

การศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างกระแสหมุนวนภายในท่อกลม

A STUDY OF THE FLOW AND HEAT TRANSFER INSTALLED WITH THE SWIRLING FLOW IN A PIPE

เชิงชาญ ชูโรจน์¹, ภาสกร เวสสะโกศล¹ และ ชยุต นันทคุสิต^{1*}

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ต.คอหงส์ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา 90112

*ติดต่อ: E-mail passakorn_v@yahoo.com, เบอร์โทรศัพท์ 074-212-893

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีชุดแลกเปลี่ยนความร้อนโดยติดตั้งตัวสร้างกระแสหมุนวน ในการทดลองใช้เป็นท่อวงกลมมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาดเท่ากับ $D=26.1$ มิลลิเมตร ความยาว 450 มิลลิเมตร ภายในท่อวงกลมมีการติดตั้งแผ่นบิดเพื่อสร้างการไหลหมุนวน โดยพิจารณาผลของระยะความห่างระหว่างเกลียวของแผ่นบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58 และ 11.49 รวมถึงการทดลองกรณีท่อเปล่าเพื่อใช้เปรียบเทียบผลการทดลอง โดยกำหนดตัวเลขเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์การไหลของอากาศให้อยู่ในช่วง $Re=4,000-20,000$ ควบคุมอัตราการไหลของอากาศกรณีที่มีการติดตั้งแผ่นบิดเท่ากับกรณีท่อเปล่า มีการให้ความร้อนแก่พื้นผิวท่อที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ โดยมีอากาศไหลผ่านภายในท่อเพื่อระบายความร้อน สำหรับการวัดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิผิวท่อที่ตำแหน่งต่างๆด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล นอกจากนี้ได้ศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีชุดแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้วิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหล (ANSYS ver.13 ,Fluent) จากผลการทดลองทราบว่าที่เงื่อนไข $P/D=3.83$ ให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์เท่ากับ 0.93 และแฟคเตอร์ความเสียดทาน 0.69 รวมถึงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 150.37 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบผลการทดลองกับท่อเปล่า ซึ่งสูงกว่ากรณีอื่นๆ

คำหลัก: การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, แผ่นบิด, การไหลแบบหมุนวน

Abstract

This research aims to study the flow and heat transfer characteristics inside pipes was a heat exchanger installed to a swirling flow generator. In experiments using model is a circular pipe having diameter of $D = 26.1$ mm, and length of 450 mm installed a twisted tape to create swirling flow. The effect of the pitch of the twisted tape over pipe diameter P/D of 3.83, 5.75, 7.66, 9.58 and 11.49, and a plain pipe is investigated. The air flows are in the range of $Re = 4,000-20,000$. The air flow rate through the pipe installed with the twist tape is the same as that of plain pipe. The constant heat flux boundary conditions controlled by the heating coil. The surface temperatures along the pipe are measured by thermocouples. In addition, flow and heat transfer characteristics inside pipes installed a swirling flow generator are studied by using computational fluid dynamics (ANSYS ver.13, Fluent). The results show that the conditions $P/D = 3.83$ give the highest Nusselt Number of 0.93 and the highest friction factors of 0.69 over other cases, including the thermal performance equal to 150.37 percent of the plain pipe.

Keywords: Heat transfer enhancement, Heat exchanger, Twist tape, Swirling flow

TSF-22

1-3 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา

1. บทนำ

ปัจจุบันอุตสาหกรรมในการผลิตภายในประเทศไทยได้เพิ่มกำลังการผลิตออกมามากขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งภาครัฐบาลและภาคเอกชน มีนโยบายสนับสนุนให้ลดการใช้พลังงานที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการผลิต โดยเฉพาะกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องใช้พลังงานสิ้นเปลืองจากการทำให้เกิดความร้อนจำนวนมาก ดังนั้นการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความสำคัญ เนื่องด้วยอุปกรณ์จากเดิมที่มีขนาดใหญ่ใช้พลังงานค่อนข้างมากเกิดการปรับปรุงพัฒนาให้มีขนาดเล็กลง จึงสามารถลดต้นทุนในการผลิตรวมถึงลดพลังงานที่ใช้กับการแลกเปลี่ยนความร้อนลง โดยวิธีที่ใช้ในการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นคือ การเพิ่มสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน เช่น การหมุนวนเวลาในการไหลของของไหลสร้างให้ปั่นป่วนภายในชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการหมุนวนเป็นต้น

การสร้างกระแสการไหลแบบหมุนวนสามารถทำได้โดยง่าย เช่น การติดตั้งแผ่นบิดไว้ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ ในช่วงปี 1996 Klaczak [1] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการหมุนวนช่วงต้นท่อ เริ่มต้นหมุนวนบริเวณต้นท่อแล้วกระแสน้ำวนค่อยๆ เสื่อมสลายตัวจากการหมุนวนไปตามระยะความยาวท่อที่ไหลผ่าน ในช่วงปี 2004 Kenan Yakut และคณะ [2] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนโดยการสวมใส่อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนเป็นโมเดลลักษณะรูปกรวยวงแหวนติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดลองทำให้ทราบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลท์นัมเบอร์จะเพิ่มขึ้นควบคู่กันไปกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ ซึ่งจะมีค่าตัวเลขนัสเซิลท์นัมเบอร์มากที่สุดที่ระยะห่างของระหว่างการจัดวางชิ้นกรวยวงแหวนที่ลดลง โดยมีค่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น ในช่วงปี 2006 Eiamsa-ard และคณะ [3] ได้ศึกษาทดลองคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีโมเดลการทดลองเป็นแบบท่อกลมที่มีจุดร่วมศูนย์กลางเดียวกัน มีการติดตั้งแผ่นบิดแบบคู่ โดยพิจารณาผลระยะความห่างสมมาตรที่มีอัตราส่วนบิดที่แตกต่างกัน ทำให้ทราบถึงการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ และ Eiamsa-ard และคณะ [4] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานภายในท่อ

