

การศึกษาลักษณะเฉพาะของการส่งผ่านความร้อนในท่อเกลียวต่างองศา

กฤตยชญ์ ชันธหัตถ์ ปรีดา จันทวงษ์ และ ชัยยศ ดำรงกิจโกศล*

วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถนนประชากรราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

รับบทความ 11 พฤษภาคม 2569 แก้ไขบทความ 17 มิถุนายน 2569 ตอรับบทความ 26 มิถุนายน 2569

บทคัดย่อ

การมองหาพลังงานหมุนเวียนหรือการใช้พลังงานที่มีประสิทธิภาพในปัจจุบันมีแนวโน้มการศึกษาวิจัยเพิ่มขึ้น ปัจจุบันเทคโนโลยีทางด้านอุตสาหกรรมมีการพัฒนาอย่างรวดเร็ว เป็นผลให้เกิดการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นไปด้วย การเพิ่มสมรรถนะของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้น จึงเป็นแนวทางหนึ่ง ที่สามารถลดการใช้พลังงาน รวมทั้งลดขนาด น้ำหนักและพื้นที่ในการติดตั้งด้วย งานวิจัยฉบับนี้ได้ศึกษาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและรูปแบบการไหลของน้ำร้อนในท่อเกลียวต่างองศา โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวท่อเป็นฟลักซ์คงที่และทำการปรับองศาเกลียวตามองศาที่ต้องการศึกษา ลักษณะเฉพาะของการส่งผ่านความร้อนในท่อเกลียว ได้แก่ 30, 60 และ 90 องศา ในอัตราการไหล 20, 40 และ 60 ลิตรต่อนาที ที่อุณหภูมิคงที่ 50 องศาเซลเซียส ผลการศึกษาพบว่าเกิดลักษณะการไหลแบบ turbulent flow ขึ้น เมื่อเกิดการไหลในท่ออยู่ในช่วง $Re > 4000$ ท่อเกลียวที่มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดได้แก่ท่อเกลียว 30 องศาเมื่อเปรียบเทียบกับองศาอื่นๆ และท่อเปล่าภายในผิวเรียบและท่อเกลียว 30 องศาที่อัตราการไหล 20, 40 และ 60 ลิตรต่อนาทีท่อเกลียว 30 องศา มีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมากกว่าท่อเปล่าภายในผิวเรียบ 18.89%, 18.30% และ 18.83% ตามลำดับ

คำสำคัญ : การพาความร้อน; ฟลักซ์คงที่; ลักษณะการไหล; ท่อเกลียว; สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทร: +668 1458 0155, ไลน์ไอดีเล็กรอนิกส์: chaiyot.d@cit.kmutnb.ac.th

Study of the Characteristics of Heat Transmission in Spiral Pipes of Different Degrees

Krittayot Kuntahut Preeda Chanthawong and Chaiyot Damrongkijkosol*

College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok
1518 Pracharat 1 Road, Wong Sawang Subdistrict, Bang Sue District, Bangkok, 10800

Received 11 May 2026; Revised 17 June 2026; Accepted 26 June 2026

Abstract

Presently, there is an escalating research trend focused on renewable energy exploration and energy efficiency optimization. Rapid advancements in industrial technologies have concurrently led to a substantial increase in global energy consumption. Consequently, enhancing the performance of heat exchangers represents a viable strategy to mitigate energy consumption while simultaneously minimizing the physical size, weight, and installation footprint of the equipment. This study investigates the heat transfer characteristics and fluid flow behavior of hot water within twisted tubes configured at distinct angles. Experiments were conducted under a constant wall heat flux condition. The specific thermal transport characteristics were evaluated by adjusting the twist angles to 30, 60, and 90 degrees, utilizing volumetric flow rates of 20, 40, and 60 liters per minute at a constant temperature of 50 degrees Celsius. The experimental results indicate that turbulent flow occurs within the tubes when the Reynolds number exceeds 4,000 ($Re > 4,000$). Comparatively, the 30-degree twisted tube exhibited the highest heat transfer coefficient among all tested configurations, including the conventional smooth tube. Specifically, at flow rates of 20, 40, and 60 liters per minute the 30-degree twisted tube enhanced the convective heat transfer coefficient by 18.89%, 18.30%, and 18.83%, respectively, relative to the smooth tube.

