number ratio tends to decrease with the rise of space length ratio ( $s/w$ ) for both regularly-spaced twisted tape with/without alternate axis (RS-TT-A and RS-TT). The use of RS-TT-A with  $s/w = 1.0$  and  $1.5$  results in higher Nusselt number than the use of TT while the use of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



RS-TT-A with  $s/w = 1.5$  and  $2.0$  results in lower Nusselt number. According to the obtained results, the Nusselt numbers of the tubes with RS-TT-A with  $s/w = 1.0$  increase by 3.9% as compared to that of the one with TT, due to the effect of fluid fluctuation induced by alternate axes. On the other hand, all RS-TT give lower Nusselt number than TT.

Relationship between friction factor ratio ( $f/f_p$ ) and Reynolds number ( $Re$ ) of all tubes with twisted tapes is shown in Fig. 6. For all cases, friction factor ratio ( $f_i/f_p$ ) tends to decrease with the rise of Reynolds number. At similar conditions, RS-TT-A cause comparable friction loss to RS-TT. For both RS-TT-A and RS-TT, friction factor slightly decreases with the rise of space length ratio ( $s/w$ ). Friction factors of the tube with TT are substantially higher than those of the tubes with RS-TT-A and RS-TT. The maximum friction factor of the tube with TT is 16.7, 1.71 and 1.64 times of those of the plain tube and the tubes with RS-TT-A and RS-TT, respectively.

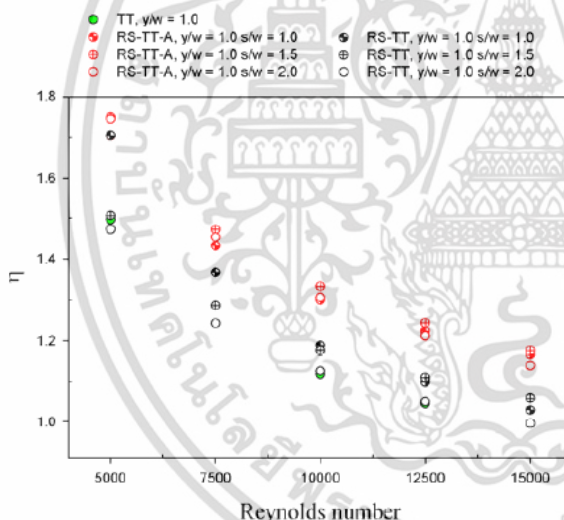


Figure 7 Relationship between thermal performance factor ( $\eta$ ) and Reynolds number ( $Re$ ).

The variation of thermal performance factor ( $\eta$ ) with Reynolds number is shown in Fig. 7. For all cases, thermal performance substantially decreases with increasing Reynolds number. All tubes with twisted tapes yield thermal performance factors above unity. At the same Reynolds number, thermal performance factors of the tubes with RS-TT-A are considerably higher than those of the tubes with RS-TT and TT. This is attributed to the better tradeoff between enhanced heat transfer and increased friction loss associated with the use of RS-TT-A compared to the use of RS-TT and TT. Among the RS-TT-A, the one with  $s/w = 1.5$  and  $2.0$  offer the maximum thermal

performance factor. Although the RS-TT-A with  $s/w = 1.5$  and  $2.0$  yields lower heat transfer than the ones with  $s/w = 1.0$ , its higher thermal performance factor is the result of the dominant influence of the lower friction loss. The mean thermal performance factors offered by the RS-TT-A at  $s/w = 1.0, 1.5$  and  $2.0$  are respectively 15.9%, 18.3% and 16.1% higher than that given by the TT.

## V. CONCLUSIONS

Numerical investigation of heat transfer, friction loss and thermal performance characteristics of the tubes with RS-TT-A at three different space length ratios compared with those of the ones with regularly-spaced twisted tape (RS-TT) and typical twisted tape (TT) and also a plain tube are reported.

