

# การศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะ

## การถ่ายเทความร้อนในท่อขดเป็นวง

## Study on the Heat Transfer Characteristics in the Spiral-Coil Tubes

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้เสนอการศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อแบบขดเป็นวงที่วางในแนวนอน โดยมีน้ำเป็นของไหลที่ไหลภายในท่อ ซึ่งไหลเข้าท่อที่ตำแหน่งวงในสุดและไหลออกที่ตำแหน่งวงนอกสุด ท่อที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบท่อขดเป็นวงมีจำนวนรอบของการขดทั้งหมด 5 รอบ อัตราการไหลของน้ำอยู่ในช่วง 0.05-0.12 กิโลกรัมต่อวินาที ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์และการจำลองสภาวะการไหล โดยใช้แบบจำลอง  $k-\epsilon$  มีรูปแบบการวางกริดแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured grids) โดยศึกษาตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลด และนำผลจากการคำนวณที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง จากการศึกษาพบว่าผลที่ได้จากการคำนวณมีความสอดคล้องกันดีกับผลการทดลอง

### Abstract

In the present study, the heat transfer characteristics of the spiral-coil tubes were investigated. Water is used as working fluids. Cold water entering the innermost turn flows along the spiral tube and flows out at the outermost turn. The test section was the spirally coiled tube with five turns. The experiments were performed for various water flow rates in the ranging of 0.05-0.12 kg/s. The  $k-\epsilon$  standard two-equation turbulence model was applied to simulate the turbulent flow and heat transfer characteristics. The main governing equations were solved by a finite volume method with an unstructured nonuniform grid system. Effects of relevant parameters on the heat transfer and pressure drop were consi-

dered. Experiments were performed for verifying the mathematical model. Reasonable agreement was obtained from the comparison between the results from the experiment and those obtained from the model.

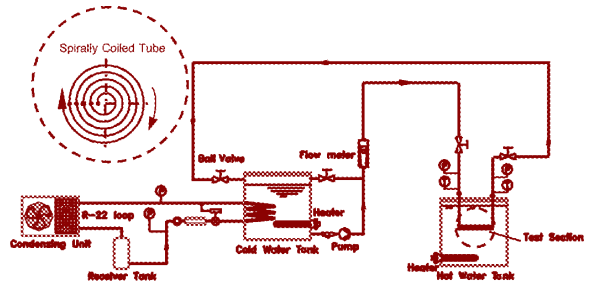
## 1. บทนำ

ท่อขดเป็นวง (Spiral coil) และท่อขดแบบสปริง (Helical coil) ถือเป็นประเภทหนึ่งของท่อโค้งและถูกนำไปประยุกต์ใช้ในระบบต่างๆ อย่างกว้างขวางเช่น กระบวนการนำความร้อนกลับมาใช้ ระบบปรับอากาศ และการทำความเย็น ระบบที่เกี่ยวข้องกับอาหารและนม ในการศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อแบบขดเป็นวงในอดีตที่ผ่านมา ได้มีการศึกษาทั้งทางด้าน การทดลองและการคำนวณทางทฤษฎี เช่น Ho และคณะ<sup>(1-3)</sup> ได้ศึกษาถึงสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวงโดยได้ศึกษาที่สภาวะการทำให้เย็นและมีการควบแน่น ต่อมา Naphon and Wongwises<sup>(4-6)</sup> ได้รวบรวมผลงานวิจัยที่เกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อที่มีลักษณะโค้งโดยแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มใหญ่ๆ รวมทั้งได้มีการศึกษาทั้งทางด้าน การทดลองรวมถึง การศึกษาเชิงการคำนวณทางทฤษฎีและการทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อแบบขดเป็นวงโดยกระทำภายใต้สภาวะการทำให้เย็นโดยมีและไม่มี การควบแน่นของไอน้ำในอากาศ

จากการสำรวจเอกสารจะพบได้ว่าส่วนใหญ่มักจะเป็นการศึกษาภาพกว้างๆ ถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวง ฉะนั้นในการทำวิจัยครั้งนี้จึงได้พยายามเจาะลึกรายละเอียดถึงการวิเคราะห์เชิง

ตัวเลขและการทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อขดเป็นวง ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งศึกษาผลกระทบของสัดส่วนความโค้งของท่อที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลด

## 2. อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง



รูปที่ 1 โดอะแกรมอุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 1 แสดงระบบอุปกรณ์การทดลอง ซึ่งระบบประกอบด้วยวัฏจักรของน้ำเย็น วัฏจักรของระบบการทำความเย็น และระบบของเครื่องมือวัด ท่อทดสอบที่ใช้มีลักษณะเป็นแบบท่อขดเป็นวง (Spirally coiled tube) ที่จัดวางในแนวนอน ซึ่งติดตั้งให้จุ่มอยู่ในถังน้ำร้อน ที่อุณหภูมิของน้ำทำให้ร้อนโดยใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้า และควบคุมอุณหภูมิโดยใช้ชุดควบคุมอุณหภูมิ (Temperature controller) ส่วนอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ไหลในท่อขดเป็นวงทำให้เย็นโดยใช้ระบบทำความเย็นโดยใช้ R-22 เป็นสารทำงาน อุณหภูมิของน้ำเย็นควบคุมโดยใช้ชุดควบคุมอุณหภูมิ อุณหภูมิของน้ำที่ตำแหน่งต่างๆ ของท่อขดเป็นวงวัดโดยใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลชนิด T และความดันตกคร่อมวัดโดยใช้ Differential pressure transducer โดยได้ศึกษาถึงผลของอุณหภูมิของน้ำร้อน น้ำเย็น อัตราการไหลของน้ำเย็น สัดส่วนความโค้งของท่อทดสอบที่มีต่อคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนและความดันลด

### 3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในท่อขดเป็นวงนั้นสามารถอธิบายโดยใช้สมการสมดุลมวล สมการโมเมนตัมและสมการพลังงาน แบบจำลองความปั่นป่วน โดยในการศึกษานี้ได้ใช้แบบจำลองมาตรฐาน  $k-\epsilon$  มาใช้วิเคราะห์ปัญหา ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

สมการต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(vr) + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \phi} = 0 \quad (1)$$

สมการโมเมนตัม:

สำหรับแนวแกน  $r$

$$\frac{Dv}{Dt} - \frac{w^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left[ \nabla^2 v - \frac{v}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \phi} \right] \quad (2)$$

สำหรับแนวแกน  $\phi$

$$\frac{Dw}{Dt} - \frac{vw}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \phi} + \frac{\mu}{\rho} \left[ \nabla^2 w + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \phi} - \frac{w}{r^2} \right] \quad (3)$$

สำหรับแนวแกน  $z$

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 u \quad (4)$$

โดยที่

$$\frac{D}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial z} + v \frac{\partial}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \quad (5)$$

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (6)$$

สมการพลังงาน:

$$u \frac{\partial T}{\partial z} + v \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi} = \left( \frac{k}{\rho c_p} \right) \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} \right] + \left( \frac{\mu}{\rho c_p} \right) \Phi \quad (7)$$

โดยที่

$$\Phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \phi} + \frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2 + \left[ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial r} \right]^2 + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \phi} + \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r} \right]^2 \quad (8)$$

สมการ Turbulent kinetic energy ( $k$ ):

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu_1 \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \frac{\partial u}{\partial y} - \epsilon \quad (9)$$

สมการ Turbulent kinetic energy dissipation ( $\epsilon$ ):

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu_1 \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] + \frac{C_{\epsilon 1} \mu_t}{\rho k} \epsilon \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \frac{\partial u}{\partial y} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (10)$$

โดยที่

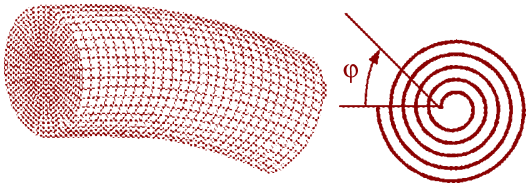
$$C_\mu = 0.09, C_{\epsilon 1} = 1.47, C_{\epsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3 \quad (11)$$