Keywords : Heat transfer; Constant flux; Characteristics of Flow; Spiral pipe; Heat transfer coefficient

* Corresponding Author. Tel.: +668 1458 0155, E-mail Address: chaiyot.d@cit.kmutnb.ac.th

1. บทนำ

อุปกรณ์ด้านการถ่ายเทความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญมากทั้งในภาคอุตสาหกรรมและเกษตรกรรมด้วยปัญหาด้านพลังงานในปัจจุบันที่มีแนวโน้มการใช้พลังงานเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งการพัฒนาอุปกรณ์ให้มีประสิทธิภาพสูงสามารถทำงานได้เทียบเท่าหรือสูงกว่าเดิมโดยที่ใช้พลังงานลดลงได้รับความสนใจกันอย่างมากแพร่หลายนอกจากนี้ยังมีนโยบายจากทางภาครัฐสนับสนุนเพื่อแก้ปัญหาด้านพลังงานในอนาคต ซึ่งการพัฒนาประสิทธิภาพท่อส่งผ่านความร้อนจะช่วยลดการใช้พลังงานของเครื่องจักรและลดการปล่อยความร้อนสู่บรรยากาศดังนั้นผู้จัดทำได้ศึกษาบทความวิจัยต่างๆเกี่ยวกับการส่งผ่านความร้อนภายในท่อและการ จำแนกงานวิจัยออกเป็นสองส่วน ดังเช่นงานวิจัยเกี่ยวกับการเรียนรู้เชิงลึกสำหรับการส่งผ่านความร้อนภายในท่อและงานวิจัยเกี่ยวกับการทดลองหาผลลัพธ์ภายในท่อ P. B. Dehankar et al. [1] ได้ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของท่อกลมด้วยการใส่ครีบริบรูปหน้าตัดวงกลมและหน้าตัดสามเหลี่ยม ในปีถัดมา Z. Xu et al. [2] ได้ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแผ่นกั้นรูปตัวยู งานวิจัยต่อมา M. M. Benmbarek and S. F. Moujaes [3] ได้ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่ประกอบด้วยตัวแปรต่าง ๆ จากอัตราส่วนแผ่นปิดเกลียวเจาะรูสี่เหลี่ยมหลายช่อง

นอกจากนี้ยังมีการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผ่นกั้นรูปปีกสามเหลี่ยมตัววี (V-shaped delta-wing baffle turbulators) ซึ่งช่วยสร้างการไหลวนและเพิ่มการผสมของของไหล ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น โดย P. Samruaisin et al. [4] และ S. Zhang et al. [5] นอกจากนี้ L. Wang et al. [6] ได้ศึกษาการจัดวางแผ่นปิดเกลียวแบบเยื้องศูนย์กลาง (off-center placement) เพื่อวิเคราะห์ผลต่อการไหลและการ

ถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลม พบว่าตำแหน่งการติดตั้งแผ่นปิดเกลียวส่งผลต่อการเกิดการไหลวน การรบกวนชั้นขอบเขตความร้อน และสมรรถนะการพาความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ

การส่งผ่านความร้อนในท่อเกลียวต่างองศา โดยประยุกต์ใช้การออกแบบภายในท่อที่แตกต่างกันเพื่อหาผลลัพธ์ โดยแบบจำลองสำหรับการส่งผ่านความร้อนที่เลือกนำมาใช้ประกอบด้วยการจำลองท่อเปล่าภายในผิวเรียบความยาว 1 m. พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งมีตัวแปรที่ศึกษา ได้แก่ เลขเรย์โนลด์ เลขนัสเซิลต์ ตัวประกอบ ความเสียดทาน ความเร็ว ความดันตกคร่อม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ซึ่งท่อยาว 1 m. โดยมีเงื่อนไขการทดลองเดียวกันโดยทำการทดลองที่สภาวะผิวท่อเป็นพลาซิงค์ที่และทำการปรับองศาเกลียวตามองศาที่ต้องการศึกษาลักษณะเฉพาะของการส่งผ่านความร้อนในท่อเกลียว ได้แก่ 30, 60 และ 90 องศา ในอัตราการไหล 20, 40 และ 60 L/min ที่อุณหภูมิคงที่ 50 องศาเซลเซียส

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ เพื่อศึกษา ลักษณะเฉพาะรูปแบบการไหลของน้ำในท่อสเตนเลส SUS 316 ที่มีผิวภายในเรียบ OD 0.0254 m. และ ID 0.0221 m.