The following conclusions can be drawn:

1. RS-TT-A yield higher Nusselt number than RS-TT and TT. For RS-TT-A and RS-TT, Nusselt number increases with decreasing space length ratio.
2. RS-TT-A cause slightly higher friction loss than RS-TT but substantially lower than TT. For RS-TT-A and RS-TT, friction loss increases with decreasing space length ratio.
3. RS-TT-A gives superior thermal performance factor to RS-TT and TT. For RS-TT-A and RS-TT, thermal performance factor increases with increasing space length ratio.
4. The maximum thermal performance factor of 1.75 is achieved by the use of RS-TT-A with  $s/w$  of 1.5 at Reynolds number of 5000.
5. Thermal performance factor of the RS-TT-A with  $s/w = 1.0, 1.5$  and  $2.0$  are respectively 1.7, 1.75 and 1.74, respectively.

## REFERENCES

- [1] Zhang, X., Liu, Z. and Liu, W. Numerical Studies on Heat Transfer and Flow Characteristics for Laminar Flow in a Tube with Multiple Regularly Spaced Twisted Tapes, *International Journal of Thermal Sciences*, 58, 2012, pp. 157-167.
- [2] Saha, S.K., Dutta, A. and Dhal, S.K. Friction and Heat Transfer Characteristics of Laminar Swirl Flow Through a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted-Tape Elements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 2001, pp. 4211-4223.
- [3] Saha, S.K., Gaitonde, U.N. and Date, A.W. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Laminar Flow in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted-Tape Elements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2, 1989, pp. 310-322.
- [4] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Promvong, P. Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering: RSCE 2015  
 "Embracing the Opening of AEC Incorporating with Education,  
 Research, and Industries in Chemical Engineering"  
 Bangkok, Thailand, September 24-25, 2015

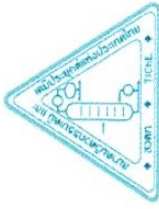


- Friction in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33, 2006, pp. 1225-1233.
- [5] Wang, Y., Hou, M., Deng, X., Li, L., Huang, C., Huang, H., Zhang, G., Chen, C. and Huang, W. Configuration Optimization of Regularly Spaced Short-Length Twisted Tape in a Circular Tube to Enhance Turbulent Heat Transfer Using CFD Modeling, *Applied Thermal Engineering*, 31, 2011, pp. 1141-1149.
- [6] Ananth, J. and Jaisankar S. Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Thermosyphon Solar Water Heating System Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape with Rod and Spacer, *Energy Conversion and Management*, 73, 2013, pp. 207-213
- [7] Eiamsa-ard, P., Piriya-rungroj, N., Thianpong, C. and Eiamsa-ard, S. A Case Study on Thermal Performance Assessment of a Heat Exchanger Tube Equipped with Regularly-Spaced Twisted Tapes as Swirl Generators, *Case Studies in Thermal Engineering*, 3, 2014, pp. 86-102.
- [8] Eiamsa-ard, S. and Promvong, P., 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, 2011, pp. 410-423.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



The 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering: RSCE 2015  
“Embracing the Opening of AEC Incorporating with Education,  
Research, and Industries in Chemical Engineering”



## Certificate of Attendance

**Mr. Nivat Piriyarungrod**

has given an oral presentation of the research paper entitled

“*Swirl flow and heat transfer through tubes with multiple twisted tape inserts*”

in the 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering  
Bangkok, Thailand

September 24 - 25, 2015

(Asst. Prof. Dr. Apinan Namkanisorn)  
Organizing Committee Chair

(Assoc. Prof. Dr. Anchaleeporn Waritswat Lothongkum)  
President of the Thai Institute of Chemical Engineering  
and Applied Chemistry



Department of Chemical Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang



TIChE  
The Thai Institute of Chemical Engineering  
and Applied Chemistry



SCEJ  
The Society of Chemical Engineers,  
Japan

"Embracing the Opening of AEC Incorporating with Education, Research, and Industries in Chemical Engineering"

22<sup>nd</sup> 2015

**RSCCE**

Bangkok, Thailand

The 22<sup>nd</sup>  
Regional Symposium  
on  
Chemical Engineering

September  
24-25, 2015  
Novotel Suvarnabhumi Airport Hotel,  
Bangkok, Thailand



