

## อิทธิพลของอัตราส่วนความลึกของร่องต่อพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบ และการถ่ายเทความร้อนในท่อร่องบิดเกลียว

### Effect of depth ratio on laminar flow and heat transfer behaviors in a spirally corrugated tube

พิทักษ์ พร้อมไธสง<sup>1\*</sup>, ปรัชญา สำรวยสินธุ์<sup>1</sup>, ชวัลชัย หนาแน่น<sup>2</sup> และ สมิทธิ์ เอี่ยมสะอาด<sup>1</sup>

<sup>1</sup> สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร 140 ถนนเชื่อมสัมพันธ์ เขตหนองจอก กรุงเทพมหานคร 10530

<sup>2</sup> สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี อำเภอเมือง เพชรบุรี 76000

\*ติดต่อ: pitak@mutacth.com, 02-988-3655

#### บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลข 3 มิติของพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบและการถ่ายเทความร้อนในท่อร่องบิดเกลียว การคำนวณใช้วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมและเลือกลำดับวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานและทำการศึกษาในช่วงการไหลที่ค่า  $Re=200-2000$  ผลลัพธ์ที่ได้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อกลมผิวเรียบ โดยค่าการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number, Nu) และตัวประกอบเสียดทาน (friction factor, f) ตามลำดับ ซึ่งท่อร่องบิดเกลียวมีจำนวนร่องเริ่มต้นจำนวน 2 ร่อง มีค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ ( $p/D$ , PR) คงที่เท่ากับ 1.0 และศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนความลึก ( $e/D$ , DR) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.08 และ 0.10 จากผลการศึกษาพบว่าท่อร่องบิดเกลียวก่อให้เกิดการไหลแบบหมุนควงตลอดความยาวท่อ และกระแสการไหลถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือกระแสการไหลหลักที่บริเวณกลางท่อและกระแสการไหลรองที่บริเวณใกล้ผนังท่อ ส่งผลให้การผสมกันของของไหลดีขึ้นและเพิ่มการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อ การเพิ่มขึ้นของค่า Re และ DR ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น การใช้ท่อร่องบิดเกลียวที่มีจำนวนร่องเริ่มต้น 2 ร่อง ที่ค่า  $DR=0.06$  ที่  $PR=1.0$  ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.63 ที่  $Re=2000$

**คำหลัก:** การถ่ายเทความร้อน, ตัวประกอบเสียดทาน, การไหลแบบราบเรียบ, ท่อร่องบิดเกลียว

#### Abstract

This paper presents a 3D numerical study of laminar flow and heat transfer in a spirally corrugated tube. The computations are based on the finite volume method with the SIMPLE. Air is used as the working fluid with the air flow rate in terms of Reynolds numbers ranging from 200 to 2000. The numerical results are compared with the straight smooth circular tube. The heat transfer and pressure drop are presented by Nusselt number and friction factor values, respectively. The spirally corrugated tube with constant number of starts,  $N=2$  and pitch ratio,  $PR=1.0$  and various depth ratios,  $DR=0.04, 0.06, 0.08$  and  $0.10$  are investigated. The results display that the spirally corrugated tube generate the swirl flow along the tube. The swirl flow divides into two part; main swirl flow at the core and secondary flow at the near wall lead to increase fluid mixing and increase the heat transfer between the fluid and the tube wall. The increasing Re and DR lead to increase the heat transfer and friction factor. The spirally corrugated tube with  $N=2$  at  $DR=0.06, PR=1.0$  provides the maximum thermal enhancement factor around 1.63 at  $Re=2000$ .