กลม ด้วยการสอดอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนมีรูปแบบลักษณะเป็นกรวยรูปหัวฉีด โดยใช้ของไหลที่ในการทดลองเป็นอากาศ พบว่ามีพลังงานสูญเสียไปกับการไหลที่มีความเสียดทาน และความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นถ้าค่าพิตซ์เพิ่ม แต่ตัวเลขนัสเซิลท์นัมเบอร์จะเพิ่มขึ้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ ในช่วงปี 2008 ขวัญชัย หนาแน่น และคณะ [5] ได้ศึกษาทดลองติดตั้งชุดสร้างการไหลหมุนวนเพื่อช่วยเพิ่มความปั่นป่วนที่มีการติดตั้งกรวยวงแหวนร่วมกับแผ่นบิด ซึ่งมีค่าตัวเลขนัสเซิลท์นัมเบอร์เฉลี่ยเพิ่มขึ้นจากกรณีท่อเปล่า โดยที่ความเสียดทานภายในชุดทดลองก็จะเพิ่มขึ้นจากกรณีท่อเปล่าเช่นกัน ในช่วงปี 2009 เพชรพิสิฐ เอี่ยมสอาด และคณะ [6] ได้ศึกษาเชิงทดลองการติดตั้งอุปกรณ์สร้างกระแสหมุนวนแบบแผ่นคู่ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์นัมเบอร์เพิ่มสูงขึ้น ซึ่งการติดตั้งอุปกรณ์สร้างกระแสหมุนวนแบบแผ่นคู่ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้กระแสการไหลของอากาศภายในท่อเป็นกระแสการไหลแบบหมุนวนคู่หรือหมุนวนสองวง ในช่วงปี 2013 ธีรพัฒน์ ชมภูคำ [7] ได้ศึกษาทดลองการประยุกต์ในการใช้งานแผ่นบิด ช่วยสร้างกระแสการไหลแบบปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้นพร้อมกันกับเกิดกระแสการไหลแบบหมุนวน ทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น แต่ช่วยเพิ่มความดันตกคร่อมเช่นกัน โดยกระแสการไหลแบบหมุนวนที่เกิด จะทำให้ชั้นขอบเขตทางความร้อนมีความหนาลดลง โดยที่อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้นตามจำนวนการลดลงของอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนระยะความห่างของพิตซ์

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยฉบับนี้ได้ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดย Passive method ด้วยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างกระแสหมุนวนจากการทดลอง และการจำลองโปรแกรม CFD เพื่อให้เกิดการไหลหมุนวนตลอดท่อทดลองดังรูปที่ 1 นำแผ่นบิดที่มีวัสดุเป็นอลูมิเนียมที่มีความหนา 2 มิลลิเมตร (t) มีความกว้างของแผ่นบิด 26.1 มิลลิเมตร (w) มาบิดที่ครึ่งรอบ (180 องศา) ระยะความห่างระหว่างเกลียวของอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 แผ่นบิดมีความยาวรวมทั้งสิ้น 450 มิลลิเมตร ในการทดลองใช้ของไหลเป็นอากาศ ใช้ช่วงทดลองตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) ระหว่าง 4,000 ถึง 20,000 โดยการทดลองและการจำลอง

TSF-22

1-3 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา

ครั้งนี้ เพื่อนำมาใช้ประโยชน์ในการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งไว้ภายในเตาเผาใช้บรรมควันยางพาราโดยกำหนดให้ของไหลเป็นอากาศ มีมิติและขนาดควบคุมที่คงที่

2. โมเดลและตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

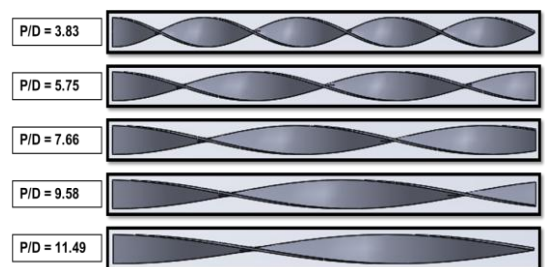
โมเดลในชุดทดลองดังรูปที่ 2 ท่อทองแดงมีเส้นผ่านศูนย์กลางชั้นในเท่ากับ 26.1 มิลลิเมตร หนา 1.24 มิลลิเมตร ความยาว 450 มิลลิเมตร ต่อดึงด้วยท่อทองแดงด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด T จัดวางระยะห่างระหว่างกันเท่ากับ 30 มิลลิเมตร เจาะผิวท่อลึกลงไป 0.2 มิลลิเมตร นำฉนวนไนท์เทพล่อนรุ่น 923UL-S มาพันรอบท่อ จ่ายกระแสไฟฟ้าผ่านขดลวดความร้อน 1.22 โอห์ม/เมตร พันรอบท่อทองแดง 8 เมตร เพื่อให้ความร้อนแก่ชุดทดลอง หุ้มฉนวนท่อชั้นนอกป้องกันความร้อนที่สูญเสียแก่บรรยากาศน้อยที่สุด เพื่อควบคุมให้ท่อได้รับฟลักซ์ความร้อนคงที่ ทดสอบความดันตกคร่อมระหว่างชุดทดลองด้วยมานอมิเตอร์แบบเอียง ขนาดความยาวของท่อเท่ากับ ความยาวของแผ่นบิดยาว 450 มิลลิเมตร (L)

3. ชุดการทดลองและวิธีการทดลอง

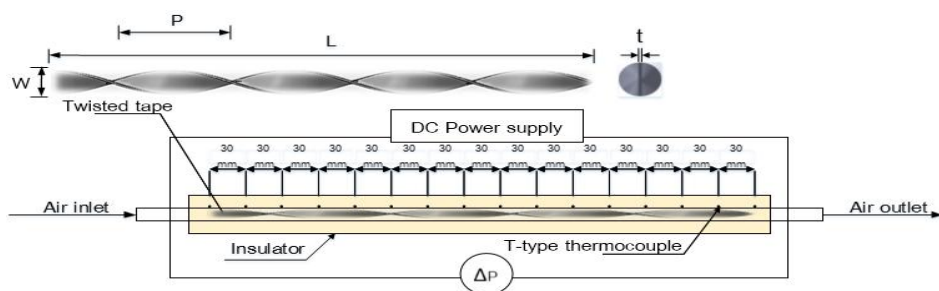
3.1 ชุดการทดลองและโมเดลที่ใช้ในการทดลอง

โมเดลที่ใช้ในการทดลองแสดงรายละเอียดดังรูปที่ 3 อากาศที่มีอุณหภูมิบรรยากาศถูกดูดผ่านพัดลมโดยมีการ