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Swirl flow and heat transfer through tubes with multiple twisted tape inserts

N. Piriyarunrod<sup>1\*</sup>, S. Eiamsa-ard<sup>2</sup>, P. Promvonge<sup>1</sup> and C. Thianpong<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand

<sup>2</sup> Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok, Thailand

\*Corresponding author: E-mail jamesmutniwat@hotmail.com

**Abstract** — Numerical simulation of multiple swirling flows in tubes equipped with an overlapped quadruple twisted tape (O-QTs) is performed. The study encompasses Reynolds number ranging from 5000 to 15,000. The computations are conducted for the swirl flows induced by two types of multiple twisted tapes: (1) quadruple twisted tapes and (2) overlapped quadruple twisted tapes with different overlap ratios of  $y_o/y = 0.25, 0.4$  and  $0.5$ . The numerical results of the tubes with tape inserts are compared with those of the plain tube. Numerical results of the flow and thermal structures in the tube with overlapped quadruple twisted tapes are also examined. All overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) offer higher Nusselt numbers which are accompanied with the higher friction losses than the typical quadruple twisted tapes (QTs;  $y_o/y = 1.0$ ). However, all O-QTs yield lower thermal performance factors than the QTs. In addition, thermal performance factor decreases with decreasing overlapped ratio ( $y_o/y$ ).

**Keywords:** Heat exchanger tube, heat transfer, overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs), swirl flow

### I. INTRODUCTION

Several heat transfer enhancement techniques have been applied to improve heat transfer in order to reduce the size and cost of the heat exchanger systems. Insertion of twisted tapes as swirl and turbulent devices is one of the most widely used and studied techniques for heat transfer enhancement [1-4]. In common, swirl and turbulent devices improve heat transfer and increase pressure drop, simultaneously. The overall thermal performance of swirl and turbulent devices is evaluated by determining the tradeoff between improved heat transfer (desired effect) and increased pressure drop (unwanted effect). Typical twisted tapes have been modified into twisted tapes in different styles to obtain higher thermal performances. Li *et al.* [5] studied the heat transfer, friction factor and

thermal performance characteristics in tubes fitted with centrally hollow narrow twisted tapes. They found that the overall heat transfer performance of the centrally hollow narrow twisted tapes increases by 28% compared to those of typical twisted tapes. They also reported that the smaller the clearance, the higher is the thermal performance. Pal and Saha [6] investigated the heat transfer enhancement, pressure drop and thermal performance characteristics in laminar flow of viscous oil through a round tube having integral spiral rib roughness and equipped with twisted tapes with oblique teeth. It was found that the heat transfer rate of the twisted tapes with oblique teeth combined with integral spiral rib roughness gave significantly better than the individual enhancement technique (round tube having integral spiral rib roughness / twisted tapes) acting alone. Eiamsa-ard *et al.* [7] carried out experimental and numerical studies to investigate the influence of the tube fitted with regularly-spaced twisted tapes at different free space lengths and twist ratios on the heat transfer enhancement, pressure drop and thermal performance characteristics. The physical behaviors of the fluid flow (decaying swirling flow field), fluid temperature and local Nusselt number were also examined. The results of the regularly-spaced twisted tapes were compared with those of typical/full-length twisted tapes. The comparison revealed that the regularly-spaced twisted tapes gave lower heat transfer and pressure drop than the typical/full-length twisted tapes. Numerical analysis, especially CFD (Computational Fluid Dynamics) modelling was extensively applied for predicting the flow and thermal behaviors in heat exchangers equipped with twisted tapes [5, 7]. The approach is a power tool for a better understanding on heat transfer mechanism. The literature shows that the performance of The present work proposes new designed overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) for heat transfer enhancement. A numerical method is applied to investigate the flow structure (streamline and velocity vector), temperature field, local Nusselt number, heat transfer, friction factor and thermal performance factor characteristics in tubes with overlapped quadruple twisted

tapes O-QTs, under a uniform heat flux tube condition. The overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) are expected to induce a rapid mixing and a high turbulent and multiple swirling flow, which leads to an excellent heat transfer enhancement.

