

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อที่มีการติดตั้งชุดสร้างการไหล
หมุนวนแบบแผ่นบิดเกลียว

Heat Transfer and Flow Friction Characteristics in a Tube fitted with Helical Screw
Tape Swirl Generator

สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด^{1,*}, วิชาญ คงเกียรติไพบูลย์¹, รัชญา สารวยสินธุ์¹, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล¹ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์²

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร กรุงเทพฯ 10530

โทร 0-2988-3661 ต่อ 241 โทรสาร 0-2988-3661 ต่อ 241 E-mail: smith@mut.ac.th

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

Smith Eiamsa-ard^{1,*}, Vichan Kongkaitpaiboon¹, Prachaya Somraeysin¹, Somsak Pethkool¹ and Pongjet Promvongse²

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering

Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530

Tel 0-2988-3661 ext. 241 Fax 0-2988-3661 ext. 241 E-mail: smith@mut.ac.th

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520

บทคัดย่อ

ในบทความฉบับนี้ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองผลกระทบของการสอดใส่แผ่นบิดเกลียวต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นร่วมศูนย์ โดยแผ่นบิดเกลียวได้ถูกนำมาติดตั้งในท่อกลมเพื่อสร้างการไหลหมุนวนและเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ และกำหนดให้อากาศร้อนไหลผ่านท่อในในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2000 ถึง 12000 ในการทดลองชุดสร้างการไหลหมุนวนประกอบไปด้วย (1) แผ่นบิดเกลียวที่สอดใส่ตลอดความยาวท่อในและ (2) แผ่นบิดเกลียวที่มีการใส่แบบเว้นช่วงบิด ($h = L_s/L_h = 0.5, 1.0, 1.5$, และ 2.0) โดยอากาศร้อนจะไหลผ่านท่อในขณะที่น้ำเย็นไหลผ่านท่อนอกเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ค่าอัตราการไหลคงตัว จากผลการทดลองท่อที่ติดตั้งแผ่นบิดเกลียวจะให้การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าท่อเปล่าประมาณ 243 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่มีความดันตกคร่อมสูงเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ: การถ่ายเทความร้อน, ความเสียดทาน, แผ่นบิดเกลียว, การไหลหมุนวน

Abstract

In this paper, the effect of a helical screw tape on heat transfer and friction factor is studied experimentally. The helical screw tape is inserted in the tube with a view to generate swirl flow that helps to increase the heat transfer of the tube. The mass flow rate of the hot air is considered in a range of Reynolds number between 2000 and 12000. The swirling flow devices consisting of (1) the full length helical screw tape, and (2) the regularly-spaced helical screw tape ($h = L_s/L_h = 0.5, 1.0, 1.5$, and 2.0), are inserted in the inner tube of a concentric tube heat exchanger. Hot air is passed through the inner tube whereas cold water is flowed in the annulus. Experimental results confirmed that the use of helical screw tapes leads to a higher heat transfer rate over the plain tube. The full length helical screw tape provides the highest heat transfer about 243% better than that the plain tube but it increased the flow friction.

Keywords: Heat transfer, Flow friction, Helical screw tape, Swirling flow

1. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

ปัจจุบันการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้มีความพยายามในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์ที่ยังคงให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ยังคงสูง ซึ่งตัวแปรสำคัญในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้โดยการทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น ซึ่งอยู่ในความสนใจของนักวิจัยจำนวนมาก โดยได้มีความพยายามในการใช้วิธีการแบบต่างๆ ในการช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพาความร้อนแบบบังคับ ในขณะที่เดียวกันสามารถลดขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งช่วยทำให้เพิ่มการประหยัดพลังงานได้ โดยทั่วไปจำแนกแนวทางการช่วยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนออกเป็นสองวิธี วิธีแรกคือ แบบ Passive method ซึ่งเป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมากระตุ้น อันได้แก่ การใช้พื้นผิวที่ได้รับการปรับปรุงสภาพแล้ว (treated surface) การใช้พื้นผิวหยาบ (rough surface) การเพิ่มพื้นผิว (extended surface) การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวน (swirl flow devices) การใช้ท่อขด (wire coils) และการเติมสารลงไปของเหลวและก๊าซ สำหรับวิธีที่สองเป็นแบบ Active method ซึ่งต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอก (external power source) ได้แก่ การใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การฉีดกระแทบหรือการดูดของของไหล และการฉีดกระแทบแบบเจ็ท