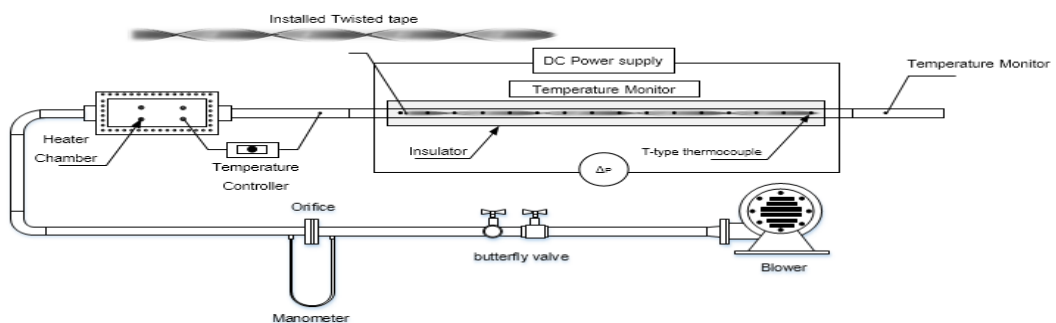
ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมือเสือให้คงที่ ซึ่งอากาศจะไหลผ่านแผ่นฮีตเตอร์เพื่อตรวจวัดอัตราการไหลที่ตัวเลขเรย์โนลด์สนัมเบอร์เท่ากับ 4,000-20,000 แล้วไหลต่อไปสู่ห้องควบคุมอุณหภูมิของลมให้คงที่ โดยมีขดลวดความร้อนควบคุมอุณหภูมิภายในระบบ การไหลยังคงดำเนินต่อไปโดยลมที่มีอุณหภูมิคงที่ที่จะไหลผ่านชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขดลวดความร้อนพันรอบท่อมีความยาว 450 มิลลิเมตร ด้วยการจ่ายแรงดันไฟฟ้าจากหม้อแปลงไฟฟ้า ควบคุมแรงดันที่ 20 V ปลอ่ยให้คงตัวทำให้อุณหภูมิที่ผนังท่อทองแดงคงที่ และตรวจวัดอุณหภูมิที่ทางเข้าและออก ซึ่งใช้เวลาประมาณ 30-35 นาที อ่านค่าผิวท่อทดลอง 16 จุดด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด T ส่งข้อมูลการบันทึกผลอุณหภูมิด้วยคอมพิวเตอร์ วัดอุณหภูมิที่ทางเข้าทางออกของชุดทดสอบ 2 จุด เก็บค่าการทดลองรวม 18 จุด และวัดความดันตกคร่อมด้วยมานอมิเตอร์แบบเอียงจากการอ่านค่าแล้วบันทึกผลการทดลอง



รูปที่ 1 แบบอุปกรณ์สร้างการหมุนวนที่ศึกษา



รูปที่ 2 แบบโมเดลของท่อที่มีการสอดแผ่นบิด



รูปที่ 3 ไดอะแกรมของชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา

TSF-22

3.2 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่ติดตั้งตัวสร้างกระแสหมุนวน

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนของอากาศภายในท่อที่มีการหมุนวน และให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่ สมมุติให้การถ่ายเทความร้อนที่ของไหลได้รับจากผนังท่อ ($\dot{Q}_{air}$) เท่ากับการพาความร้อนภายในท่อทดสอบ ($\dot{Q}_{conv}$)

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{conv} \quad (1)$$

การถ่ายเทความร้อนที่ของไหลได้รับจากผนังท่อชั้นใน

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

การพาความร้อนที่ผิวสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{conv} = hA(\tilde{T}_w - T_b) \quad (3)$$

จาก

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \quad (4)$$

$$\tilde{T}_w = \Sigma T_w / 16 \quad (5)$$

เมื่อ T_w คืออุณหภูมิที่ผิวของท่อโดยไม่นำผลกระทบความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อมาคำนวณ เนื่องจากผลของค่าการนำความร้อนของความหนาของท่อที่บาง จากนั้นวัดอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวท่อจากทางเข้าไปถึงทางออกจำนวน 16 จุด

ฟลักซ์ความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อน

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_{air}}{A} \quad (6)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและค่าตัวเลขนัสเซิลที่เฉลี่ย สามารถหาได้ดังนี้

$$\bar{h} = \frac{\dot{q}}{T_n - T_i} \quad (7)$$

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

สมการความเสียดทาน

$$f = \frac{2\Delta PD}{\rho LU^2} \quad (9)$$

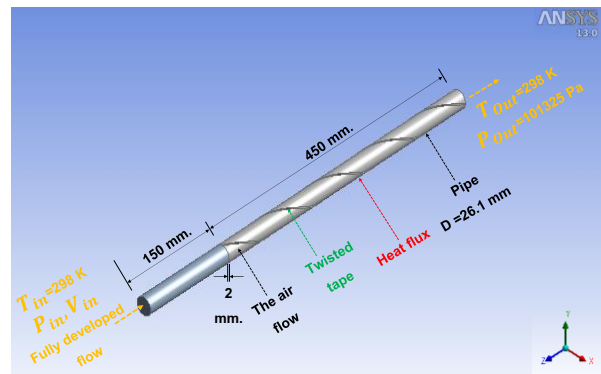
ประสิทธิภาพของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ Pumping power เดียวกัน [8] พิจารณาจาก สัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ใส่แผ่นปิด h_T และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนท่อเปล่า h_p หรือนิยามด้วยสัดส่วนของค่าตัวเลขนัสเซิลที่นัมเบอร์ของท่อที่ใส่แผ่นปิด Nu_T กับตัวเลขนัสเซิลที่ของท่อเปล่า Nu_p

$$\eta = \left(\frac{h_T}{h_p} \right) = \left(\frac{Nu_T}{Nu_p} \right) = \left(\frac{Nu_T}{Nu_p} \right) \left(\frac{f_T}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (10)$$

4. ลักษณะการไหลของท่อที่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้าง

การไหลหมุนวนโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข

ลักษณะการไหลของท่อที่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม ANSYS Ver.13, Fluent 3 มิติ แบบคงตัว ดังรูปที่ 4 แสดงโมเดลที่ใช้ในการจำลองการไหลภายในท่อที่ติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวน ขนาดของโมเดลในการจำลองที่ใช้ในการคำนวณและเงื่อนไขขอบเขตได้ถูกกำหนดให้เป็นแบบสภาวะเดียวกันกับการทดลอง โดยที่กริดถูกสร้างให้ละเอียดบริเวณผนังของท่อชั้นใน มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 26.1 มิลลิเมตร โมเดลการไหลปั่นป่วนใช้แบบ Shear stress transport (SST) k-omega และใช้ SIMPLE อัลกอริทึมในการแก้สมการความต่อเนื่องและสมการ Reynolods-Averaged Navier-Stoke เพื่อหาสนามความเร็วและความดัน และเลือกใช้ Spatial discretization แบบ Second order-upwind สำหรับค่าความผิดพลาดของคำตอบได้กำหนดไว้ที่ 1×10^{-5}