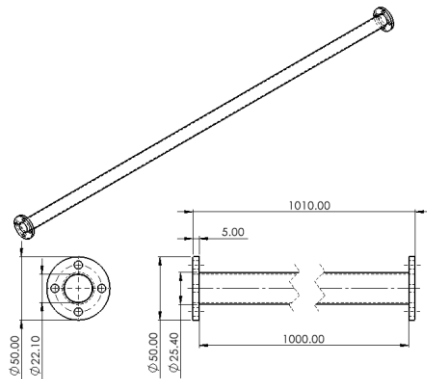
2. ระเบียบวิธีวิจัย

การวิจัยนี้เริ่มด้วยการศึกษาข้อมูลการออกแบบที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบการส่งผ่านความร้อนในท่อที่มีลักษณะคล้ายๆกันเพื่อนำมาอ้างอิงถึงการออกแบบเกลียวในรูปแบบที่เป็นองศาการออกแบบด้วยการขึ้นรูปสามมิติและทำการตั้งค่าการจำลองต่างๆด้วยการปรับแต่งค่าในโปรแกรมการจำลองสามมิติ การคัดเลือกและกำหนดกรณีศึกษาสำหรับการวิเคราะห์ผลเชิงลึก ในการศึกษาครั้งนี้ ผู้วิจัยได้ทำการแบบจำลองและทดสอบประสิทธิภาพเบื้องต้นของท่อเกลียวทั้งหมด 3 รูปแบบ ได้แก่ มุม 30, 60 และ 90 องศา

2.1 ขั้นตอนการวิจัย

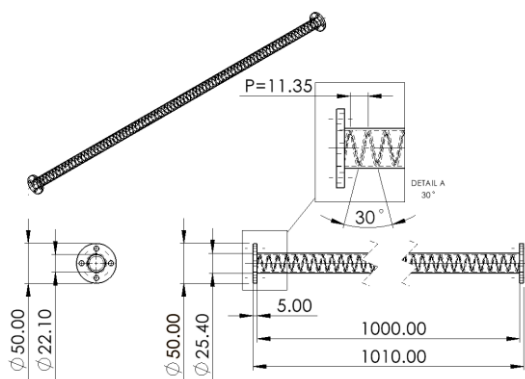
1. ทำการออกแบบท่อเปล่าภายในผิวเรียบขนาด

OD 0.0254 m., ID 0.0221 m., L = 1 m. ดังรูปที่ 1

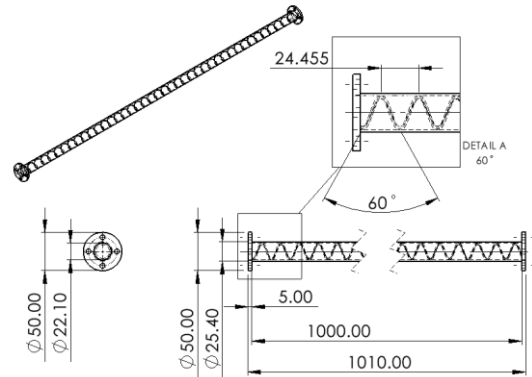


รูปที่ 1 การออกแบบท่อเปล่าภายในผิวเรียบ

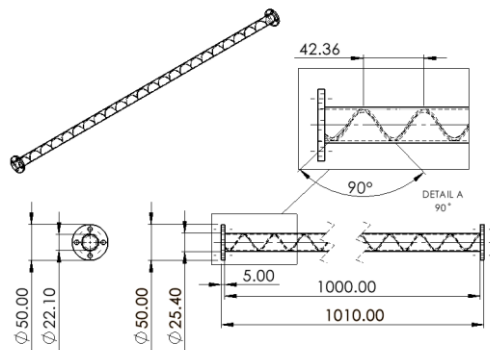
2. ทำการออกแบบเกลียวพันรอบภายในท่อ 30, 60 และ 90 องศา ตามลำดับ ขนาด OD 0.0254 m., ID 0.0221 m., L = 1 m. ทั้งนี้ การกำหนดขอบเขตของมุมองศาเกลียวที่ช่วงห่างทีละ 30 องศา มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ครอบคลุมลักษณะทางเรขาคณิตหลัก โดยกำหนดให้ท่อเปล่าผิวเรียบทำหน้าที่เป็นตัวแทนของมุม 0 องศา และมุม 90 องศาเป็นขีดจำกัดสูงสุดทางเรขาคณิต การแบ่งช่วงดังกล่าวช่วยให้สามารถวิเคราะห์แนวโน้ม ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและตัวประกอบความเสียหายได้อย่างชัดเจนและเป็นระบบ สอดคล้องกับแนวทางการศึกษาในวรรณกรรมวิจัยที่เกี่ยวข้อง และช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการประมวลผลของการจำลองดังรูปที่ 2, 3 และ 4