ท่อที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนเป็นอุปกรณ์ในทางปฏิบัติที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ โดยทั่วไปการไหลแบบหมุนวนในท่อสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง (continuous swirl flow) และการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น (decaying swirl flow) ในการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง การเคลื่อนที่แบบหมุนวนจะเกิดขึ้นตลอดทั้งความยาวของท่อ ในขณะที่การไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นการหมุนวนจะเกิดขึ้นที่ช่วงต้นท่อและจะลดการหมุนวนหรือเสื่อมสลายลงไปเรื่อยๆ ตามแนวการไหล การสอดใส่แผ่นบิด [1,2] ขดลวดที่ถูกติดตั้งแทรกอยู่ภายในท่อ [3] และการติดตั้งใบ helical vanes หรือ การเจาะร่องเกลียว (helical grooves) ในผิวท่อด้านในเป็นตัวทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง ในขณะที่อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวนที่ทางเข้าจะทำให้เกิดการหมุนวนภายในท่อเฉพาะช่วงเริ่มต้น [4,5,6,7,8] สำหรับการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การเสียดทานลดลงตามระยะทางการไหลในขณะที่การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่องค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์การเสียดทานจะมีค่าคงที่ตลอดท่อนับตั้งแต่ Kreith และ Margolis (1959) ได้นำเสนอหลักการที่ว่า การไหลแบบหมุนวนสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อได้และต่อมาก็มีการทดลองที่เกี่ยวกับคุณลักษณะความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบหมุนวนเกิดขึ้นมากมาย กล่าวได้ว่าความเร็วของการหมุนวนที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้ชั้นขีดผิวบางลงและเพิ่มการกระเพื่อมของการไหลแบบปั่นป่วนทั้งแนวสัมผัสและแนวรัศมีอันเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการเสียดทานขณะที่การถ่ายเทความร้อนภายในท่อเพิ่มขึ้น การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมสำหรับการไหล

แบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นได้ถูกทำการทดสอบโดย Yilmaz และคณะ [4] การเคลื่อนที่แบบหมุนวนของอากาศถูกสร้างจากเครื่องกำเนิดการไหลแบบหมุนวนแบบ radial guide vane ใบพัดของเครื่องกำเนิดได้ถูกออกแบบให้สามารถปรับความแรงของการไหลหมุนวนขนาดต่างๆ ได้ ท่อที่ใช้ในการทดสอบได้รับความร้อนจากขดลวดไฟฟ้าที่พันอยู่รอบๆ ซึ่งมีการหุ้มฉนวนอย่างดีเพื่อทำให้เกิดสภาวะ constant heat flux จากการทดสอบพบว่าประสิทธิภาพของการไหลแบบหมุนวนสูงกว่าการไหลตามแนวแกน และจะสูงขึ้นเมื่อเพิ่มความแรงของการหมุนวนของใบพัดที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส์ต่ำ

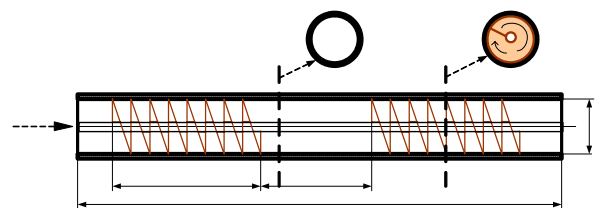
สำหรับงานวิจัยที่ผ่านมาเร็ว ๆ นี้ [9,10] ได้มีการใช้แผ่นบิดเกลียวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อสร้างการไหลวนภายในท่ออันส่งผลโดยตรงต่อบริเวณผิวท่อชั้นในซึ่งมีความต้านทานความร้อนสูงเพื่อลดค่าความหนืดและทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงเพิ่มขึ้น โดยในบทความฉบับนี้ได้ทำการศึกษาผลของการเว้นระยะช่วงบิดเกลียวในท่อทดสอบที่ $h = L_g/L_p = 0.0$ (วางเต็มท่อ), 0.5, 1.0, 1.5, และ 2.0 ต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ดังรูปที่ 1