รูปที่ 4 แสดงโมเดล 3 มิติ ที่ใช้จำลองในการไหล

5. ผลการทดลอง

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการทดสอบและศึกษาการเพิ่มค่าตัวเลขนัสเซิลที่นัมเบอร์ (Nu) และแฟคเตอร์ความเสียดทาน (f) ที่เกิดขึ้นภายในท่อทดสอบโดยมีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนมีความหนาเท่ากับ 2 มิลลิเมตร ตลอดความยาวท่อ ใช้ขนาดความยาวของแผ่นปิด 450 มิลลิเมตร มีระยะเกลียวของอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 มิลลิเมตร ตามลำดับ ได้นำมาเทียบกับผลที่

TSF-22

1-3 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา

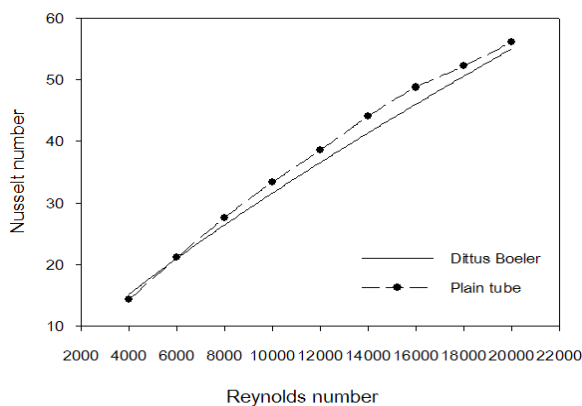
ได้จากการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานกับท่อที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน โดยใช้เงื่อนไขการทดลองเดียวกัน

5.1 ตรวจสอบค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์และแรงเสียดทานในท่อเปล่า

ผลการทดลองของท่อเปล่าได้ถูกนำตรวจสอบค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์กับงานทดลองในอดีต จากการนำผลการทดลองมาเปรียบเทียบกับสมการที่(11) มีความเชื่อถือได้ ดังรูปที่ 5 โดยเลือกใช้สมการของ Dittus and Boelter [9]

$$Nu = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n \quad (11)$$

ในช่วงของ $0.7 \leq Pr \leq 160$ โดยคุณตัวประกอบแก้ไขรูปของ Pr^n โดยใช้ n เท่ากับ 0.4 สำหรับกรณีการให้ความร้อนกับของไหลภายในท่อกลม



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์กับตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ในท่อเปล่าเทียบกับสมการของ Dittus and Boelter

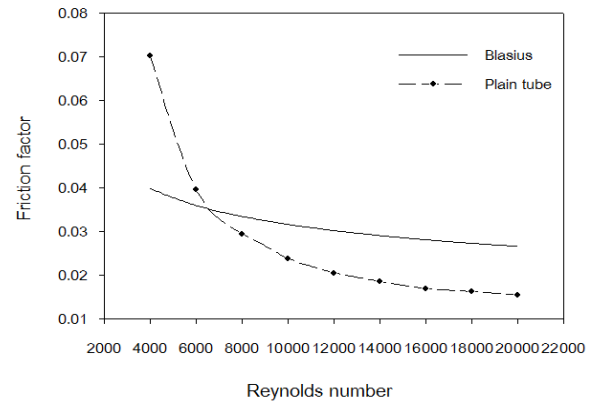
ผลการทดลองของค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์กับสมการที่เชื่อถือได้ มีแนวโน้มของสอดคล้องกัน ซึ่งมีค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์เฉลี่ยสูงกว่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์ของสมการ Dittus and Boelter ประมาณ 4.44 เปอร์เซ็นต์

ผลการทดลองแฟคเตอร์ความเสียดทานนำไปเปรียบเทียบกับสมการของ Blasius จากสมการที่ (12) ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 34.93 เปอร์เซ็นต์ มีค่าน้อยกว่าสมการที่เชื่อถือได้ดังรูปที่ 6 เนื่องจากความยาวของท่อในการทดลองน้อย ส่งผลให้เกิดผลกระทบจากการทดลอง โดยส่วนใหญ่การทดลองแฟคเตอร์ความเสียดทานเทียบสมการที่เชื่อถือได้ของ Blasius จะใช้ความยาวท่อ

ทดลองอยู่ที่ประมาณ 50D-60D เพื่อลดผลกระทบในการทดลองแฟคเตอร์ความเสียดทานของท่อเปล่า

$$f = 0.316 Re_D^{-0.25} \quad (12)$$

สำหรับในช่วง $Re \leq 20,000$



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าแฟคเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ในท่อเปล่าเทียบกับสมการของ Blasius

5.2 การทดลองติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนภายในท่อทดสอบ

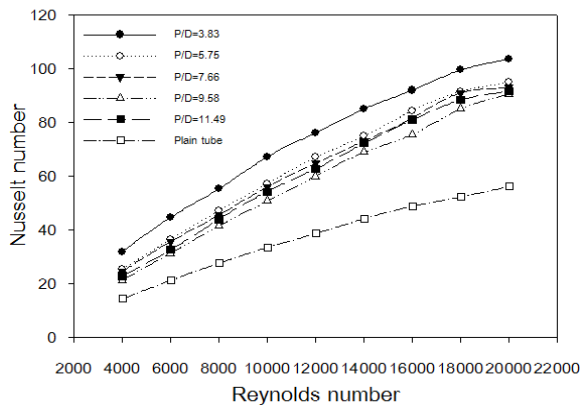
การทดลองติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนภายในท่อที่ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ 4,000 ถึง 20,000 ดังรูปที่ 7 ค่าของตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์จะสูงขึ้นตาม ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ ทุกๆค่าของการทดลอง ซึ่งการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่มีระยะเกลียวบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83 จะมีค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์สูงกว่า P/D เท่ากับ 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 และค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์กรณีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน ที่ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 14,000 สูงขึ้นจากกรณีท่อเปล่า มีค่าเท่ากับ 0.93, 0.70, 0.66, 0.56, 0.63 เท่าของท่อเปล่า ตามลำดับ