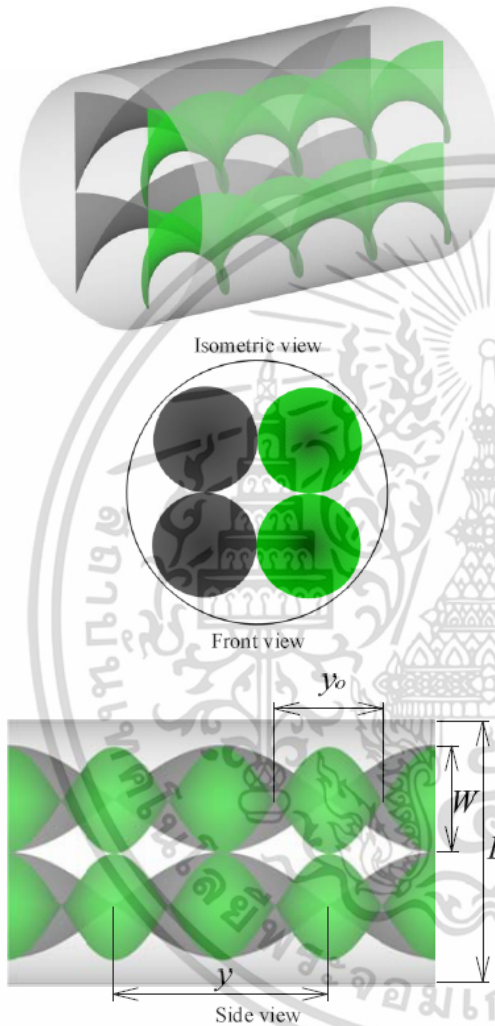


Figure 1 Tube fitted with overlapped quadruple twisted tapes.

## II. GOVERNING EQUATIONS

For the tubes fitted with overlapped quadruple twisted tapes, it is assumed that the flow is periodic in the axial direction (Fig. 1). The continuity, momentum and energy equations for the three dimensional models are employed. For steady state, constant density flows, the time-averaged incompressible Navier-Stokes equations in the Cartesian tensor notation can be written in the following form:

Continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

Energy equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

where  $\Gamma$  is the thermal diffusivity and is given by

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

Apart from the energy equation discretized by the QUICK scheme, the governing equations were discretized by the power law scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved using a finite volume approach. The solutions were considered to be converged when the normalized residual values were less than  $10^{-5}$  for all variables but less than  $10^{-8}$  only for the energy equation.

## III. FLOW DESCRIPTION

The system of interest is a circular tube equipped with overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) as shown in Fig. 1. Air enters the circular tube with an inside diameter ( $D$ ) of 0.02 m, at an inlet temperature,  $T_{in}$ , and flows through overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs). The overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) consist of four tapes. Each pair of tapes has identical twist length ( $180^\circ$ /twist length) which is different from that of another pair. For the studied range, twist ratio of one pair of tapes is fixed at  $y/W = 2.0$  while those ( $y_0/W$ ) of another pair are 0.5, 0.8, 1.0 and 2.0 which corresponding to overlapped twist ratios ( $y_0/y$ ) of 0.25, 0.4, 0.5 and 1.0 (typical quadruple twisted tapes (QTs)), respectively. Periodic boundaries are used for the inlet and outlet of the flow domains. The inlet and outlet profiles for the velocities are identical. The physical properties of the air are assumed to remain constant at average bulk temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions are implemented over the circular tube walls as well as the overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs). The constant heat flux of all the circular tube walls is maintained at  $600 \text{ W/m}^2$  while the surfaces of overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) are assumed at adiabatic wall conditions.