รูปที่ 2 ท่อเกลียว 30 องศา



รูปที่ 3 ท่อเกลียว 60 องศา



รูปที่ 4 ท่อเกลียว 90 องศา

3. ตั้งค่าเงื่อนไข วัสดุเป็นสแตนเลส SUS316 (ASTM) อุณหภูมิน้ำขาเข้า 50 องศาเซลเซียส โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวท่อเป็นฟลักซ์คงที่ความหยาบผิว $0.3 \mu\text{m}$ โดยที่อัตราการไหล 20, 40 และ 60 L/min ในการกำหนดอุณหภูมิน้ำขาเข้าคงที่ที่ 50 องศาเซลเซียส เนื่องจากเป็นช่วงอุณหภูมิการทำงานปกติที่สอดคล้องกับสภาวะการใช้งานจริงของระบบ แลกเปลี่ยนความร้อนทางอุตสาหกรรม และระบบนำความร้อนที่ระดับต่ำกลับมาใช้ใหม่ (Low-grade Waste Heat Recovery) ซึ่งมักถูกใช้เป็นช่วงอุณหภูมิอ้างอิงในการศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนและกลศาสตร์ของอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ดังที่ A. M. Abed et al. [7] ได้รายงานไว้ เพื่อมุ่งเน้นการประเมินสมรรถนะเชิงพลังงานภายใต้สภาวะที่สอดคล้องกับการใช้งานจริง

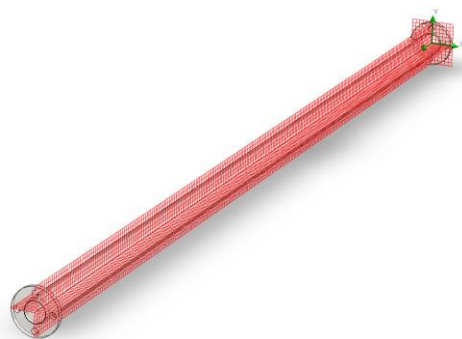
ทั้งนี้ การกำหนดสภาวะอุณหภูมิขาเข้าคงที่ยังเป็นแนวทางมาตรฐานในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและการไหลภายในท่อ โดยช่วยให้สามารถเปรียบเทียบผลของตัวแปรทางเรขาคณิตและสภาวะการไหลได้อย่างเป็นระบบภายใต้เงื่อนไขขอบเขตที่ชัดเจนตามหลักการตั้งแบบจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและของไหลที่นำเสนอโดย S. V. Patankar [8] การเลือกใช้อุณหภูมิที่ 50 องศาเซลเซียสยังช่วยรักษาเสถียรภาพของคุณสมบัติทางเทอร์โมฟิสิกส์ของของไหล ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญในการลดความคลาดเคลื่อนทางคณิตศาสตร์ในการคำนวณระเบียบวิธีเชิงตัวเลขตามทฤษฎีพื้นฐานการถ่ายเทความร้อนของ C. Upadhyay and S. K. Singh [9] อีกทั้งการควบคุมอุณหภูมิในระดับดังกล่าวยังเป็นการจำกัดขอบเขตการจำลองให้อยู่ภายใต้เงื่อนไขการไหลสถานะเดียว โดยหลีกเลี่ยงผลกระทบจากการเปลี่ยนสถานะ (Phase Change) หรือการเกิดพฤติกรรมการไหลที่ซับซ้อนเกินกว่าโครงสร้างสมการดั้งเดิมของ T. L. Bergman et al. [10] ส่งผลให้แบบจำลองเชิงตัวเลขมีความแม่นยำและน่าเชื่อถือสูง