สมการขอบเขต

$$u = 0, v = 0, w = 0, T = T_{\text{wall}} \quad (12)$$

### 4. การคำนวณเชิงตัวเลข

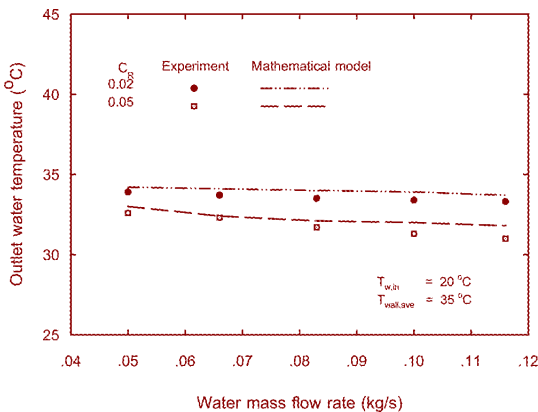
ในส่วนของการคำนวณระเบียบวิธีเชิงตัวเลขนั้น ได้ใช้ระเบียบปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite volume method) ทำการวิเคราะห์เชิงตัวเลข และใช้การประมาณค่าภายในด้วยวิธี Second-order upwind scheme เพื่อตัดริสระบบสมการที่เกี่ยวข้อง และใช้กระบวนการหาค่าตอบด้วยวิธี SIMPLEC รูปแบบการจัดวางกริดแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured grids) ดังแสดงในรูปที่ 2 ซึ่งมีลักษณะกริดเป็นแบบสี่เหลี่ยม จำนวนทั้งหมด  $5.4 \times 10^5$  กริด



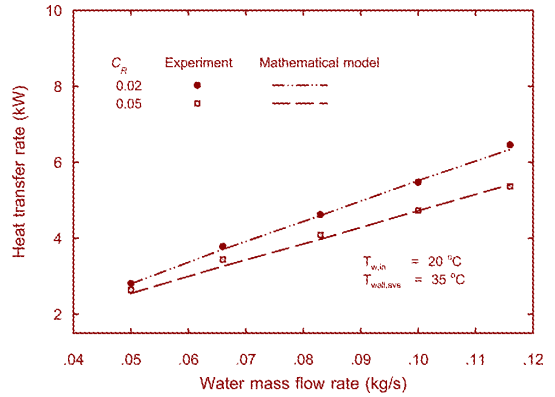
รูปที่ 2 Unstructured grids ที่ใช้ในการวิเคราะห์ระบบของท่อขดเป็นวง

## 5. ผลและการวิเคราะห์

รูปที่ 3 แสดงการแปรเปลี่ยนอุณหภูมิที่ทางออกของน้ำเย็นกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของน้ำเย็น พบว่าอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทางออกมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เพราะว่าอัตราการเพิ่มของการไหลของน้ำมีค่าสูงกว่าอัตราการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อน นอกจากนี้ยังพบว่า ณ อัตราการไหลของน้ำเย็นเดียวกัน ที่สัดส่วนความโค้งท่อเท่ากับ 0.05 ให้อุณหภูมิที่ทางออกมีค่าต่ำกว่าสัดส่วนความโค้งท่อเท่ากับ 0.02 และเมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองกับผลที่ได้จากการคำนวณ พบว่ามีค่าที่สอดคล้องกันดี

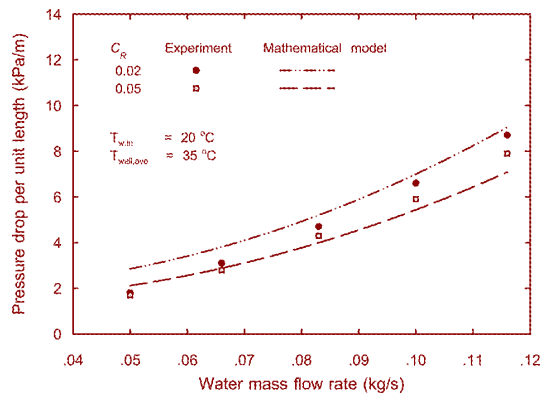


รูปที่ 3 การแปรเปลี่ยนอุณหภูมิของน้ำที่ทางออก



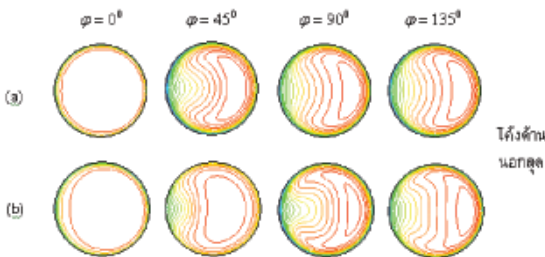
รูปที่ 4 การแปรเปลี่ยนอัตราการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4 แสดงการแปรเปลี่ยนอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สัดส่วนความโค้งต่างๆ กัน พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับอัตราการไหล นอกจากนี้สัดส่วนความโค้งของท่อขดแบบเป็นวงยังส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปแบบ อย่างไรก็ตามผลกระทบนี้จะเห็นได้ชัดเจนขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองกับผลการทำนายพบว่ามีความสอดคล้องกันดี



รูปที่ 5 การแปรเปลี่ยนความดันที่สัดส่วนความโค้งต่างๆ กัน

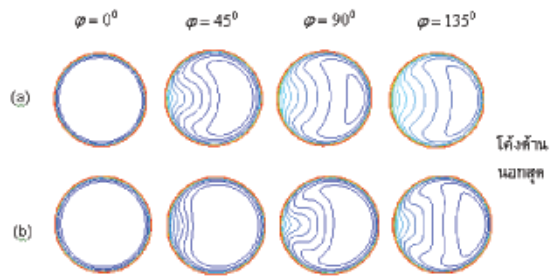
รูปที่ 5 แสดงการแปรเปลี่ยนของความดันต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ พบว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ ณ อัตราการไหลของน้ำเย็นเดียวกันพบว่าท่อที่มีสัดส่วนความโค้งเท่ากับ 0.02 มีค่าความดันต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อสูงกว่าท่อที่สัดส่วนความโค้งอื่นๆ ซึ่งค่าสัดส่วนความโค้งหาได้จากอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของการขดเฉลี่ย ทั้งนี้เนื่องจากผลกระทบของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal force) มีผลต่อการกระจายความเร็ว ดังแสดงในรูปที่ 6 เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองกับผลการทำนาย พบว่าผลที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทำนาย



รูปที่ 6 Contour ความเร็วของน้ำที่ตำแหน่งต่างๆ ของวงในสุด ที่  $m_w=0.05$  kg/s,  $T_{w,in}=20$  °C,  $T_{wall,ave}=35$  °C, (a)  $C_R=0.02$  (b)  $C_R=0.05$

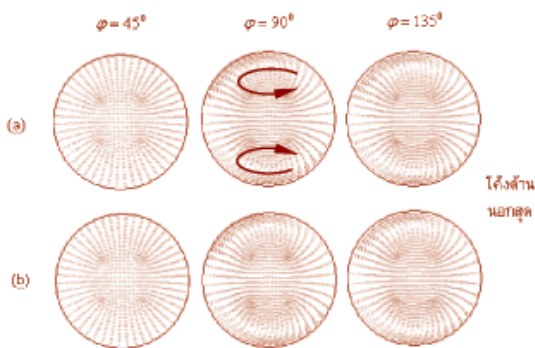
รูปที่ 6 แสดง Contour ของความเร็วในขณะไหลในท่อโค้ง พบว่าของไหลที่มีความเร็วคงที่ที่ตำแหน่งทางเข้า ( $\varphi = 0$ ) มีลักษณะของ

Contour ของความเร็วคล้ายๆ กับการไหลในท่อตรง และเมื่อ  $\varphi$  เพิ่มขึ้นทำให้ของไหลเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ซึ่งมีทิศทางออกไปทางโค้งด้านนอกของการขด มีผลให้การกระจายความเร็วที่ตำแหน่งสูงสุดขยับออกไปทางโค้งด้านนอกของท่อ ซึ่งทำให้บริเวณนี้มีการแปรเปลี่ยนความเร็วสูงมากดังแสดงในรูป และเมื่อสัดส่วนความโค้งท่อเปลี่ยนไปพบว่ามีผลทำให้ลักษณะของ Contour ของความเร็วเปลี่ยนไปด้วย



รูปที่ 7 การกระจายตัวของอุณหภูมิของน้ำที่ตำแหน่งต่างๆ ของวงในสุด ที่  $m_w=0.05$  kg/s,  $T_{w,in}=20$  °C,  $T_{wall,ave}=35$  °C, (a)  $C_R=0.02$  (b)  $C_R=0.05$

รูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของน้ำที่ตำแหน่งต่างๆ ของวงในสุด พบว่าการกระจายตัวของอุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในท่อแบบขดเป็นวงมีลักษณะคล้ายกับ Contour ของความเร็ว เมื่อ  $\varphi$  เพิ่มขึ้น อุณหภูมิที่ตำแหน่งใกล้ผนังท่อที่โค้งด้านนอก มีค่าสูงกว่าตำแหน่งกลางท่อและจะมีค่าต่ำลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้น ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการทดลองและการทำนายมีความสอดคล้องกันดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 8 แสดงลักษณะ Secondary flow ท่อที่ตำแหน่งต่างๆ ของวงในสุด ที่  $m_w = 0.05$  kg/s,  $T_{w,in} = 20$  °C,  $T_{wall,ave} = 35$  °C, (a)  $C_R = 0.02$  (b)  $C_R = 0.05$

รูปที่ 8 แสดง Secondary flow ของน้ำที่ไหลภายในท่อ เมื่อ  $\phi$  เพิ่มขึ้นทำให้ของไหลเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางซึ่งมีทิศทางออกไปทางผิวโค้งด้านนอก ซึ่งแรงนี้ทำให้เกิดลักษณะการไหลที่เรียกว่า Secondary flow ซึ่งมีลักษณะของเส้น Contour ของความเร็วสองวงคือที่ส่วนบนและส่วนล่างของพื้นที่หน้าตัดท่อ โดยทิศทางของความเร็วจะออกไปทางผิวโค้งด้านนอกท่อ ดังแสดงในรูป และเมื่อสัดส่วนความโค้งท่อเปลี่ยนไป พบว่าไม่ส่งผลต่อลักษณะของ Contour ของความเร็วมากนักแต่ขนาดของความเร็ว จะเปลี่ยนไป

ตามอัตราการใช้ของไหลและสัดส่วนความโค้งท่อ

## 6. สรุป

การศึกษาลักษณะการพาความร้อนโดยใช้การจำลองสถานะการไหลแบบไม่คงตัวใน 3 มิติของท่อแบบขดเป็นวง เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่ามีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดี จากการศึกษาเชิงพารามิเตอร์พบว่าการเพิ่มขึ้นของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นแต่ในขณะเดียวกันก็จะส่งผลให้ความดันเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งข้อมูลที่ได้สามารถนำไปใช้ในการวิเคราะห์เพื่อออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และเป็นข้อมูลเบื้องต้นในการศึกษาทางด้านนี้ต่อไป

## 7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ให้ทุนในการทำวิจัยครั้งนี้ รวมทั้งภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่เอื้อเฟื้อสถานที่และเครื่องมือในการทำวิจัยครั้งนี้ และขอขอบคุณ ผศ.ดร. วรณวิไล ไกรเพ็ชร ที่เอื้อเฟื้อโปรแกรมคอมพิวเตอร์ในการวิเคราะห์

## เอกสารอ้างอิง

- (1) J.C. Ho, N.E. Wijesundera, Study of a Compact Spiral-Coil Cooling and Dehumidifying Heat Exchanger Unit, Applied Thermal Engineering. 16 (1996), 777-790.
- (2) N.E. Wijesundera, J.C. Ho and S. Rajasekar, The Effectiveness of A Spiral Coil Heat Exchanger, Int. Comm. Heat Mass Transfer. 23 (1997), 623-631.
- (3) J.C. Ho, N.E. Wijesundera, An Unmixed-air Flow Model of A Spiral Cooling Dehumidifying Heat Transfer, Applied Thermal Engineering. 19 (1999), 865-883.
- (4) P. Naphon, S. Wongwises, An Experimental Study On The in-Tube Heat Convective Heat Transfer Coefficients in A Spiral-Coil Heat Exchanger, Int. Comm. Heat Mass Transfer. 29 (2002), 797-809.

- (5) P. Naphon, S. Wongwises, A study of The Heat Transfer Characteristics of A Compact Spiral-Coil Heat Exchanger Under Wet-Surface Conditions, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 29 (2005), 511-521.
- (6) P. Naphon, S. Wongwises, A Review of Heat Transfer and Flow Characteristics in Curved Tubes, *Sustainable and Renewable Energy Reviews*. 10 (2006), 463-490.