การทดลองค่าการถ่ายเทความร้อนที่ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 14,000 ดังรูปที่ 8 ระหว่างกรณีท่อเปล่าและการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่มีระยะเกลียวบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 โดยมีระยะความยาวท่อต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง $X/D = 0-17.24$ โดยที่ $X/D = 0$ มีค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์สูงสุด เนื่องจากผลต่างระหว่างอุณหภูมิที่ช่วงห่างกันมาก ที่ตำแหน่งก่อน $X/D = 0$ และตำแหน่ง $X/D = 0$ จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิได้สูง จึงทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์นัมเบอร์สูงที่สุด

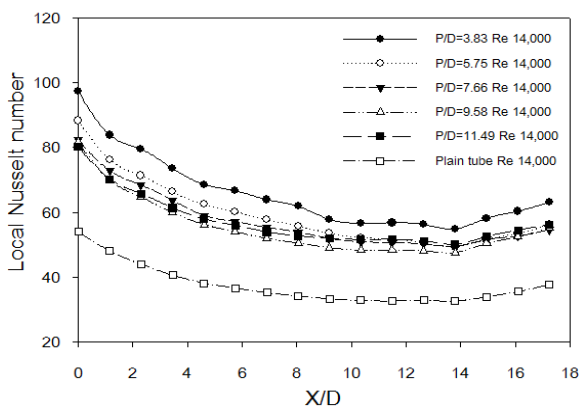
TSF-22

1-3 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา

และค่อยๆ ลดหลั่นลงมา จนถึงระยะ $X/D = 13.8$ เป็นช่วงที่อุณหภูมิเกิดความแตกต่างกันน้อยมากที่สุดส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อชั้นในไปสู่อากาศได้น้อย จึงทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์มีเบอร์น้อยตาม เมื่อถึงระยะ $X/D = 14.94-17.24$ อุณหภูมิเกิดความแตกต่างกันมากขึ้นเล็กน้อยจาก $X/D = 13.8$ ส่งผลให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์มีเบอร์สูงขึ้นเล็กน้อย

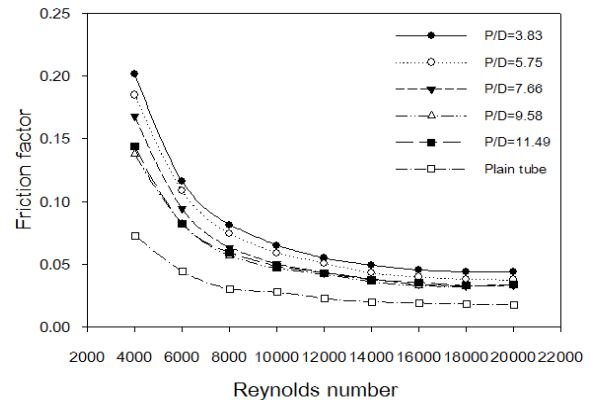


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์มีเบอร์กับตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์มีเบอร์กับระยะความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง $Re=14,000$

การทดลองติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนภายในท่อที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์ 4,000 ถึง 20,000 ดังรูปที่ 9 ที่มีระยะเกลียวบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 ส่งผลให้แฟกเตอร์ความเสียหายได้จากการติดตั้งแผ่นบิดสูงกว่ากรณีท่อเปล่า และกรณีแผ่นบิดที่มีระยะช่วงบิดแคบ ๆ แฟกเตอร์ความเสียหายสูงกว่าระยะช่วงบิดที่กว้างกว่า โดยตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์เท่ากับ 14,000 มีแฟกเตอร์ความเสียหายสูงขึ้นจากกรณีท่อเปล่า มีค่าเท่ากับ 0.69, 0.48, 0.31, 0.24, 0.29 เท่าของท่อเปล่า ตามลำดับ

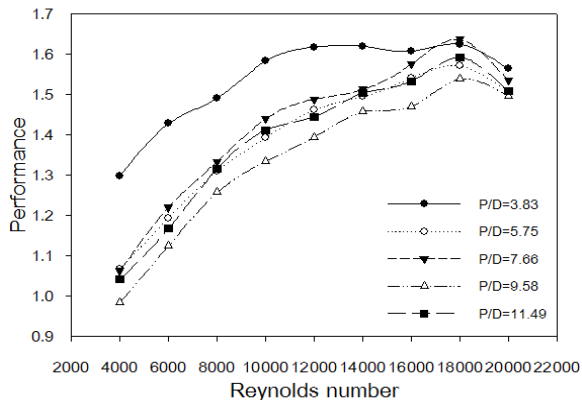


รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างแฟกเตอร์ความเสียหายกับตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์

สมรรถนะของการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์เท่ากับ 4,000-20,000 ดังรูปที่ 10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์กับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสมการ (10) ที่ช่วงตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์น้อยสมรรถนะความร้อนจะน้อยแล้วค่อยๆ เพิ่มขึ้นทุกๆ ค่าของตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์ โดยที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์เท่ากับ 18,000 จะมีค่าสมรรถนะสูงสุด เนื่องจากตัวเลขนัสเซลท์มีเบอร์มีค่าการถ่ายเทความร้อนมาก และเป็นสัดส่วนกันกับแฟกเตอร์ความเสียหายที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจะลดลงเนื่องจากแฟกเตอร์ความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้นที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์เท่ากับ 20,000 จากการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่มีระยะเกลียวบิดต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83 จะให้สมรรถนะความร้อนสูงสุดที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์เท่ากับ 4,000-16,000 หลังจากนั้นเกิดการแกว่งตัวขึ้น ทำให้สมรรถนะค่อยๆ ลดลง จากการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่มี P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 ทำให้ทราบว่สมรรถนะความร้อนสามารถเพิ่มสูงขึ้นจากกรณีการไม่ติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่ตัวเลขเรย์โนลด์มีเบอร์ 14,000 มีค่าเท่ากับ 150.37, 145.72, 151.30, 149.49, 161.99 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

TSF-22

1-3 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ส์กับ
สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

5.3 ลักษณะการไหลโดยวิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล

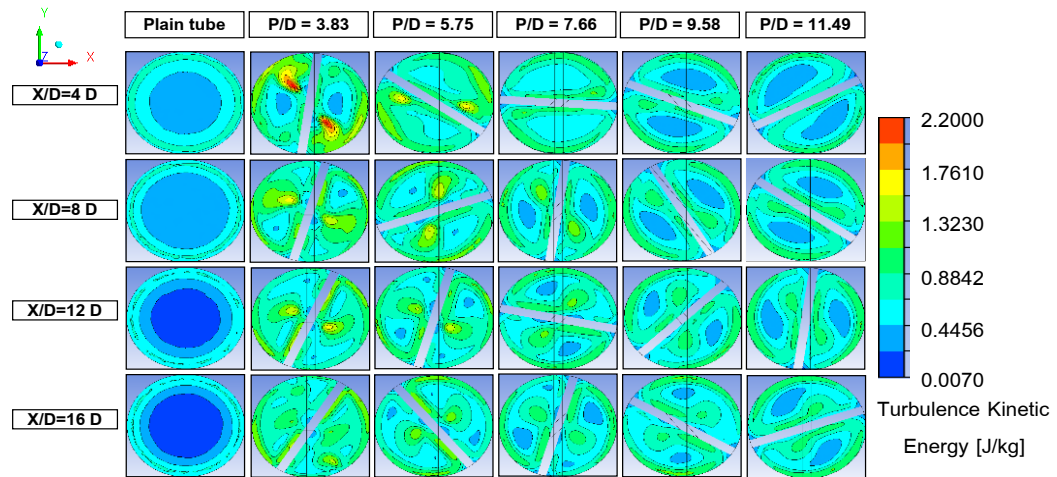
การจำลองลักษณะการไหลโดยวิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลภายในท่อ ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ส์นับเบอร์กเท่ากับ 14,000 เทอร์บิวแลนส์คิเนติกเอนเนอร์ยีที่แสดง (Contours) ในหน้าตัดท่อที่ระยะ 4D, 8D, 12D, 16D บนแกน X-Y ดังรูปที่ 11 กรณีที่ P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 ก้อนของไหลแยกออกเป็นสองข้างโดยมีแผ่นบิตกันตรงกลาง ในส่วนรอบๆวงด้านนอกของก้อนมวลจะมีพลังงานจลน์เฉลี่ยต่อหน่วยมวลมีการหมุนวนแบบปั่นป่วนสูงกว่าตรงกลางก้อนมวลของไหล เนื่องจากผิวของท่อและแผ่นบิตมีความเสียดทานการไหลอยู่บริเวณรอบนอกของก้อนของไหล ซึ่งจะเกิดความแตกต่างของสนามความเร็ว ในทิศทาง x y z โดยตรงกลางของการหมุนวนจะมีพลังงานจลน์เฉลี่ยน้อย และมีพลังงานจลน์เฉลี่ยสูงที่รอบนอกของทั้งสองก้อนการหมุน ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มมากขึ้นในช่วงที่มีพลังงานจลน์เฉลี่ยต่อหน่วยมวลของการหมุนวนแบบปั่นป่วนสูง ต่างจากกรณีที่ไม่มี การติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน จะมีความแตกต่างระหว่างพลังงานจลน์เฉลี่ยต่อหน่วยมวลที่เกี่ยวข้องกับการหมุนวนแบบปั่นป่วนที่ผิวท่อชั้นในจะมีพลังงานมากกว่าช่วงปลายท่อเนื่องจากมีความเสียดทานที่ผนังท่อชั้นในกับความเร็วที่ก้อนของไหลไหลภายในท่อเกิดการหมุนวนปั่นป่วนเมื่อความเร็วของก้อนของไหลมีความเร็วมากกว่าจะทำให้เกิดการหมุนวนตัวในแกน x y z

ความเร็วของการไหลที่แสดง (Contours) ในหน้าตัดท่อที่ระยะ 4D, 8D, 12D, 16D บนแกน X-Y ดังรูปที่ 12 ที่ P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 ความเร็วแยกออกเป็นสองข้างเนื่องจากมีแผ่นบิตกันตรงกลาง ในส่วนที่ตรงกลางของก้อนมวลจะมีความเร็วสูงกว่ารอบๆวงด้านนอก ก้อนมวลอากาศมีการเคลื่อนที่ได้รวดเร็วแบ่งเป็นสองข้าง ซึ่งมีความต่างจากกรณีที่ไม่มี การติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน ที่มีความเร็วอยู่เพียงกึ่งกลางท่อ เมื่อความเร็วเคลื่อนที่ใกล้กับผนังท่อชั้นในมากขึ้นจะเกิดการถ่ายเทความร้อนไม่คงที่จากผิวท่อชั้นในไปสู่ก้อนมวลอากาศซึ่งกันและกันจะมีปริมาณการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแบบท่อเปล่าที่ความเร็วไหลตรงกึ่งกลางเพียงอย่างเดียว ความเร็วในการไหลสัมพันธ์กับการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากก้อนมวลที่มีความเร็วของอากาศ เกิดการเคลื่อนตัวผ่านแผ่นบิตทำให้มีความเร็วเพิ่มขึ้นภายในท่อที่ไม่ใช่ศูนย์กลางของท่อ มีการเคลื่อนที่บริเวณผนังของท่อชั้นในช่วยเพิ่มค่าตัวเลขนัสเซลท์นับเบอร์ก

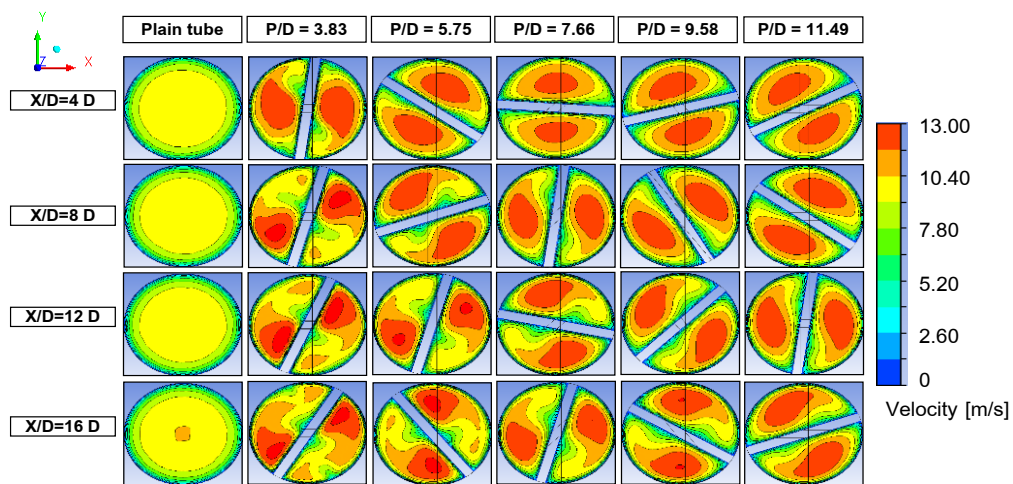
อุณหภูมิของไหลภายในท่อที่แสดง (Contours) ในหน้าตัดท่อที่ระยะ 4D, 8D, 12D, 16D บนแกน X-Y ดังรูปที่ 13 ที่ P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 มีการหน่วงการเดินทางของก้อนของไหลในท่อเพิ่มขึ้น และทำให้ก้อนของไหลเกิดการสัมผัสกับผิวท่อชั้นในเป็นเวลานานขึ้นทำให้สามารถดึงอุณหภูมิจากผนังท่อได้มากกว่าท่อเปล่า โดยที่ความร้อนจากผิวท่อชั้นในคายความร้อนสู่ก้อนของไหลได้ปริมาณมากขึ้นให้ผสมผสานกันกับช่วงที่มีเกลียวทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจากเดิมที่มีการเคลื่อนที่ของก้อนมวลเพียงตรงศูนย์กลางท่ออย่างเดียว และช่วงปลายท่อ X/D=16D แผ่นบิตจะส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังท่อชั้นในกับก้อนมวลของของไหลเพิ่มขึ้นทำให้อุณหภูมิมีค่าสูงขึ้นเล็กน้อยสอดคล้องดังรูปที่ 8