4. ตั้งค่าความละเอียดของการจำลอง

การตั้งค่าความละเอียดของด้วย 2 วิธี คือ การตั้งค่าแบบครอบคลุมทั้งชิ้นงาน (Global Mesh) และการควบคุมเฉพาะจุดที่สำคัญ (Local Mesh) เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่แม่นยำและประหยัดเวลาในการคำนวณมากที่สุด J. H. Lienhard IV & V [11]

การตั้งค่าความละเอียดของตาข่าย (Mesh) ในระบบจำลองนี้ ใช้เทคนิคผสมผสานระหว่างการควบคุมความละเอียดภาพรวม (Global Mesh) เพื่อกำหนดระดับโครงสร้างพื้นฐานของชิ้นงาน ร่วมกับการควบคุมความละเอียดเฉพาะจุด (Local Mesh Control) เพื่อเพิ่มความหนาแน่นของเซลล์ในบริเวณวิกฤต เช่น ผิวหน้าสัมผัสแคบ ส่วนขอบ หรือจุดที่ความเร็วของไหลเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็ว เทคนิคนี้ช่วยให้แบบจำลอง

สามารถคำนวณผลลัพธ์ได้อย่างถูกต้องแม่นยำในจุดสำคัญ โดยไม่สร้างภาระในการประมวลผลมากเกินไป ดังรูปที่ 5 และ 6

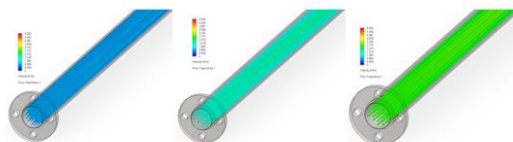


รูปที่ 5 ความละเอียดต่อเปล่าภายในผิวเรียบ

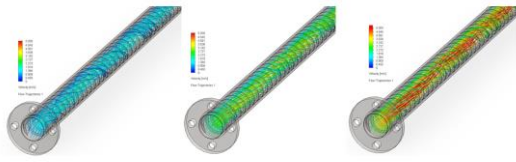


รูปที่ 6 ความละเอียดต่อเกลียว 30 องศา

การจำลองโดยใช้การควบคุมความละเอียด ทั้งสองรูปแบบด้วยการตั้งค่าแบบครอบคลุมทั้งชิ้นงาน (Global Mesh) และการควบคุมเฉพาะจุดที่สำคัญ (Local Mesh) ดังรูปที่ 7 และ 8



รูปที่ 7 ท่อเปล่าภายในผิวเรียบ อัตราการไหล 20, 40, และ 60 L/min ตามลำดับ



รูปที่ 8 ท่อเกลียว 30 องศา อัตราการไหล
20, 40 และ 60 L/min ตามลำดับ

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและสมการที่ใช้ในการคำนวณแนวคิดพื้นฐานของการพาความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งกับของไหล โดยการโอนถ่ายพลังงานความร้อนจะอาศัยการแพร่ ของโมเลกุลของของไหล C. Upadhyay and S. K. Singh และ K. Chen et al. [9], [12] การพาความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ประเภท ได้แก่

การพาความร้อนตามธรรมชาติและการพาความร้อนโดยบังคับ คือ การเคลื่อนไหวของของไหล ซึ่งได้รับผลจากแรงกระทำจากภายนอก

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย อาทิ แบบการไหลของของไหล สามารถพิจารณาจากตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) การพัฒนาของชั้นขอบเขตความเร็ว ชั้นขอบเขตความร้อน สามารถพิจารณาตัวเลขพรันด์เทิล (Pr) ลักษณะรูปร่างทางเรขาคณิตของพื้นผิวของแข็ง

การวิเคราะห์เชิงมิติรวมกับผลการทดลองยังส่งผลต่อการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จึงกล่าวได้ว่าปัจจัยที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อน คือ สมบัติของของไหลและลักษณะเฉพาะของการไหล ได้แก่

สภาพนำความร้อน ($k, W/m \cdot K$)

ความหนาแน่น ($\rho, kg/m^3$)

ความหนืดสัมบูรณ์ ($\mu, Pa \cdot s$)

ความจุความร้อนจำเพาะ ($C_p, J/kg \cdot K$)

สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร (β, K^{-1})

สมการทางคณิตศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนและการไหล

ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number) หรือสมบัติการไหล โดยเป็นอัตราส่วนระหว่างสภาพแพร่ทางโมเมนต์ตัมต่อสภาพแพร่ทางความร้อน C. Upadhyay and S. K. Singh, S. M. Ammar and C. Park [9], [13]