(ก) แผ่นบิดเกลียวแบบเต็มท่อ



(ข) แผ่นบิดเกลียวแบบเว้นระยะ



(ค) แผ่นบิดเกลียวแบบเว้นระยะ

รูปที่ 1 ท่อทดสอบที่ทำการติดตั้งแผ่นบิดเกลียว

2. ทฤษฎีในการวิเคราะห์

ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อและค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสามารถหาได้ดังนี้ ค่าความร้อนที่อากาศได้รับจากของไหลที่ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ใดๆ คือ

$$Q_{air} = Q_{convection} \quad (1)$$

$$Q_{air} = \dot{m} C_{p,a} (T_o - T_i) \quad (2)$$

โดยค่าการพาความร้อนที่ผิวสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q_{convection} = hA(\tilde{T}_w - T_b) \quad (3)$$

เมื่อ

$$T_b = (T_o + T_i) / 2$$

(4)

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right) \left(\rho \frac{U^2}{2}\right)} \quad (9)$$

และ

$$\tilde{T}_w = \sum T_w / 15$$

(5)

เมื่อ T_w เป็นค่าอุณหภูมิที่ผิวของท่อใน (local wall temperature of the tube) โดย T_w เป็นค่าที่วัด ณ ผิวนอกของของท่อใน และทำการวัดลึกลงไปผิว 0.5 มิลลิเมตร ซึ่งไม่คิดผลกระทบจากความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อ โดยทำการวัดอุณหภูมิเฉลี่ยจากทางเข้าถึงทางออก 15 จุด ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (average inside heat transfer coefficient) และค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย สามารถหาได้สมการที่ (2) และ (3) ดังนี้

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

(6)

$$Nu = hD / k$$

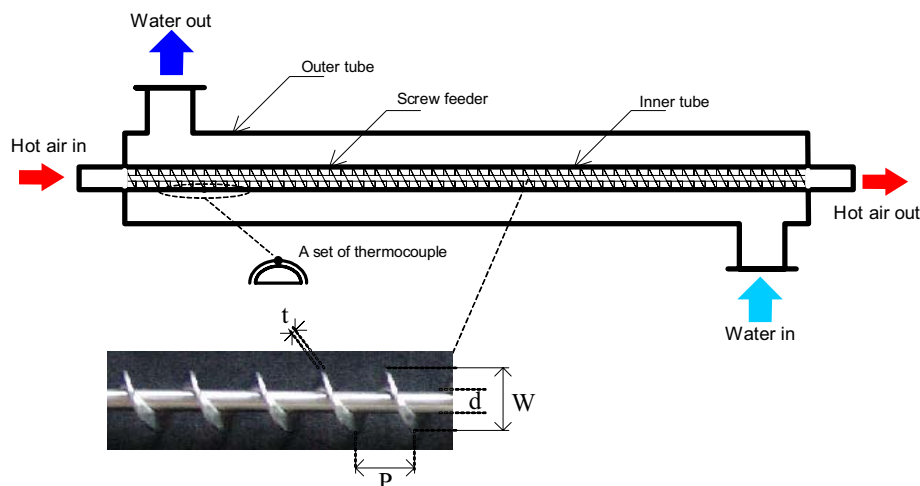
(7)

สำหรับของไหลที่ทั้งอุณหภูมิสูงและต่ำ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์สหาได้จาก

$$Re = VD / \nu$$

(8)