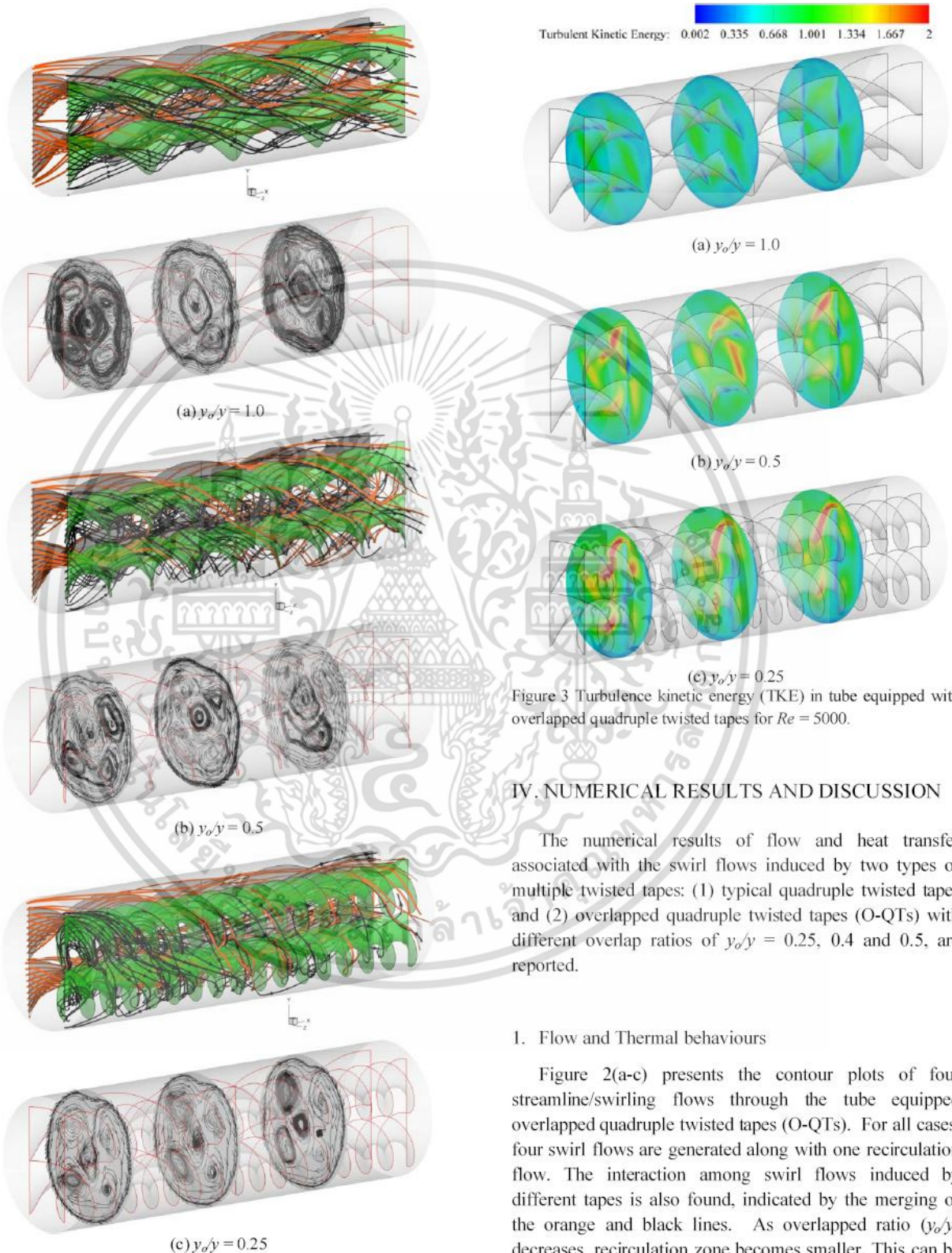


Figure 2 Streamline and velocity vector through the overlapped quadruple twisted tapes in a circular tube for  $Re = 5000$ .

Figure 3 Turbulence kinetic energy (TKE) in tube equipped with overlapped quadruple twisted tapes for  $Re = 5000$ .

#### IV. NUMERICAL RESULTS AND DISCUSSION

The numerical results of flow and heat transfer associated with the swirl flows induced by two types of multiple twisted tapes: (1) typical quadruple twisted tapes and (2) overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) with different overlap ratios of  $y_o/y = 0.25, 0.4$  and  $0.5$ , are reported.