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho C_p} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (1)$$

แบบของการไหลพิจารณาจากค่าของตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) Çengel & Cimbala (2018), S. K. Singh and A. Kumar (2025), F. M. White (2021) [14, 15, 16]

$$Re = \frac{\rho u l_c}{\mu} = \frac{u l_c}{\nu} \quad (2)$$

โดยที่

u คือความเร็วของของไหล (m/s)

l_c คือความยาวสำคัญ (m)

ρ คือความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

μ คือความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($Pa \cdot s$)

ν คือความหนืดจลน์ของของไหล (m^2/s)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงพาคำนวณจากสมการของกนีลินสกี (Gnielinski Correlation) ซึ่งเป็นสมการที่ได้รับการยอมรับอย่างแพร่หลายสำหรับการไหลปั่นป่วนภายในท่อ และให้ความแม่นยำที่ดีโดยเฉพาะในช่วงการไหลกึ่งปั่นป่วนถึงปั่นป่วน (Transitional to Turbulent Flow) ตามที่ได้อธิบายไว้โดย F. P. Incropera et al. [17] ทั้งนี้ความเหมาะสมของสมการดังกล่าวสำหรับการประเมินค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อเพิ่มสมรรถนะ

ได้รับการยืนยันจากผลการศึกษาของ Ammar and Park [13]

$$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

จะถูกคำนวณผ่านสมการที่ (3)

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3)$$

สมการฮาแลนด์ (Haaland Equation) ซึ่งเป็นสูตรประมาณค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy Friction Factor, f) [17] ใช้สำหรับคำนวณการสูญเสียพลังงานจากการไหลของของไหลภายในท่อกลมแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

$$f = \frac{1}{\{-1.8 \log_{10}[(\frac{e/d}{3.7})^{1.11} + (\frac{6.9}{Re})]\}} \quad (4)$$

(f) : สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy friction factor)

(Re) : เลขเรย์โนลด์ส (Reynolds Number) เพื่อระบุลักษณะการไหล

(e/d) ความขรุขระสัมพัทธ์ของท่อ (Relative roughness)

โดย

e คือความสูงของความขรุขระบนผิวท่อ

d คือเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการนำพา (Convection Heat Transfer Coefficient: (h)) คือค่าตัวแปรทางวิศวกรรมที่ใช้วัดความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวของของแข็งกับของไหล (ของเหลวหรือแก๊ส) ที่เคลื่อนที่ผ่านพื้นผิว ยิ่งค่า (h) สูงมากเท่าใด อัตราการระบายหรือแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะยิ่งรวดเร็วและมีประสิทธิภาพมากขึ้นเท่านั้น

ตามกฎการทำให้เย็นตัวของนิวตัน (Newton's Law of Cooling) ค่า (h) จะถูกจำกัดความและคำนวณผ่านสมการพื้นฐาน N. Dokmai et al. [18] ดังนี้

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (5)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q, W)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการนำพา ($h, W/m^2 \cdot K$)

พื้นที่สัมผัสระหว่างของแข็งกับของไหล (A, m^2)

อุณหภูมิที่พื้นผิวของวัตถุแข็ง (T_s)

อุณหภูมิของของไหลที่อยู่ห่างออกไป (Free-stream temperature) (T_∞)

5. บันทึกผลการจำลองจากโปรแกรมการจำลองตัวแปรต่างๆจากผลการจำลองและอภิปรายผล

6. การวิเคราะห์และเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลข จัดทำตารางสรุปข้อมูล และกราฟความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ

6.1 การศึกษาเปรียบเทียบท่อเกลียวที่มุมองศาแตกต่างกัน เปรียบเทียบท่อเกลียวมุม 30, 60 และ 90 องศา เพื่อวิเคราะห์แนวโน้มเชิงเรขาคณิตและคัดเลือกมุมที่ให้สมรรถนะดีที่สุด

6.2 การศึกษาเปรียบเทียบเชิงลึกกับท่อเปล่าผิวเรียบ นำท่อเกลียวมุมที่ดีที่สุดที่คัดเลือกได้ (มุม 30 องศา) มาทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพร่วมกับท่อเปล่าผิวเรียบ เพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อน