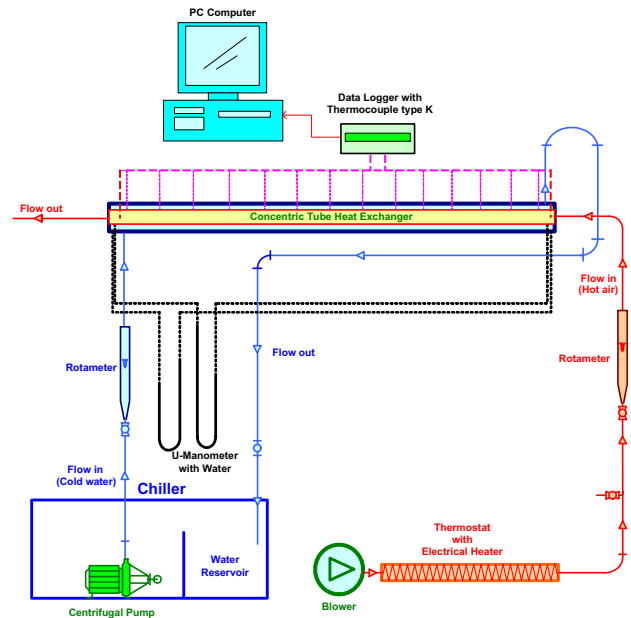
และค่าความเสียดทานหาได้จาก



รูปที่ 3 ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองชั้น

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ชุดอุปกรณ์การทดลองได้ถูกแสดงดังรูปที่ 2 และ 3 ในการทดลองอากาศร้อนในสภาวะบรรยากาศไหลผ่านท่อชั้นในซึ่งทำจากทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อในเท่ากับ 20 มิลลิเมตร และมีความหนา 1 มิลลิเมตร ขณะที่น้ำเย็นจะไหลผ่านท่อนอกซึ่งทำจากเหล็กชุบสังกะสีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 50 มิลลิเมตร โดยท่อทั้งสองมีความยาว 2000 มิลลิเมตร สำหรับท่อนอกจะทำการหุ้มฉนวนไว้เพื่อให้การสูญเสียความร้อนแก่ภายนอกน้อยที่สุดและทำการ

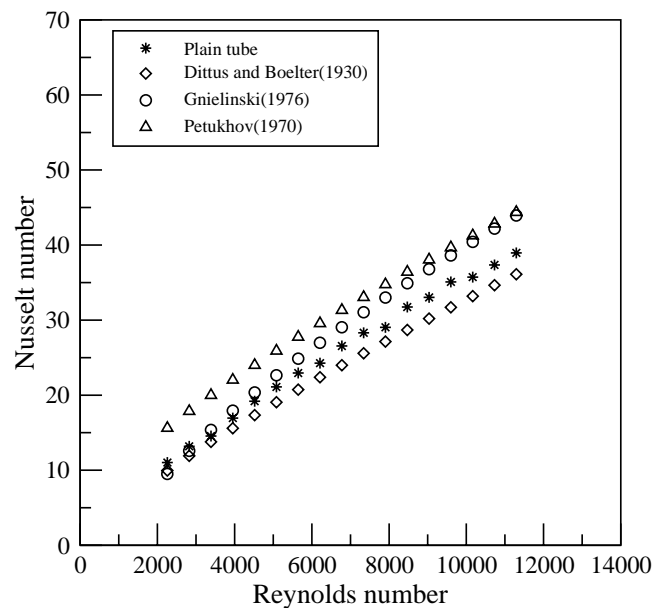


รูปที่ 2 ชุดทดลองแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน

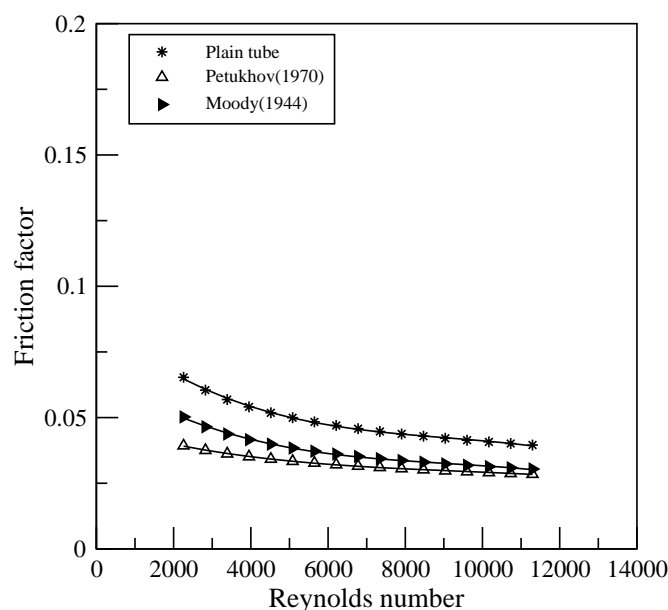
ป้องกันการรั่วซึมของระบบ ในการทดลองการไหลแบบหมุนวนจะถูกสร้างโดยการสอดใส่แผ่นบิดเกลียวตลอดความยาวท่อทดสอบที่มีการเว้นระยะช่วงบิดเกลียว คือ $h = L_s / L_p = 0.0$ (วางเต็มท่อ), 0.5, 1.0, 1.5, และ 2.0 ตามลำดับ และมีขนาดความหนาของแผ่นบิดเท่ากับ 1.0 มิลลิเมตร ซึ่งทำจากเหล็กสแตนเลส โดยได้ใช้โรตารีวัดอัตราการไหลของน้ำเย็นจากปั๊มน้ำและอากาศร้อนจากพัดลมและปรับค่าอัตราการไหลโดยใช้โกลบวาล์ว จากนั้นน้ำเย็นและอากาศร้อนจะไหลเข้าสู่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ 2 ชั้นร่วมศูนย์ อุณหภูมิของ