**Keywords:** heat transfer, friction factor, laminar flow, spirally corrugated tube

## 1. บทนำ

ปัจจุบันได้มีการนำเสนอเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมากมายเช่น การติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน (ครีป, แผ่นกั้น และ ใบปิด เป็นต้น) และการใช้ท่อร่องบิดเกลียว เป็นต้น การติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนสามารถให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูง แต่ก็ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่สูงเช่นกัน ส่วนการใช้ท่อร่องบิดเกลียวสามารถให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่ต่ำกว่า แต่ก็ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำกว่าเช่นกัน แต่อย่างไรก็ตาม ข้อดีของการใช้ท่อร่องบิดเกลียวคือการลดกำลังขับของปั๊มหรือพัดลมเมื่อเทียบกับการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน ในขณะที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวเรียบ ดังนั้นจึงได้มีนักวิจัยพยายามศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ของท่อร่องบิดเกลียวเช่น ความลึก ระยะเวลาพิตซ์ และรูปร่างของร่อง เป็นต้น

Wang และคณะ [1] ได้ศึกษาท่อคาร์บอนแบบผิวเรียบและแบบ spirally fluted tube ต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อน ผลจากการทดลองพบว่าการใช้ท่อคาร์บอนแบบ spirally fluted tube ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อคาร์บอนแบบผิวเรียบที่ 10%-70% Rainieri และ Pagliarini [2] นำเสนอสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อ helical และ transverse corrugated tubes ที่ค่าระยะเวลาพิตซ์ (p) เท่ากับ 16, 32, 48, 64 มม. โดยท่อมีความลึก (e) เท่ากับ 1.5 มม. ผลจากการทดลองพบว่าท่อ helical corrugated tubes ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อ transverse corrugated tubes ต่อมา Barba และคณะ [3] ได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อ corrugated tube ที่มีระยะเวลาพิตซ์ (p) เท่ากับ 11.5 มม. และมีความลึก (e) เท่ากับ 1.5 มม. ผลจากการทดลองพบว่าท่อ corrugated tube ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อกลมผิวเรียบที่ 4.27-16.79 เท่า Hwang และคณะ [4] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อพื้นผิวขรุขระ ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน โดยท่อที่ทำการศึกษาทั้งหมด 4 แบบ ผลจากการศึกษาพบว่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนในท่อพื้นผิวขรุขระสูงกว่าท่อผิวเรียบ Vicente และคณะ [5] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ spirally