6.3 เปรียบเทียบ Relative Error จากตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ตามทฤษฎีการคำนวณและผลจากการจำลอง

7. สรุปผลการจำลองเชิงตัวเลข

3. ผลการศึกษาและอภิปรายผล

จากการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการณ์การไหลของน้ำภายในท่อเกลียวต่างองศา

ผ่านการจำลองเชิงตัวเลข ผลการศึกษาสามารถแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก ได้แก่ 3.1 ผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะของท่อเกลียวที่มีมุม 30, 60 และ 90 องศา และ 3.2 ผลการเปรียบเทียบสมรรถนะระหว่างท่อเกลียวมุม 30 องศา กับท่อภายในผิวเรียบ โดยมีรายละเอียดของผลการศึกษาดังต่อไปนี้

3.1 ผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะของท่อเกลียวที่มีมุม 30, 60 และ 90 องศา

การจำลองเชิงตัวเลขของท่อผิวเรียบเปรียบเทียบกับท่อเกลียวมุม 30 องศา ที่อัตราการไหล 20, 40 และ 60 L/min ผลการวิเคราะห์แยกตามพฤติกรรมหลักได้ดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ผลการจำลองและผลลัพธ์การหาประสิทธิภาพด้วยท่อเปล่าภายในผิวเรียบ การเปรียบเทียบท่อเกลียว 30 องศา, ท่อเกลียว 60 องศา และท่อเกลียว 90 องศา

Flowrate	ท่อเกลียว 30 องศา			ท่อเกลียว 60 องศา			ท่อเกลียว 90 องศา		
อัตราการไหล (L/min)	20	40	60	20	40	60	20	40	60
Velocity : (V)	1.057	2.149	3.238	1.0410	2.128	3.207	0.9764	1.9861	2.9912
(ความเร็วในการไหล) (m/s)									
Dynamic Viscosity : (μ)	0.00055	0.00055	0.00055	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
(ความหนืดไดนามิก) ($Pa \cdot s$)									
Convection Coefficient : (h)	12500.23	18941.45	26424.89	12324	18787	26210	11630	17766	24769
(สัมประสิทธิ์การพาความร้อน)									
($W/m^2 \cdot K$)									
Reynolds Number : (Re)	46148	93813	141356	45433	92869	139949	42616	86683	130552
(ตัวเลขเรย์โนลด์)									
Friction factor : (f)	0.02493	0.0181	0.0166	0.0245	0.0181	0.0166	0.0252	0.0183	0.0168
(ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน)									
Prandtl number : (Pr)	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61
(เลขพรันด์เทิล)									
Nusselt Number : (Nu)	476.3	721.7	1006.9	469.6	715.8	998.7	443.1	677.0	943.8
(ตัวเลขนัสเซลต์)									

จากการจำลองเชิงตัวเลข (ตารางที่ 1) แสดงว่า ท่อเกลียวมุม 30 องศา มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดในทุกสภาวะทดสอบ โดยให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สูงกว่ามุม 60 และ 90 องศา คิดเป็นร้อยละ 1.43 และ 7.48 ที่อัตราไหล 20 60 L/min ($12,500.23 W/m^2 \cdot K$), ร้อยละ 0.82 และ 6.62 ที่อัตราไหล 40 60 L/min ($18,941.45 W/m^2 \cdot K$) และร้อยละ 0.82 และ 6.68 ที่อัตราไหลสูงสุด 60 L/min ($26,424.89 W/m^2 \cdot K$) ตามลำดับ อย่างไรก็ตามได้ความสมดุลที่น้อยกว่าช่วยชักนำของไหลให้

มีวนตัวเกิดกระแสน้ำวนควงส่ววน และคงสภาพความปั่นป่วนได้เต็มที่ ส่งผลให้มวลของไหลผสมผสานรุนแรงและลดความหนาของชั้นขอบเขตความร้อน ได้ดีที่สุดต่างจากมุม 60 และ 90 องศา ที่ชั้นเกินไปจนเกิดกระแสน้ำวนแยกตัวที่ไม่เป็นระบบ บริเวณหลังแนวเกลียว ในด้านกลศาสตร์แรงเสียดทาน (f) ของมุม 30 และ 60 องศาจะใกล้เคียงกัน (0.024–0.016) แต่มุม 90 องศา กลับสูงที่สุดในทุกกรณี (0.0252, 0.0183 และ 0.0168) เพราะแนวเกลียวตั้งชันขวางทิศทางการไหลหลักโดยตรง จึงสรุปได้ว่า