อากาศร้อนและน้ำเย็นที่ทางเข้าและทางออกวัดด้วยเทอร์โมคัปเพิลทั้งหมดและถูกบันทึกโดยเครื่องบันทึกอุณหภูมิแบบหลายจุด ขณะที่ทางเข้าและออกของท่อในหรือท่ออากาศร้อนจะถูกทำการติดตั้งวัดความดันสำหรับวัดความดันตกคร่อมโดยต่อเข้ากับมานอมิเตอร์ด้วย และใช้น้ำในการอ่านค่าผลต่างความสูงของน้ำอันเกิดจากแรงดันที่ทางเข้าและออก ในการทดลองได้ทำการติดตั้งบอลลวลวจำนวน 2 ตัวเพื่อควบคุมทิศทางการไหลของน้ำเย็นเพื่อให้เกิดการไหลแบบสวนทางกัน ในการทดสอบแต่ละครั้งจะทำการบันทึกข้อมูลอุณหภูมิ อัตราการ

ไหลและความดันตกคร่อมของอากาศร้อนที่ท่อชั้นในภายหลังจากที่ระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล โดยทำการปรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศร้อนในช่วง 2000 ถึง 12000 ในระหว่างการทดลองจะทำการปรับอุณหภูมิของอากาศร้อนคงที่ 80 องศาเซลเซียส และปรับอุณหภูมิน้ำเย็นไว้ที่ 28 องศาเซลเซียส โดยคุณสมบัติต่างๆ ของไหลและการหาค่าตัวเลขนัสเซลท์จะถูกพิจารณาจากอุณหภูมิโดยเฉลี่ย



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อเปล่า



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างความเสียดทานและค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อเปล่า

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

ในการวิจัยฉบับนี้ได้ทำการศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานภายในท่อทดสอบที่ติดตั้งแผ่นบิดเกลียวโดยอาศัยหลักการของการไหลแบบหมุนวน จากผลการทดลองท่อเปล่าเบื้องต้นถูกนำมาเปรียบเทียบกับสหพันธ์ไนอิตต์ [11] ซึ่งสหพันธ์การถ่ายเทความร้อนในท่อเปล่าสำหรับการไหลตามแนวแกน ดังเงื่อนไขต่างๆคือ

Dittus and Boelter (1930) เขียนอยู่ในรูป:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (10)$$

สำหรับ $Re \geq 10^4$, $0.7 \leq Pr \leq 160$ และ $L/D \geq 10$

Gnielinski (1976) เขียนอยู่ในรูป:

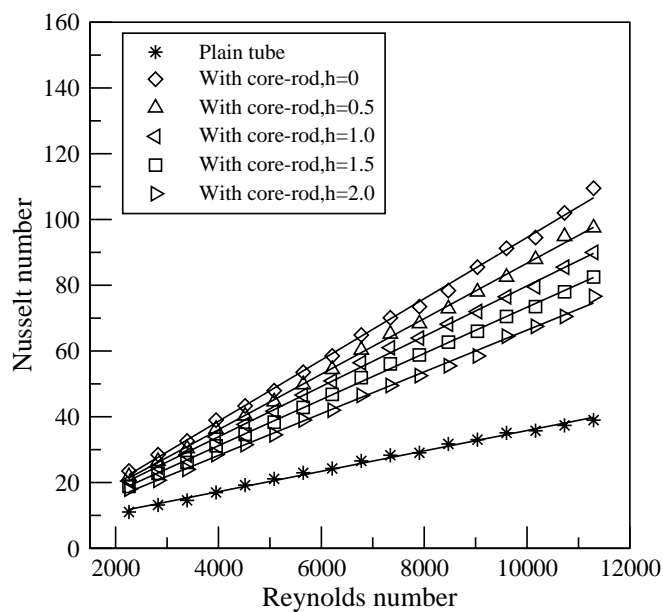
$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (11)$$

สำหรับ $3000 < Re < 5 \times 10^6$ และ $0.5 < Pr < 2000$

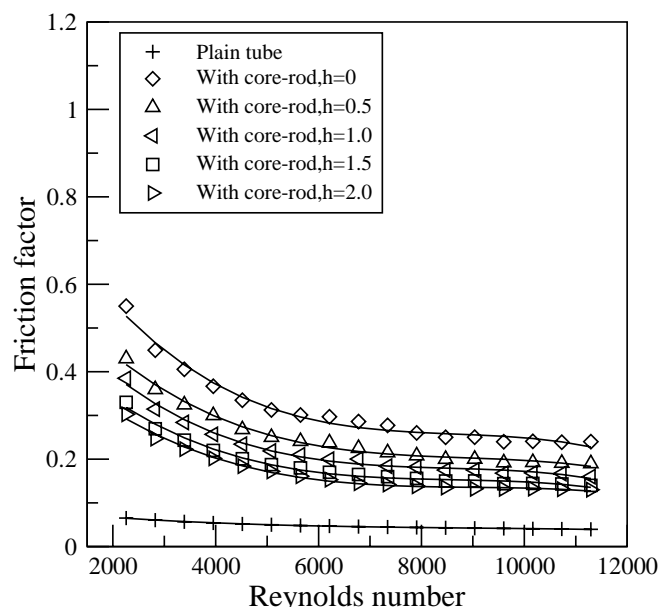
Petukhov (1970) เขียนอยู่ในรูป:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (12)$$

สำหรับ $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ และ $0.5 < Pr < 200$



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขไนสเซลท์และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นบิดเกลียว



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเสียดทานและค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นบิดเกลียว

สหพันธ์ความเสียดทานในท่อเปล่าสำหรับการไหลตามแนวแกนคือ
 Moody diagram (Moody 1944) เขียนอยู่ในรูป:

$$f = 0.316 Re^{-1/4} \quad \text{สำหรับ} \quad Re \leq 2000 \quad (13)$$

$$f = 0.184 Re^{-1/5} \quad \text{สำหรับ} \quad Re \geq 2000 \quad (14)$$

Petukhov (1970) เขียนอยู่ในรูป:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (15)$$

สำหรับ $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

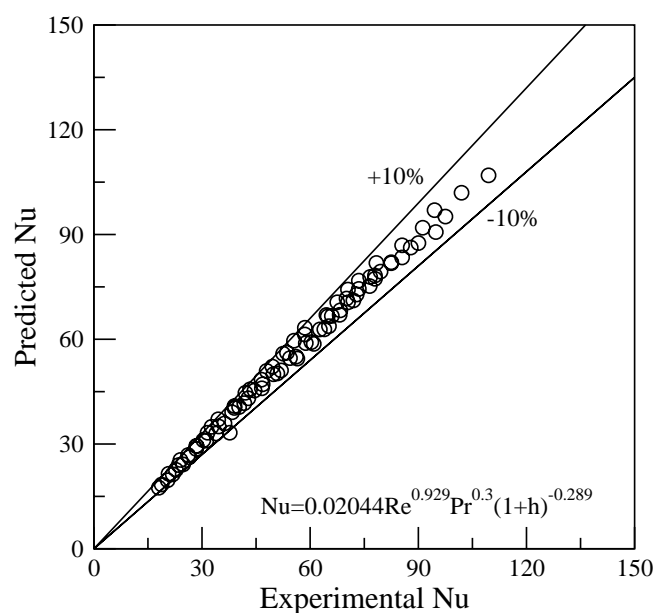
จากรูปผลการทดลองท่อเปล่าสำหรับการไหลตามแนวแกน พบว่ามีค่าสอดคล้องกับสหพันธ์ในอดีตเป็นอย่างดีทั้งในรูปของการ ถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานดังที่เสนอในรูปที่ 4 และ 5 ตามลำดับ ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนอยู่ระหว่าง 10% ถึง 20% จาก ผลทดสอบในรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์ เฉลี่ยและตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศร้อนในช่วง 2000 ถึง 12000 ซึ่ง จะเห็นได้ว่าการถ่ายเทความร้อนหรือตัวเลขนัสเซลท์ของท่อที่มีการ ติดตั้งแผ่นบิตเกลียวจะให้ค่าประมาณ 2.43 เท่าของท่อเปล่าโดยเฉลี่ย ทั้งนี้เนื่องมาจากท่อที่มีการติดตั้งชุดสร้างการไหลวนหรือสอดใส่แผ่น บิตเกลียวจะมีความแรงของการไหลหมุนวนซึ่งความเร็วของการไหล หมุนวนที่ทำให้ชั้นขีดยาวบางลงและเพิ่มการกระเพื่อมของการไหลแบบ ปั่นป่วนทั้งแนวสัมผัสและแนวรัศมี ซึ่งในการไหลแบบนี้เป็นการลด ความหนาของชั้นขีดยาว, เพิ่มความเร็วโดยรวมและหน่วงเวลาในการ ไหลวนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน อันเป็นสาเหตุที่ทำให้การถ่ายเท

ความร้อนภายในท่อสูงมากยิ่งขึ้น และผลของการติดตั้งแผ่นบิตเกลียว ในท่อต่อค่าความเสียดทานแสดงในรูปที่ 7 โดยความเสียดทานจะ ค่อยๆ ลดลงตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นทั้งสำหรับการไหลแบบ หมุนวนและตามแกน (ท่อเปล่า) ท่อที่มีการติดตั้งชุดกำเนิดการไหล หมุนวนจะมีความเสียดทานสูงกว่าการไหลตามแนวแกนในท่อเปล่า ซึ่งเป็นผลมาจากความดันไดนามิกของอากาศร้อนมีค่าลดลงเนื่องจาก ความหนืดของของไหลบริเวณผนังท่อมีค่าสูงมากและมีแรงกระทำที่เกิด จากการหมุนวน ยิ่งไปกว่านั้นความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นมีความเป็นไปได้ที่จะเกิดจากผลของแรงดันกับแรงเฉื่อยในชั้นขีดยาว โดยมีความเสียด ทานเฉลี่ยเพิ่มเป็น 3 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า ในกรณีการสอดใส่แผ่น บิตแบบเต็มท่อ

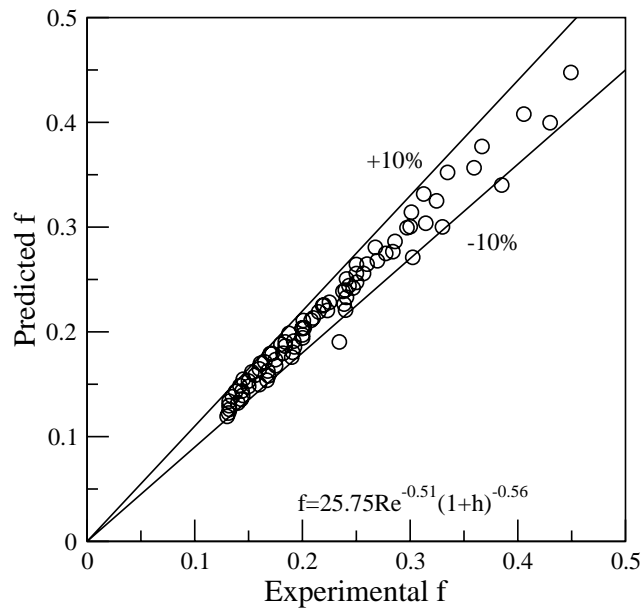
ทั้งนี้การสอดใส่แผ่นบิตเกลียวแบบเต็มท่อพบว่าความเสียด ทานที่เกิดขึ้นจะมีค่าค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับท่อเปล่า จากการที่วัน ระยะเวลาแผ่นบิตเกลียวภายในท่อทดสอบค่าความเสียดทานค่อยๆ ลดลงตามช่องว่างแผ่นบิตเกลียวที่เพิ่มขึ้น โดยระยะช่องว่างสูงสุดมี ค่าความเสียดทานลดลงถึงเท่าตัวของแบบใส่เต็มท่อ ขณะที่การ ถ่ายเทความร้อนได้ลดลงตามลำดับ จากผลการทดลองสามารถ เขียนความสัมพันธ์ของท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิตเกลียวดังสมการที่ (16) และ (17) โดยสหพันธ์การถ่ายเทความร้อนมีความผิดพลาดอยู่ ะหว่าง ± 10 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่สมการค่าความเสียดทานอยู่ที่ ± 10 เปอร์เซ็นต์ เช่นเดียวกัน