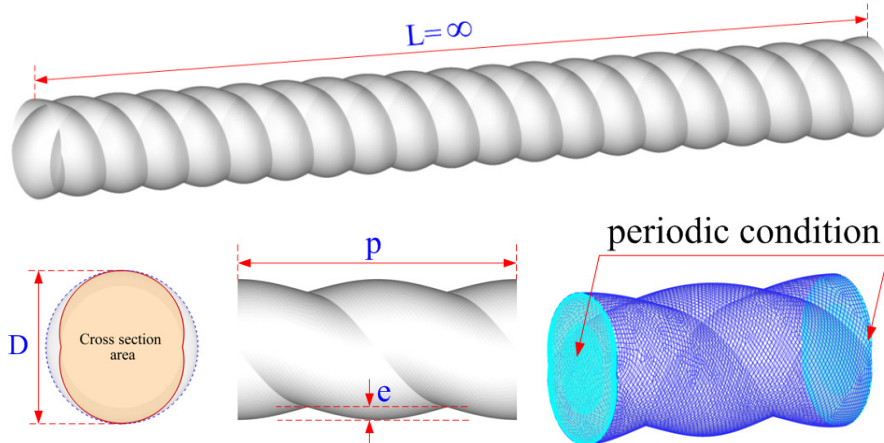
corrugated tubes ที่ค่า  $h/d=0.0239, 0.0267, 0.0372, 0.0483, 0.0506, 0.0511, 0.0572$  และ  $p/d=0.608, 0.717, 0.721, 0.881, 0.886, 1.015, 1.158, 1.174, 1.229$  Naphon และคณะ [6] นำเสนอการทดลองเกี่ยวกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ helical ribs ที่มีค่าอัตราส่วนความลึก ( $x/d$ ) เท่ากับ 0.12, 0.15, 0.19 และอัตราส่วนระยะพิตซ์ ( $PR_i$ ) เท่ากับ 1.05, 0.78 และ 0.63 ผลการทดลองพบว่าค่าเลขนัสเซลท์และค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อ helical ribs ในช่วงที่ทำการศึกษาให้ค่าสูงสุดที่ 2.3 และ 2.8 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ตามลำดับ Laohalertdacha และ Wongwises [7] นำเสนออิทธิพลของท่อ helically grooved tube ต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมโดยการใช้ R-134a เป็นของไหล ท่อที่ใช้ทดสอบมีค่าความลึก (e) เท่ากับ 1.5 มม. และมีระยะเวลาพิตซ์ (p) เท่ากับ 5.08, 6.35, 8.46 มม. ผลที่ได้จากการทดลองพบว่าการใช้ท่อ helically grooved tube ในช่วงที่ศึกษาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงสุดที่ 50% และ 70% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อกลมผิวเรียบ Li และคณะ [8] ได้ตรวจสอบการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ roughness tubes โดยมีค่าความลึกของร่อง (e) เท่ากับ 0.11, 0.21, 0.37, 0.68 มม. มีความกว้างของร่อง (w) เท่ากับ 1.6, 1.7, 1.8 และมีระยะเวลาพิตซ์ (p) เท่ากับ 5 มม. Rabienataj-Darzi และคณะ [9, 10] ได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อ helically corrugated tubes ซึ่งมีของไหลเป็นน้ำผสมสารนาโน  $SiO_2/Al_2O_3$  โดยท่อทดสอบมีค่าอัตราส่วนระยะเวลาพิตซ์และค่าอัตราส่วนความลึกต่างๆ พบว่าการใช้ของไหลเป็นน้ำผสมสารนาโนในท่อให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่ค่าอัตราส่วนความลึกสูงๆ และค่าอัตราส่วนระยะเวลาพิตซ์ต่ำๆ และให้ค่าความดันตกคร่อมที่ต่ำ

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าการใช้ท่อร่องบิดเกลียวให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ แต่อย่างไรก็ตามการนำเสนอผลจากการศึกษาส่วนใหญ่เป็นการไหลในช่วงปั่นป่วน และเป็นการใช้วิธีการทดลอง ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้นำเสนอพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบ

และการถ่ายเทความร้อนในท่อร่องบิดเกลียว โดยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข ซึ่งสามารถแสดงให้เห็นถึงลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน

## 2. แบบจำลองและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 แบบจำลองทางกายภาพ



รูปที่ 1 รูปแบบของท่อและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณ

ระบบที่ให้ความสนใจเป็นท่อร่องบิดเกลียวที่มีจำนวนร่องเริ่มต้น 2 ร่อง โดยมีระยะพิตช์ ( $p/D$ , PR) คงที่เท่ากับ 1.0 มีอัตราส่วนความลึก ( $e/D$ , DR) เท่ากับ 0.04, 0.06, 0.08 และ 0.10 เส้นผ่านศูนย์กลางอ้างอิงของท่อ  $D=0.05$  m และสมมติท่อยาวมาก ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งพิจารณาการไหลเป็นแบบ periodic

### 2.2 พื้นฐานทางคณิตศาสตร์

การสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

2.2.1 การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ

2.2.2 การไหลเป็นแบบราบเรียบและเป็นแบบอัดตัวไม่ได้

2.2.3 คุณสมบัติของของไหลคงที่

2.2.4 ไม่คำนึงแรงวัตถุและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด

2.2.5 ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อสมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์-สโตก และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

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

สมการโมเมนตัม:

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

สมการพลังงาน:

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

เมื่อ  $\Gamma$  คือ การแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

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

สมการควบคุมทั้งหมดจะถูก discretize โดยใช้แบบแผนวิธีผลต่างควอดราติก (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม [11] โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการลู่อู่เข้าหาค่าตอบจะพิจารณาที่ความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า  $10^{-5}$  ของทุกตัวแปร