การกระจายตัวเลขนัสเซลท์นับเบอร์กของไหลในหน้าตัดท่อที่แสดง (Contours) บนแกน Y-Z ดังรูปที่ 14 ที่ P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.4 และที่ไม่มี การติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน โดยมีตัวเลขเรย์โนลด์ส์นับเบอร์กเท่ากับ 14,000 แสดงให้ทราบว่าการถ่ายเทความร้อนแบบติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทได้ดีกว่า ท่อเปล่าสอดคล้องดังรูปที่ 7

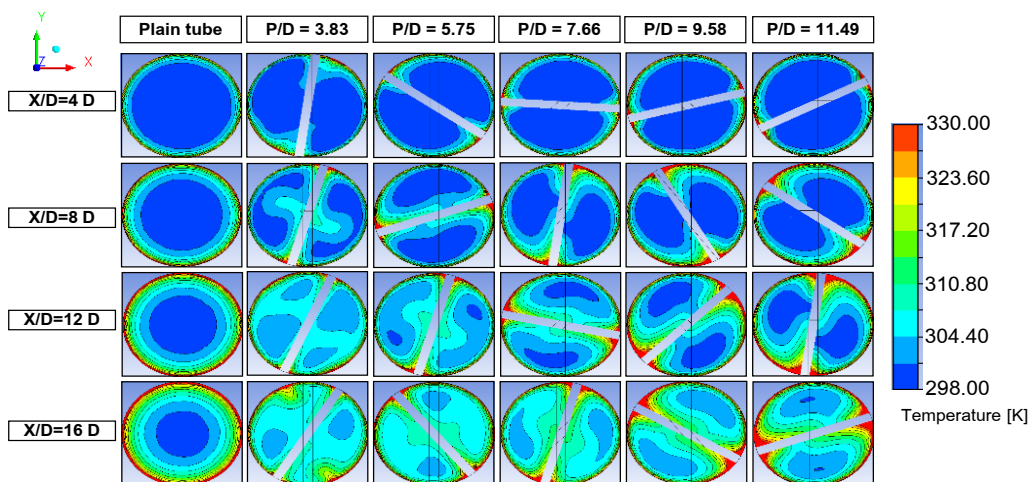
TSF-22



รูปที่ 11 เทอร์บิวแลนส์คิเนติกเอนเนอร์ยีของการไหลในหน้าตัดท่อเปล่า และมีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 14,000



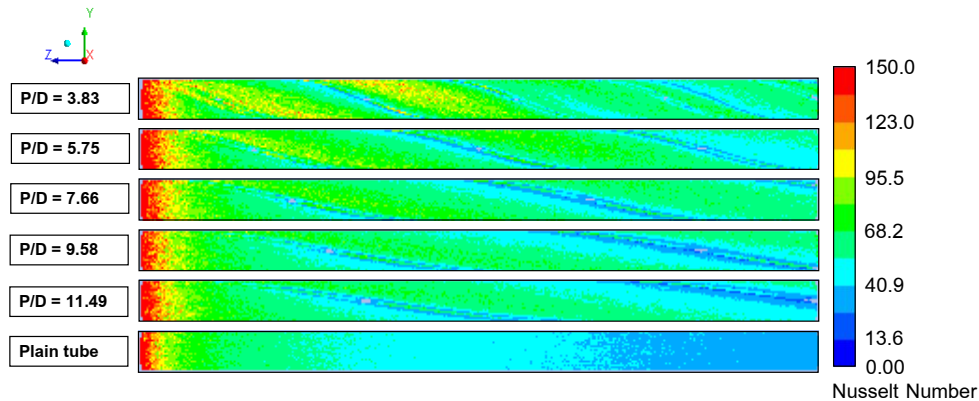
รูปที่ 12 การกระจายความเร็วของการไหลในหน้าตัดท่อเปล่า และมีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 14,000



รูปที่ 13 การกระจายอุณหภูมิของการไหลในหน้าตัดท่อเปล่า และมีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่ตัวเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 14,000

TSF-22

1-3 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา

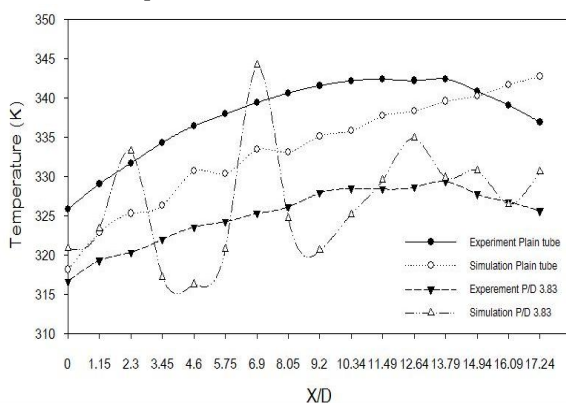


รูปที่ 14 การกระจายตัวเลขนัสเซลท์ในเบอร์ของไหลบริเวณผิวท่อเปล่า และมีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนที่ตัวเลขเรย์โนลด์ส์เท่ากับ 14,000

อุณหภูมิของผิวท่อจากการทดลองเทียบกับการจำลองแสดงดังรูปที่ 15 ตัวเลขเรย์โนลด์ส์เท่ากับ 14,000 ตลอดความยาวของท่อที่มีการถ่ายเทความร้อน