##### 1. Flow and Thermal behaviours

Figure 2(a-c) presents the contour plots of four streamline/swirling flows through the tube equipped overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs). For all cases, four swirl flows are generated along with one recirculation flow. The interaction among swirl flows induced by different tapes is also found, indicated by the merging of the orange and black lines. As overlapped ratio ( $y_o/y$ ) decreases, recirculation zone becomes smaller. This can be explained that the tape pair with smaller twist ratio ( $y_o/W$ ) induced stronger swirl flows which suppress the effect of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



the recirculation. The stronger swirl flows are responsible for better mixing, stronger flow fluctuation and thus higher heat transfer rate.

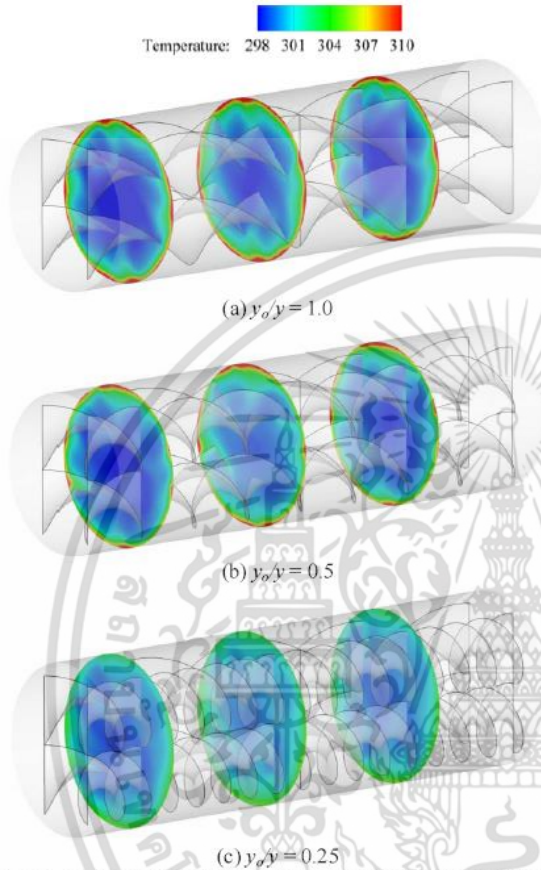


Figure 4 Temperature field in tube equipped with overlapped quadruple twisted tapes for  $Re = 5000$ .

Figure 3(a-c) demonstrated the effect of the overlapped twist ratios ( $y_o/y$ ) on turbulence kinetic energy (TKE). In general, TKE magnitude is high at the locations between tapes and along tape edges where shear stress is high. The TKE magnitude increases with decreasing overlap ratio, which accords with the streamline results mentioned above. Therefore, it can be addressed herein that the higher interaction between swirl flows (or high vortex strength) induced by the overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) especially by the ones with the smallest overlapped twist ratio ( $y_o/y = 0.25$ ) leads to superior fluid mixing, resulting in high turbulent kinetic energy, more uniform fluid temperature distribution and thinner thermal boundary layer as shown in Figure 4(a-c).

Figure 5(a-c) shows the effect of the overlapped twist ratio on local wall Nusselt number. The high wall Nusselt number areas (in red color) are found along the tape edges due to the high heat transfer conductivity. Local Nusselt

number increases with decreasing overlapped twist ratio due to the better fluid mixing which consequently results in more efficient disruption of thermal boundary layer on tube walls. For the studied range, overlapped quadruple twisted tapes with the smallest overlapped twist ratio ( $y_o/y = 0.25$ ) offer the highest local wall Nusselt number with the best uniform distribution. On the other hand, typical quadruple twisted tapes ( $y_o/y = 1.0$ ) give the lowest local wall Nusselt number with the poorest uniform distribution.



Figure 5 Distribution of local wall Nusselt number in tube equipped with overlapped quadruple twisted tapes for  $Re = 5000$ .