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ เลขเรย์โนลด์ ตัวประกอบเสียดทาน เลขนัสเซิลท์และสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์นิยามโดย

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (5)$$

ตัวประกอบเสียดทาน,  $f$  คำนวณได้จากความดันตกคร่อม,  $\Delta p$  ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อกลม,  $L$

$$f = \frac{(\Delta p/L)D_h}{(1/2)\rho\bar{u}^2} \quad (6)$$

การถ่ายเทความร้อนในรูปของค่าการกระจาย  
เลขนัสเซลท์ ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (7)$$

ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (8)$$

สมรรถนะเชิงความร้อน,  $TEF$

$$TEF = (Nu/Nu_0)(f/f_0)^{1/3} \quad (9)$$

เมื่อ  $Nu_0$  และ  $f_0$  คือ เลขนัสเซลท์และตัวประกอบ  
เสียดทานของท่อกลมผิวเรียบ

## 2.3 เงื่อนไขขอบเขต

2.3.1 พิจารณาทางเข้าและทางออกเป็นแบบ  
periodic translation

2.3.2 สมมติอากาศที่ 300 K และมีค่าเลขพรานต์  
0.7

2.3.3 ไหลเข้าด้วยอัตราการไหลเชิงมวลคงที่

2.3.4 รูปร่างความเร็วทางเข้าและทางออกเหมือนกัน

2.3.5 สมมติคุณสมบัติทางกายภาพของอากาศมี  
ค่าคงที่ โดยอ้างอิงที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้า

2.3.6 เงื่อนไขขอบเขตไม่มีการลื่นไถลที่ผนัง (no-  
slip conditions) หรือความเร็วที่ผนังมีค่าเท่ากับศูนย์  
เป็นผนังที่อยู่กับที่ (stationary wall)

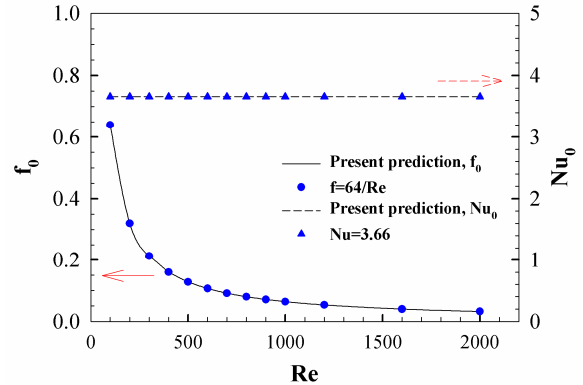
2.3.7 กำหนดให้ที่ผนังมีอุณหภูมิผิวคงที่ 310 K

## 3. ผลการทดลองและสรุปผลการทดลอง

### 3.1 การพิสูจน์ความถูกต้องของท่อกลมผิวเรียบและ จำนวนกริตที่ใช้

การพิสูจน์ความถูกต้องของการถ่ายเทความร้อนและ  
ตัวประกอบเสียดทานในท่อกลมผิวเรียบ โดยทำการ  
เปรียบเทียบระหว่างค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขและผลเฉลย  
แม่นยำตรงภายใต้เงื่อนไขเดียวกันนี้แสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งค่าผล  
เฉลยแม่นยำตรงนี้สามารถศึกษาได้จากอ้างอิง [12] โดย  
พบว่าค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขมีความคลาดเคลื่อนจากผล  
เฉลยแม่นยำตรงประมาณ 0.65% ทั้งในส่วน of ค่า

เลขนัสเซลท์และค่าตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้  
โดยวิธีเชิงตัวเลขทั้งมีความสอดคล้องกันกับผลเฉลยแม่นยำ  
ตรงอย่างดีและมีความน่าเชื่อถือได้