ในท่อที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน มีอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อ จากการทดลองท่อเปล่ามีค่าเท่ากับ 337.70 องศาเซลเซียส เทียบกับการจำลองอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อเปล่ามีค่าเท่ากับ 333.22 องศาเซลเซียส มีความคลาดเคลื่อนกันอยู่ 4.48 องศาเซลเซียส

ส่วนการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวน P/D เท่ากับ 3.83 มีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวท่อจากการทดลองมีค่าเท่ากับ 325.03 องศาเซลเซียส เทียบกับการจำลองอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อมีค่าเท่ากับ 326.78 องศาเซลเซียส ซึ่งมีความต่างกันอยู่ 1.75 องศาเซลเซียส



รูปที่ 15 แสดงอุณหภูมิผิวท่อจากการทดลองเทียบกับการจำลอง ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ส์เท่ากับ 14,000

6. สรุป

บทความนี้ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนด้วยการทดลอง และการจำลอง CFD ด้วยโปรแกรม ANSYS Ver.13, Fluent 3 มิติ มีตัวเลขเรย์โนลด์ส์เท่ากับ 14,000 ซึ่งการสร้างการไหลแบบหมุนวนแบบตลอดความยาวของท่อยาว 450 มิลลิเมตร มีระยะเกลียวของอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง P/D เท่ากับ 3.83, 5.75, 7.66, 9.58, 11.49 มิลลิเมตร สามารถสรุปประเด็นสำคัญดังนี้

(1) อุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนมีระยะช่วงบิดแคบ P/D เท่ากับ 3.83 จะมีผลทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงและแฟคเตอร์ความเสียหาย รวมถึงสมรรถนะของชุดแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับ P/D เท่ากับ 5.75, 7.66, 9.58, 11.49

(2) จากผลการจำลองพบว่าเมื่อติดตั้งอุปกรณ์สร้างการไหลแบบหมุนวนภายในชุดแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยเพิ่มพลังงานในการปั่นป่วน ความเร็ว และอุณหภูมิให้สูงขึ้น รวมถึงการกระจายตัวเลขนัสเซลท์ในเบอร์ของไหลบริเวณผิวท่อเพิ่มขึ้น เนื่องจากลักษณะของการไหลของอากาศในท่อเป็นการไหลแบบหมุนวนตลอดความยาวท่อ

7. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน รวมถึงภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ สำหรับทุนวิจัยในการทำวิจัย

TSF-22

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Kłaczka, 1996. Heat transfer and pressure drop in tubes with short turbulators, Heat and Mass Transfer, Vol. 31, pp. 399-401
- [2] Yakut, K., Sahin, B., and Canbazoglu, S., 2004. Performance and Flow-Induced Vibration Characteristics for Conical-Ring Turbulators. Applied Energy, Vol. 79, pp. 65-76
- [3] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Promvonge, P., 2006. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, pp. 1225-1233.
- [4] Eiamsa-ard, S., and Promvonge, P., 2006. Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V – Nozzle Turbulators, International Communication Heat and Mass Transfer, Vol. 33, pp.591-600
- [5] ขวัญชัย หนาแน่น, เพชรพิสิฐ เอี่ยมสอาด, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และ สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด, Study on Heat Transfer in a Tube Fitted with Turbulator and Swirl Generator, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 17-19 ตุลาคม 2550, จังหวัดชลบุรี
- [6] เพชรพิสิฐ เอี่ยมสอาด, ขวัญชัย หนาแน่น, พรชัย นิเวศน์รังสรรค์, ศราวุธ รัตนวงษ์ และสมิทธิ์ เอี่ยมสอาด, อิทธิพลของแผ่นใบปิดต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อกลม, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, 15-17 ตุลาคม 2551 มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต
- [7] ชีรพัฒน์ ชมภูคำ, เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนในท่อกลมด้วยแผ่นใบปิด, บทความวิชาการวารสารวิชาการวิศวกรรมศาสตร์ ม.อ.บ.ปีที่6, ฉบับที่2, กรกฎาคม-ธันวาคม 2556
- [8] Webb R. L. (1992). Principles of Enhanced Heat Transfer, John-Wiley & Sons, New York, USA, 166-194.

- [9] Dittus, F.W. and Boelter L.M.K. (1930). Heat transfer in automobile radiators of tabular type, University of California, Berkley, PublEng. 2, 459-470.

สัญลักษณ์

A	= พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน (m^2)
$C_{p,a}$	= ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ($J/kg\ K$)
D	= เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
f	= ความเสียดทาน
f_p	= ความเสียดทานของท่อเปล่า
f_T	= ความเสียดทานของท่อติดตั้งแผ่นปิด
$\bar{h}$	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ($W/m^2\ K$)
I	= กระแสไฟฟ้า (A)
k	= สภาพการนำความร้อน ($W/m\ K$)
L	= ความยาวอุปกรณ์สร้างกระแสหมุนวน (m)
$\dot{m}$	= อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
$\overline{Nu}$	= ตัวเลขนัสเซลที่นับเบอร์เฉลี่ย
$\overline{Nu}_p$	= ตัวเลขนัสเซลที่นับเบอร์เฉลี่ยของท่อเปล่า
$\overline{Nu}_T$	= ตัวเลขนัสเซลที่นับเบอร์เฉลี่ยของท่อติดตั้งแผ่นปิด
P	= ความดันสถิต (Pa)
p	= ความห่างระยะเกลียวบิด
Pr	= ตัวเลขพรันด์เทิลนับเบอร์
$\dot{q}$	= ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2)
$\dot{Q}_{air}$	= อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (W)
$\dot{Q}_{conv}$	= อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา (W)
Re	= ตัวเลขเรย์โนลด์นับเบอร์
t	= ความหนาของแผ่นปิด (m)
T_b	= อุณหภูมิอากาศทดสอบเฉลี่ย ($^{\circ}C$)
T_i	= อุณหภูมิที่ทางเข้า ($^{\circ}C$)
T_o	= อุณหภูมิที่ทางออก ($^{\circ}C$)
T_n	= อุณหภูมิที่ผิวท่อที่ตำแหน่งใดๆ ($^{\circ}C$)
T_w	= อุณหภูมิที่ผิวท่อ ($^{\circ}C$)
$\tilde{T}_w$	= อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ย ($^{\circ}C$)
U	= ความเร็วของไหล (m/s)
V	= แรงดันไฟฟ้า (V)
W	= ความกว้างของแผ่นปิด (m)
η	= ประสิทธิภาพของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน