

บทที่ 2 สํารวจเอกสาร

2.1 ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อน

Dravid, et al. (1971) ทำการศึกษาถึงผลกระทบของการไหลชั้นที่ 2 (Secondary flow) ในการถ่ายเทความร้อนของท่อชนิดแบบสปริงที่สภาวะการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ทั้งบริเวณช่วงปากทางเข้าของการไหล (Entrance region) และช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มรูปแบบแล้ว (Fully developed region) พบว่าค่าที่ได้จากการทำนายผลและค่าจากการทดลองมีค่าใกล้เคียงกัน สหสัมพันธ์ในรูปของ Nusselt number ที่ได้คือ

$$Nu = (0.76 + 0.65\sqrt{De})Pr^{0.175} \quad (2.1)$$

เมื่อ De คือค่า Dean number (50-200), และ Pr คือ Prandtl number (5-175)

Wang, et al. (1981) ได้ทำการศึกษาผลกระทบของความโค้งของท่อ และความบิดเป็นเกลียวของท่อที่มีต่อการไหลในช่วง Reynolds number ต่ำๆ ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อที่จัดแบบสปริงโดยอ้างอิงสมการ Navier-Stokes มาทำการวิเคราะห์และได้สรุปว่าความโค้งของท่อมีผลต่ออัตราการไหลส่วนการบิดเป็นเกลียวของท่อจะทำให้เกิดกระแสไหลวน (Vortex) ซึ่งผลกระทบเหล่านี้จะมีผลมากต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อ Reynolds number มีค่าน้อยกว่า 40

Havas, et al. (1987) ได้ทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อชนิดแบบสปริงที่อยู่ในถังกวน ใช้ค่า Modified Reynolds number ในการเสนอค่าสมการการถ่ายเทความร้อน จากการทดลองได้สัมประสิทธิ์ความสัมพันธ์ดังนี้

$$Nu = 0.187 Re_o^{0.688} Pr^{0.36} Vis^{0.11} \left(\frac{d_a}{D_v} \right)^{0.62} \quad (2.2)$$

สำหรับ $1.3 \times 10^3 < Re < 1.6 \times 10^5$, $3.2 \times 10^2 < Re_o < 3.5 \times 10^4$, $2.7 < Pr < 124$,

$0.16 < Vis < 2.9$, $0.25 < \frac{d_a}{D_v} < 0.4$ and $0.03 < \frac{d_o}{D_v} < 0.051$

เมื่อ Re_o คือ Modified Reynolds number $\left(d_a \cdot d_o \cdot \frac{n}{\rho}\right)$, Re คือ Reynolds number $\left(d_a^2 \cdot n \cdot \frac{\rho}{\mu}\right)$, Vis คือ อัตราส่วนความหนืด $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)$, d_a คือ เส้นผ่าศูนย์กลางตัวกวน, d_o คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ, n คือค่าความถี่การหมุนของตัวกวน, D_v คือ เส้นผ่าศูนย์กลางถังกวน

Garimella, et al. (1988) ได้ทำการทดลอง เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของของไหลที่ไหลภายในท่อกลมที่ขีดแบบสปริง โดยมีสภาวะการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) และการไหลแบบขณะเกิดการเปลี่ยนแปลง (Transition) ที่มีรัศมีความโค้งแตกต่างกัน 2 ขนาด และมีสัดส่วนของรัศมีท่อแตกต่างกัน 2 ขนาด และเขาพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่ขีดแบบสปริงมีค่าสูงกว่าท่อตรงโดยเฉพาะในสภาวะการไหลในชั้นที่เป็นการไหลแบบราบเรียบ

Cengiz, et al. (1995) ทำการศึกษาถึงผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดในท่อที่ขีดแบบสปริงที่มีการหมุนเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศ พบว่าการหมุนทำให้ความดันลดเพิ่มขึ้น ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น

Yang, et al. (1995) เสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ศึกษาการไหลราบเรียบ (Laminar) ที่พัฒนาเต็มรูปแบบในการถ่ายเทความร้อนแบบการพาของท่อที่เป็นขดเกลียว (Helicoidal) ทำการทดลองที่สภาวะฟลักซ์ความร้อนสม่ำเสมอและอุณหภูมิผิวท่อสม่ำเสมอ พบว่าที่ค่า Prandtl numbers สูงๆค่า Nusselt number ลดลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่อของไหลมีการบิดตัวเพิ่มขึ้น

Rabin and Korin (1996) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใช้วิเคราะห์ผลทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริงสำหรับเก็บรักษาพลังงานความร้อนในพื้นที่บริเวณแห้งแล้ง โดยใช้ระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite difference method) เทียบกับข้อมูลจากการทดลอง นอกจากนี้ยังมีตัวแปรต่างๆที่ทำการศึกษา เช่น คุณสมบัติทางความร้อนของดิน, วัฏจักร, ความสูงและระยะพิชต์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริง

Figueiredo and Raimundo (1996) ได้ทำการทดลองเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริงกับแบบก้นหอย จากผลการทดลองพบว่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบก้นหอย สูงกว่าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริง เมื่อเปรียบเทียบผลจากแบบจำลองกับจากการทดลองถือว่าสอดคล้องกันดี

Xin and Ebadian (1997) ได้ทำการศึกษาว่าการเปลี่ยนแปลง Prandtl number และรูปร่างของท่อชนิดแบบสปริงมีผลอย่างไรต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเขาได้ทำการศึกษาโดยใช้ท่อชนิดแบบสปริงที่มีลักษณะการบิดและสัดส่วนความโค้งแตกต่างกัน 5 ชุด และใช้ของไหลทำงานที่แตกต่างกัน 3 ชนิด จากการศึกษาเขาได้พบว่าค่า Nusselt number จะเพิ่มขึ้นเมื่อ Prandtl number และ Dean number เพิ่มขึ้น

Salhotra, et al. (1997) ได้ทำการทดลองศึกษาเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ระหว่างผนังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อชนิดแบบสปริงกับอากาศที่ไหลตามขวาง และศึกษาผลกระทบของค่า Reynolds number กับระยะพิชต์ของท่อชนิดแบบสปริงว่ามีผลอย่างไรต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังท่อกับอากาศ ผลการศึกษาพบว่าค่าอัตราส่วนระหว่างระยะพิชต์กับเส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อด้านนอก (p/d) และค่า Reynolds number มีอิทธิพลกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบท่อชนิดแบบสปริง

Cengiz, et al. (1997) ทำการศึกษาถึงค่าความดันที่ลดลงภายในท่อและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อที่ชนิดแบบสปริง โดยมีสปริงที่มี ระยะพิชต์ต่างๆ กันอยู่ภายในท่อ ในการทดลองนั้นจะใช้อากาศที่ความเร็วต่างๆ ไหลภายในท่อและใช้น้ำที่มีอุณหภูมิและอัตราเร็วคงที่ไหลภายนอกท่อ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อที่ชนิดเป็นเกลียวเท่ากับ 7.5 มิลลิเมตร เส้นผ่าศูนย์กลางเกลียวของท่อเท่ากับ 5 มิลลิเมตร มีความยาว 5 เมตร ท่อทำจากทองแดงสปริงภายในมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.5 มิลลิเมตร มีจำนวนขด 4, 8 และ 12 ขด (ระยะพิชต์ต่างกัน) จากการทดลองสรุปได้ว่าค่าความดันลดกับ Nusselt number จะเพิ่มขึ้นเมื่อค่าอัตราส่วนระหว่างระยะพิชต์กับเส้นผ่าศูนย์กลางสปริงลดลง จากการทดลองสหสัมพันธ์ที่ได้คือ