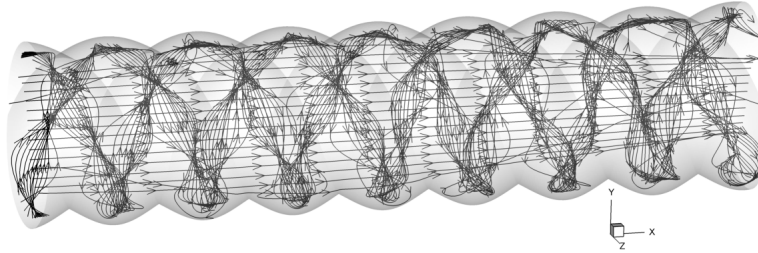
รูปที่ 2 การตรวจสอบความถูกต้องของเลขนัสเซลท์และ  
ตัวประกอบเสียดทานของท่อกลมผิวเรียบ

สำหรับการไหลในท่อนี้ ได้ทำการเปรียบเทียบผลเฉลย  
โดยใช้จำนวนของกริตที่แตกต่างกันคือที่ 150,000 และ  
250,000 และ 350,000 พบว่าเมื่อจำนวนเพิ่มขึ้นจาก  
250,000 เป็น 350,000 ค่าเลขนัสเซลท์เปลี่ยนแปลงน้อย  
กว่า 0.95% ดังนั้นจึงเลือกจำนวนกริตเท่ากับ 250,000  
ไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อไป

### 3.2 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างการไหลสำหรับท่อร่องปิดเกลียวสำหรับ  
กรณี  $DR=0.10$  ที่ค่า  $Re=1000$  แสดงไว้ในรูปที่ 3 จาก  
รูปพบว่า การใช้ท่อร่องปิดเกลียวก่อให้เกิดกระแสการ  
ไหล 2 กลุ่มคือ กระแสการไหลหลัก และกระแสการไหล  
รอง โดยกระแสการไหลหลักจะพบที่บริเวณกลางท่อ และ  
จะเกิดพฤติกรรมการหมุนควงขึ้นเนื่องจากอิทธิพลของ  
กระแสการไหลหมุนควงรอง ส่วนกระแสการไหลรองจะ  
พบที่บริเวณใกล้ผนังท่อโดยเฉพะบริเวณร่องของท่อ ซึ่ง  
จะพบว่ามีพฤติกรรมการหมุนควงเกิดขึ้นด้วย การเกิดการ  
หมุนควงของกระแสการไหลนี้ส่งผลต่อการผสมกันของ  
ของไหล โดยของไหลที่บริเวณกลางท่อและบริเวณใกล้  
ผนังท่อจะผสมกันได้ดียิ่งขึ้น ทำให้การแลกเปลี่ยนความ  
ร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อสูงขึ้น





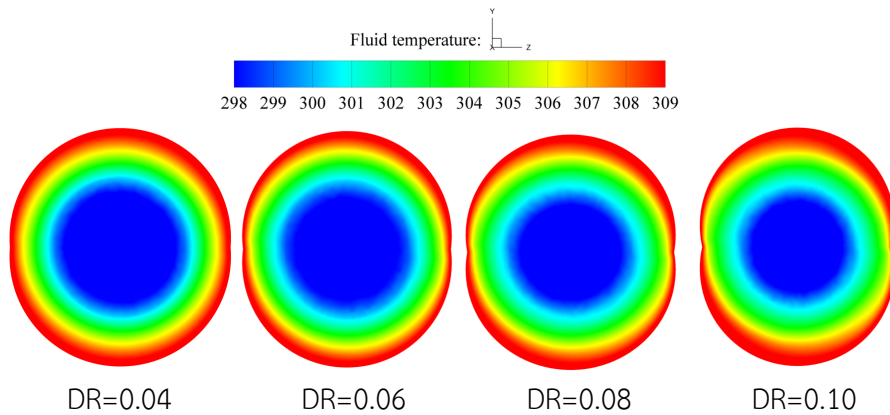
รูปที่ 3 โครงสร้างการไหลสำหรับท่อร่องบิดเกลียวที่ค่า  $DR=0.10$  และ  $Re=1000$

### 3.3 การถ่ายเทความร้อน

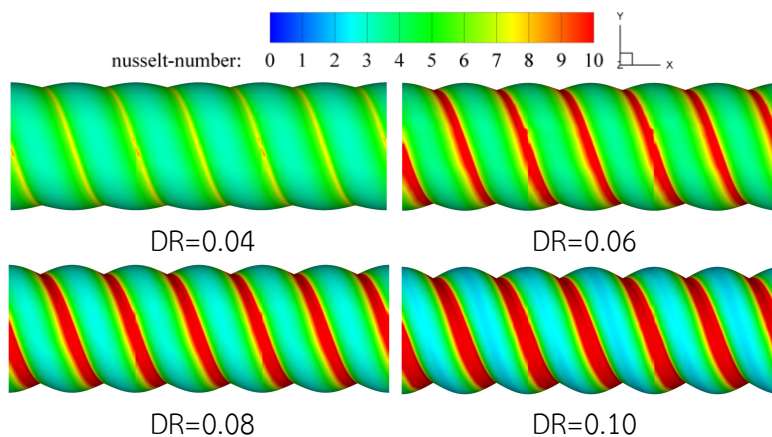
รูปที่ 4 แสดงการกระจายอุณหภูมิของของไหลที่ค่า  $Re=1000$  สำหรับกรณี  $DR=0.04, 0.06, 0.08$  และ  $0.10$  จากรูปพบว่ากระแสการไหลหมุนวนว่งที่เกิดขึ้นจากการใช้ท่อร่องบิดเกลียว ทำให้ของไหลเกิดการผสมกันได้ดีขึ้น เมื่อค่า  $DR$  เพิ่มขึ้น ส่งผลให้การผสมกันของของไหลดีขึ้น ซึ่งสามารถสังเกตได้จากการลดลงของชั้นของไหลร้อนที่บริเวณใกล้ผนังลดลง (คอนทักต์สีแดง) ทำให้ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าปรากฏที่บริเวณใกล้ผนังท่อ ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งกรณี  $DR=0.10$  ปรากฏชั้นของไหล

ร้อนที่บริเวณใกล้ผนังมีความหนาน้อยที่สุด ส่วนกรณี  $DR=0.04$  ปรากฏชั้นของไหลร้อนที่บริเวณใกล้ผนังมีความหนามากที่สุด

รูปที่ 5 แสดงการกระจายเลขนัสเซิลท์ที่ผนังที่ค่า  $Re=1000$  สำหรับกรณี  $DR=0.04, 0.06, 0.08$  และ  $0.10$  จากรูปพบว่าเมื่อค่า  $DR$  เพิ่มขึ้นส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังเพิ่มขึ้น โดยสามารถสังเกตได้จากคอนทักต์สีแดงที่เพิ่มขึ้น กรณี  $DR=0.10$  ปรากฏพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงมากที่สุด ส่วนกรณี  $DR=0.04$  ปรากฏพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงน้อยที่สุด



รูปที่ 4 การกระจายอุณหภูมิของของไหลที่ค่า  $Re=1000$



รูปที่ 5 การกระจายเลขนัสเซิลท์ที่ผนังที่ค่า  $Re=1000$

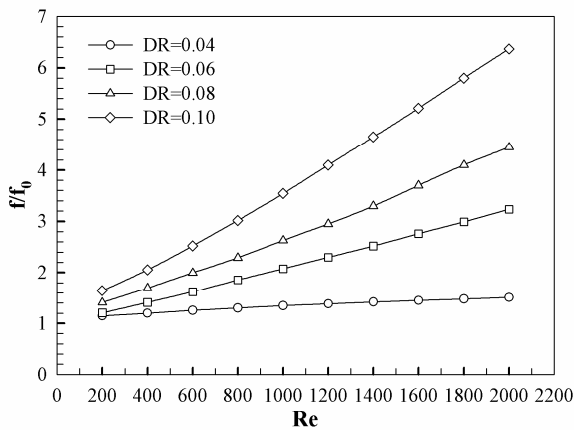
### 3.5 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข

รูปที่ 6(ก) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $f/f_0$  กับ  $Re$  จากรูปพบว่าการใช้ท่อร่องบิดเกลียวส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานมากกว่าท่อกลมผิวเรียบ ( $f/f_0 > 1.0$ ) เมื่อค่า  $Re$  และ  $DR$  เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $f/f_0$  สูงขึ้น จากกรณีศึกษาทั้งหมดให้ค่า  $f/f_0$  อยู่ในช่วง 1.15-6.36 เท่าเมื่อเทียบกับท่อกลมผิวเรียบ โดยกรณี  $DR=0.04$  ให้ค่า  $f/f_0$  น้อยที่สุดที่ 1.15 เท่า ที่  $Re=200$  ส่วนกรณี  $DR=0.10$  ให้ค่า  $f/f_0$  มากที่สุดที่ 6.36 เท่า ที่  $Re=2000$

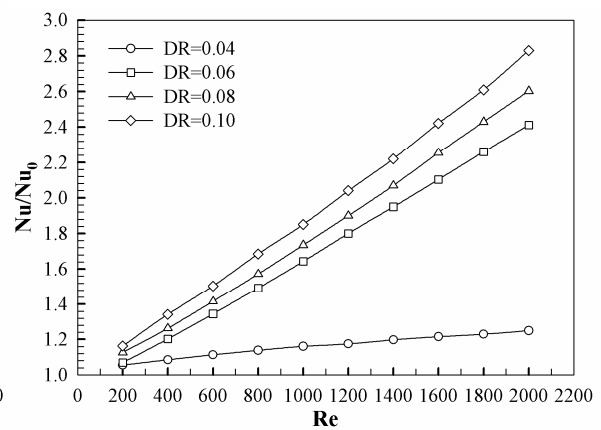
ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  แสดงดังรูปที่ 6(ข) จากรูปพบว่าการใช้ท่อร่องบิดเกลียวส่งผลให้

ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นสูงกว่าท่อกลมผิวเรียบ ( $Nu/Nu_0 > 1.0$ ) เมื่อค่า  $Re$  และ  $DR$  เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $Nu/Nu_0$  สูงขึ้น จากกรณีศึกษาทั้งหมดให้ค่า  $Nu/Nu_0$  อยู่ในช่วง 1.05-2.83 เท่าเมื่อเทียบกับท่อกลมผิวเรียบ โดยกรณี  $DR=0.04$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  น้อยที่สุดที่ 1.05 เท่า ที่  $Re=200$  ส่วนกรณี  $DR=0.10$  ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  มากที่สุดที่ 2.83 เท่า ที่  $Re=2000$

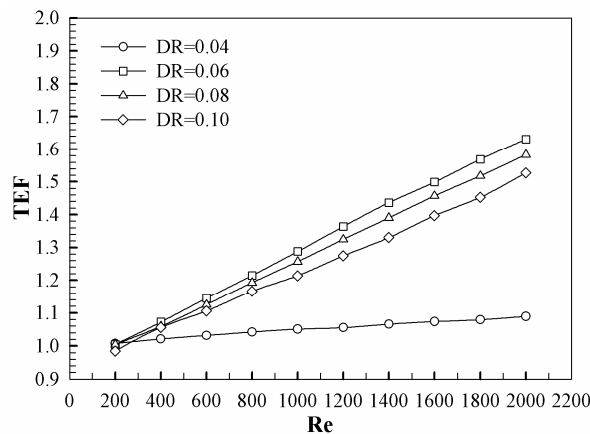
ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $TEF$  กับ  $Re$  แสดงดังรูปที่ 6(ค) จากรูปพบว่าเมื่อ  $Re$  เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $TEF$  เพิ่มขึ้นทุกกรณี สำหรับกรณีศึกษาทั้งหมดพบว่าให้ค่า  $TEF$  อยู่ในช่วง 0.98-1.63 โดยกรณี  $DR=0.06$  ให้ค่า  $TEF$  มากที่สุดที่ 1.63 ที่  $Re=2000$