2. Heat transfer, Friction factor and Thermal performance

Figures 6 and 7 respectively show variation of Nusselt number ratio ( $Nu/Nu_p$ ) and friction factor ratio ( $f/f_p$ ) with Reynolds number ( $Nu_p$  and  $f_p$  are Nusselt number and friction factor of a plain tube, respectively). For all cases,  $Nu/Nu_p$  considerably decreases with increasing Reynolds number while  $f/f_p$  is insignificantly changed. At the same Reynolds number,  $Nu/Nu_p$  and  $f/f_p$  increase with decreasing overlapped twist ratio ( $y_o/y$ ). Nusselt numbers of the tubes equipped with overlapped quadruple twisted tapes with  $y_o/y = 0.25, 0.4$  and  $0.5$  are found about 17.9%, 13.4% and 9%, higher than that of the typical quadruple twisted tapes (QTs;  $y_o/y = 1.0$ ) while friction factors are higher by 177%, 126% and 62%, respectively. The highest Nusselt number and friction factor are achieved by the use of O-QTs with



the smallest  $y_o/y = 0.25$ . The highest Nusselt number is attributed to the most effective disruption of the thermal boundary layer while the highest friction factor is attributed to the strongest turbulent intensity induce by the tapes.

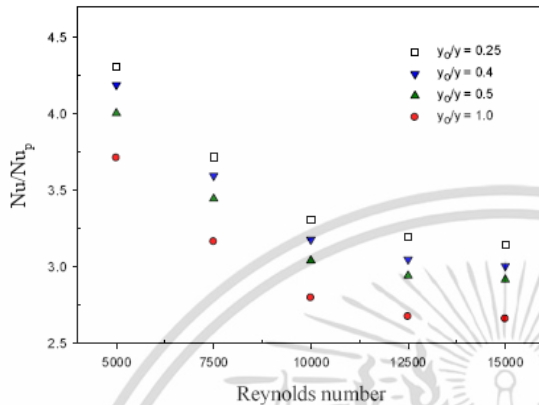


Figure 6 Variation of Nusselt number ratio,  $Nu/Nu_p$ , with Reynolds number for tube equipped with overlapped quadruple twisted tapes.

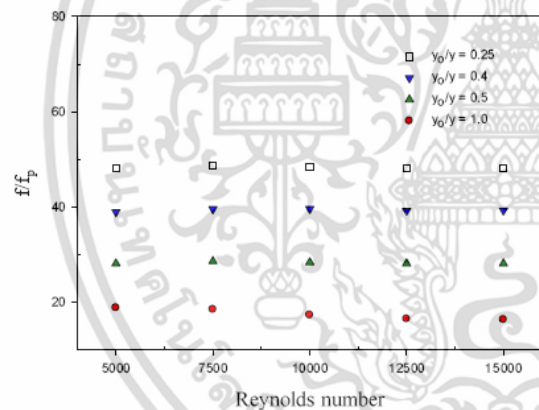


Figure 7 Variation of friction factor ratio with Reynolds number for tube equipped with overlapped quadruple twisted tapes.

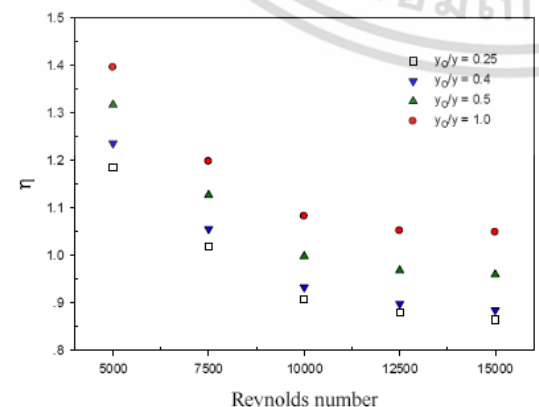


Figure 8 Variation of thermal performance factor with Reynolds number.

Figure 8 shows variation of thermal performance factor ( $\eta = (Nu/Nu_p)/(f/f_p)^{1/3}$ ) with Reynolds number. Thermal performance factor is useful to evaluate the quality of the enhancement. Thermal performance factor decreases with the rise of Reynolds number. For low Reynolds number ( $\leq 7500$ ), thermal performance factor are beyond unity in all cases. As  $y_o/y$  increases, thermal performance factor increases, although Nusselt number decreases. This is due to the dominant effect of the lower friction loss. The maximum values of thermal performance factor associated by the use of the overlapped quadruple twisted tapes with  $y_o/y = 0.25, 0.4$  and  $0.5$  are 1.18, 1.23 and 1.31, respectively. For the investigated range, the highest thermal performance factor of 1.39 is achieved by the use of the typical quadruple twisted tapes (QTs;  $y_o/y = 1.0$ ).