$$Nu = 0.02044 Re^{0.929} Pr^{0.3} (1+h)^{-0.289} \quad (16)$$

$$f = 25.75 Re^{-0.51} (1+h)^{-0.56} \quad (17)$$



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์จากการทดลองและทำนาย



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างความเสียหายจากการทดลองและทำนาย

5. สรุปผลการทดลอง

บทความฉบับนี้ได้นำเสนอการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียหายโดยการสอดใส่แผ่นบิดเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นร่วมศูนย์ จากการทดสอบพบว่าการติดตั้งแผ่นบิดเกลียวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะช่วยสร้างการไหลหมุนวนในท่ออันมีผลต่อการเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมากเมื่อเทียบกับท่อเปล่าเนื่องจากการไหลแบบหมุนวนจะทำให้ความหนาของชั้นขีดผิวบางลง มีพื้นที่สัมผัสผิวมากขึ้น และ มีการหน่วงการไหลภายในท่อให้ยาวนานยิ่งขึ้น ขณะเดียวกันความเสียหายจะมากขึ้นเช่นเดียวกัน และยังได้พบว่าการเพิ่มระยะเว้นช่องว่างของแผ่นบิดเกลียวในท่อทดสอบจะช่วยลดความเสียหายในระบบ อนึ่งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนก็ขึ้นอยู่กับช่วงที่สูงอยู่โดยเฉพาะการเว้นแผ่นบิดเกลียวช่วงระยะสั้นๆ

เอกสารอ้างอิง

- [1] Manglik R.M., and Bergles, A.E. "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in isothermal Tubes: Part II-Transition and Turbulent Flows," in: Enhanced Heat Transfer, M.B.Pate and M.K.Jensen, eds., ASME HTD, Vol. 202, pp. 99-106, 1992.
- [2] Webb, R.L. "Principles of Enhanced Heat Transfer," Wiley, New York, 1994.
- [3] Sethumadhavan R., and Rao, M.R. "Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes," Int.J.Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 12, pp. 1833-1845, 1983.
- [4] Yilmaz, M., Comakli O., and Yapici, S., "Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow," Energy Convers. Mgmt., Vol. 40, pp. 1365-1376, 1999.
- [5] Tung, V.X., Dhir, V.K., Chang, F., Karagozian A.R., and Zhou, F. "Enhancement of Forced Convection Heat Transfer in Tubes Using Staged Tangential Flow Injection," Annual Report, 1988, GRI report No.GRI-89/020, 1989.
- [6] Dhir, V.K., Chang F., and Yu, J. "Enhancement of Single Phase Forced Convection Heat Transfer in Tubes Using Staged Tangential Flow Injection," Final Report, June 1987-Dec.1989, GRI report No. GRI-90/0134, 1990.
- [7] Dhir V.K., and Chang, F. "Heat Transfer Enhancement Using Tangential Injection," ASHRAE Transactions, Vol. 98, BA-92-4-1, 1992.
- [8] Son D., and Dhir, V.K., "Enhancement of Heat Transfer in an Annulus Using Tangential Flow Injection, in: Heat Transfer in Turbulent Flows," ASME HTD, Vol. 246, 1993.
- [9] Eiamsa-ard, S., and Promvong, P. "Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly-Spaced Helical Tape Swirl Generators," Solar Energy, Vol. 78, pp. 483-494, 2005.
- [10] Sivashanmugam, P., and Suresh, S. "Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Laminar Flow through a Circular Tube fitted with Helical Screw-Tape Inserts," Applied Thermal Engineering, Available online.
- [11] Dittus F.W., and Boelter, L.M.K. University of California at Berkley, Publications on Engineering, 2: 443, 1930.