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ก)  $f/f_0$ , (ข)  $Nu/Nu_0$  และ (ค)  $TEF$  กับ  $Re$

### 4. สรุปผลการจำลอง

จากการศึกษาพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อร่องบิดเกลียวในช่วง  $Re=200-2000$  พบว่าท่อร่องบิดเกลียวก่อให้เกิดกระแส

การไหลหมุนควงหลักที่บริเวณกลางท่อและกระแสน้ำวนไหลหมุนควงรองที่บริเวณใกล้ผนังท่อ ส่งผลให้การผสมผสานกันของของไหล ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น และเมื่อค่า  $DR$  เพิ่มขึ้น ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อน

ร้อนเพิ่มขึ้นและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานด้วยการใช้ท่อร่องบิดเกลียวในช่วงที่ทำการศึกษาคพบว่าให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนอยู่ในช่วง 1.05-2.83, 1.15-6.36 และ 0.98-1.63 เท่าเมื่อเทียบกับท่อกลมผิวเรียบ ตามลำดับ โดยกรณี DR=0.06 ให้ค่า TEF มากที่สุดที่ 1.63 ที่ Re=2000

### 5. เอกสารอ้างอิง

[1] Wang, L., Sun, D.-W., Liang, P., Zhuang, L. and Tan, Y. (2000). Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters, *Energy Conversion and Management*, Vol. 41(10), 2000, pp. 993-1005.

[2] Rainieri, S., and Pagliarini, G. (2002). Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45(22), 2002, pp. 4525-4536.

[3] Barba, A., Rainieri, S. and Spiga, M. (2002). Heat transfer enhancement in a corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 29(3), 2002, pp. 313-322.

[4] Hwang, K., Jeong, J., Hyun, S., Saito, K., Kawai, S., Inagaki, K. and Ozawa, R. (2003). Heat transfer and pressure drop characteristics of enhanced titanium tubes, *Desalination*, Vol. 159(1), 2003, pp. 33-41.

[5] Vicente, P.G., García, A. and Viedma, A. (2004). Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47(4), 2004, pp. 671-681.

[6] Naphon, P., Nuchjapo, M. and Kurujareon, J. (2006). Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib, *Energy Conversion and*

*Management*, Vol. 47(18–19), 2006, pp. 3031-3044.

[7] Laohalertdecha, S., and Wongwises, S. (2010). The effects of corrugation pitch on the condensation heat transfer coefficient and pressure drop of R-134a inside horizontal corrugated tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53(13–14), 2010, pp. 2924-2931.

[8] Li, X.W., Meng, J.A. and Li, Z.X. (2011). Roughness enhanced mechanism for turbulent convective heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54(9–10), 2011, pp. 1775-1781.

[9] Rabienataj, Darzi A.A., Farhadi, M., Sedighi, K., Shafaghat, R. and Zabih, K. (2012). Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO<sub>2</sub>/water nanofluid within helically corrugated tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39(9), 2012, pp. 1425-1434.

[10] Rabienataj, Darzi A.A., Farhadi, M., Sedighi, K., Aallahyari, S. and Delavar, M.A. (2013). Turbulent heat transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid inside helically corrugated tubes: Numerical study, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, 2013, pp. 68-75.

[11] Patankar, S.V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.

[12] Incropera, F. and Dewitt, P.D. (1996), *Introduction to heat transfer*, 3rd edition John Wiley & Sons Inc.