### V. CONCLUSIONS

The numerical investigation of the heat transfer enhancement in a heat exchanger tube using overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) inserts has been performed. All overlapped quadruple twisted tapes (O-QTs) offer higher Nusselt numbers which are accompanied with the higher friction losses than the typical quadruple twisted tapes (QTs;  $y_o/y = 1.0$ ). As the effect of increased friction loss is dominant over that of improved heat transfer enhancement, all O-QTs yield lower thermal performance factors than the QTs. In addition, thermal performance factor decreases with decreasing overlapped ratio ( $y_o/y$ ). For the investigated range, the highest thermal performance factor of 1.39 is achieved by the use of the typical quadruple twisted tapes at the lowest Reynolds number of 5000.

### REFERENCES

- [1] Yan, J., Bi, Q., Cai, L., Zhu, G. and Yuan, Q. Subcooled Flow Boiling Heat Transfer of Water in Circular Tubes with Twisted-Tape Inserts Under High Heat Fluxes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 2015, 11-21.
- [2] Eiamsa-ard, S., Yongsiri, K., Nanan, K. and Thianpong, C. Heat Transfer Augmentation by Helically Twisted Tapes as Swirl and Turbulence Promoters, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 60, 2012, 42-48.
- [3] Arment, T.W., Todreas, N.E. and Bergles, A.E. Critical Heat Flux and Pressure Drop for Tubes Containing Multiple Short-Length Twisted-Tape Swirl Promoters, *Nuclear Engineering and Design*, 257, 2013, 1-11.
- [4] Eiamsa-ard, S., Kongkaitpaiboon, V. and Nanan, K. Thermohydraulics of Turbulent Flow Through Heat

The 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering: RSCE 2015  
 "Embracing the Opening of AEC Incorporating with Education,  
 Research, and Industries in Chemical Engineering"  
 Bangkok, Thailand, September 24-25, 2015

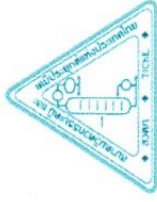


Exchanger Tubes Fitted with Circular-Rings and Twisted Tapes, Chinese Journal of Chemical Engineering, 21, 2013, 585-593.

- [5] Li, P., Liu, Z., Liu, W. and Chen, G. Numerical Study on Heat Transfer Enhancement Characteristics of Tube Inserted with Centrally Hollow Narrow Twisted Tapes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 88, 2015, 481-491.
- [6] Pal, S. and Saha, S.K. Laminar Fluid Flow and Heat Transfer Through a Circular Tube Having Spiral Ribs and Twisted Tapes, Experimental Thermal and Fluid Science, 60, 2015, 173-181.
- [7] Eiamsa-ard, P., Piriya-ungroj, N., Thianpong, C. and Eiamsa-ard, S. A Case Study on Thermal Performance Assessment of a Heat Exchanger Tube Equipped with Regularly-Spaced Twisted Tapes as Swirl Generators, Case Studies in Thermal Engineering, 3, 2014, 86-102.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## Certificate of Attendance

**Mr. Nivat Piriyarungrod**

has given an oral presentation of the research paper entitled

*“Simulation of turbulent heat transfer in tubes fitted with regularly-spaced twisted tapes with alternate axes”*

in the 22<sup>nd</sup> Regional Symposium on Chemical Engineering  
Bangkok, Thailand  
September 24 - 25, 2015

*Apinan Namkanisorn*

(Asst. Prof. Dr. Apinan Namkanisorn)  
Organizing Committee Chair

*Anchaleeporn w. Lothongkum*

(Assoc. Prof. Dr. Anchaleeporn Waritswat Lothongkum)  
President of the Thai Institute of Chemical Engineering  
and Applied Chemistry