ท่อเปล่า :

$$Nu = 0.0551De^{0.864} Pr^{0.4} \quad (2.3)$$

สำหรับ $1265 \leq De \leq 2850$, $Pr = 0.7$

ท่อใส่สปริง :

$$Nu = 4.02De^{0.785} Pr^{0.4} \left(\frac{H_s}{d_s} \right)^{-1.008} \quad (2.4)$$

สำหรับ $1315 \leq De \leq 3200$, $Pr = 0.7$ เมื่อ H_s คือพิชต์ขดสปริง, d_s คือเส้นผ่าศูนย์กลางสปริง

Xin and Ebadian (1997) ทำการศึกษาถึงผลกระทบของ Prandtl number และลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาของท่อที่ขดแบบสปริง โดยทดสอบกับท่อขดแบบสปริงที่มีขนาดความโค้งต่างกัน 5 ท่อ และทดสอบกับของไหลทำงานหลายๆชนิด พบว่าในช่วงการไหลราบเรียบ ค่า Nusselt number เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่อค่า Prandtl number และ Dean number เพิ่มขึ้น จากการทดลองสหสัมพันธ์ที่ได้คือ

$$Nu = (2.153 + 0.318De^{0.643})Pr^{0.117} \quad (2.5)$$

สำหรับ $20 < De < 2000$, $0.7 < Pr < 175$, $0.0267 < d/D < 0.0884$

$$Nu = 0.00619 Re^{0.92} Pr^{0.4} (1 + 3.455d/D) \quad (2.6)$$

สำหรับ $5 \times 10^3 < Re < 10^5$, $0.7 < Pr < 5$, $0.0267 < d/D < 0.0884$

Rahul, et al. (1997) ทำการศึกษาถึงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศของผิวท่อขดที่มีการไหลแบบสวนทาง ชุดทดลองมีขนาดความยาว 1.5 เมตร และความเร็วของอากาศอยู่ระหว่าง 1 ถึง 8 เมตรต่อวินาที พบว่าระยะพิชต์ของขดท่อนี้มีนัยสำคัญต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากการทดลองสหสัมพันธ์ที่ได้คือ

$$Nu_o = 0.518186 Re_D^{0.595} \left(\frac{P}{d_o} \right)^{0.857} \quad (2.7)$$

สำหรับ $7000 < Re_D < 55000$, $1.1275 < P/d_o < 1.8575$,

Rennie and Raghavan (2000) ได้ทำการทดลองศึกษาลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนท่อที่ขดแบบสปริง รูปแบบของการกระจายความร้อนคำนวณโดยโปรแกรม PHENICS 3.3 พบว่าการไหลที่ต่อต้านในที่อัตราส่วนท่อต่อท่อสูงมีผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และการเพิ่มขึ้นของค่า Dean number ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

Prabhanjan, et al. (2002) ได้ทำการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริงที่ขด 10 รอบ เส้นผ่าของคอยล์ 230 มิลลิเมตร รัศมีท่อ 15.7 มิลลิเมตร หน้า 1.2 มิลลิเมตร ไม่มีระยะพิชต์กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อตรงยาว 6.38 เมตร จากผล

การทดลองเขาพบว่ารูปร่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

สำหรับการไหลคงตัวแบบปั่นป่วน :

$$Nu = 0.328 Re^{0.58} Pr^{0.4} \quad (2.8)$$

สำหรับ $6000 < Re < 180,000$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีการสั่น :

$$Nu = 0.147 \bar{W}_o^{-0.31} Pr^{-4.4} \left(\frac{D_e}{1000} \right)^{0.82} \quad (2.9)$$

$$\bar{W}_o = d_i \cdot \sqrt{2n\pi/\mu_i} \quad (2.10)$$

สำหรับ $0.003 < n < 0.05$, $25,000 < Re < 125,000$, เมื่อ $\bar{W}_o$ คือ ความถี่ของการสั่น, n คือ ความถี่