ท่อเกลียวมุม 30 องศาเป็นโครงสร้างที่เหมาะสมที่สุดในการใช้งานจริง เนื่องจากให้ประสิทธิภาพการพาความร้อนสูงสุด โดยไม่เพิ่มภาระแรงต้านทานการไหลในระบบ

3.2 ผลการเปรียบเทียบสมรรถนะระหว่างท่อเกลียวมุม 30 องศา กับท่อเปล่าภายในผิวเรียบ

ผลการจำลองและผลลัพธ์การหาประสิทธิภาพด้วยการเปรียบเทียบตามเงื่อนไขของท่อเปล่าภายในผิว

เรียบกับท่อเกลียว 30 องศา ซึ่งมุ่งเน้นท่อเกลียวมุม 30 องศาเนื่องจากจากการประมวลผลและวิเคราะห์ผลการจำลองในเบื้องต้นพบว่า โครงสร้างเรขาคณิตของท่อเกลียวทำมุม 30 องศา เป็นสภาวะที่เหมาะสมที่สุดในแง่ของการเพิ่มประสิทธิภาพการส่งผ่านความร้อนและการควบคุมความสูญเสียทางกลศาสตร์ในระบบดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ผลการจำลองและผลลัพธ์การหาประสิทธิภาพด้วยการเปรียบเทียบตามเงื่อนไขของท่อเปล่าภายในผิวเรียบกับท่อเกลียว 30 องศา

Flowrate อัตราการไหล (L/min)	ท่อเปล่าภายในผิวเรียบ			ท่อเกลียว 30 องศา		
	20	40	60	20	40	60
Fluid density : (ρ) (ความหนาแน่นของของไหล) (kg/m^3)	987.45	987.45	987.45	987.45	987.45	987.45
Velocity : (V) (ความเร็วในการไหล) (m/s)	0.8732	1.7464	2.6196	1.0573	2.1494	3.2388
Diameter : (D) (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ)	0.0221	0.0221	0.0221	0.0221	0.0221	0.0221
Dynamic Viscosity : (μ) (ความหนืดไดนามิก) ($Pa \cdot s$)	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Convection Coefficient : (h) (สัมประสิทธิ์การพาความร้อน) ($W/m^2 \cdot K$)	10514.36	16,010.77	22237.75	12500.23	18941.45	26424.89
Reynolds Number : (Re) (ตัวเลขเรย์โนลด์)	38110	76222	114332	46148	93813	141356
Friction factor : (f) (ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน)	0.0255	0.0188	0.0173	0.0249	0.0181	0.0166
Prandtl number : (Pr) (เลขพรันด์เทิล)	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61	3.61
Nusselt Number : (Nu) (ตัวเลขนัสเซลต์)	400.633	610.065	847.335	476.301	721.734	1006.880

การจำลองเชิงตัวเลขของท่อผิวเรียบเปรียบเทียบกับท่อเกลียวมุม 30 องศา ที่อัตราการไหล 20, 40 และ 60 L/min ผลการวิเคราะห์แยกตามพฤติกรรมหลักได้ดังนี้

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (Convective Heat Transfer Performance) ท่อเกลียวมุม 30 องศา มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบในทุกอัตราการไหลดังรูปที่ 9

โดยมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สูงกว่าคิดเป็น ร้อยละ 18.89, 18.30 และ 18.83

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction Factor) เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (f) ของท่อทั้งสองชนิดมีแนวโน้มลดลงโดยท่อเกลียวมุม 30 องศา มีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำกว่าท่อผิวเรียบเล็กน้อยในทุกสภาวะ 0.0249, 0.0181 และ 0.0166 ดังรูปที่ 10

พฤติกรรมการไหล (Fluid Flow Behaviour) ค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) ของท่อผิวเรียบอยู่ในช่วง 38,110–114,332 และท่อเกลียวมุม 30 องศาอยู่ในช่วง 46,148–141,356 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าในทุกเงื่อนไขมีลักษณะ เป็นการไหลแบบปั่นป่วนอย่างเต็มที่ ($Re > 4000$) ส่งผลให้ของไหลผสมตัวกันได้ดียิ่งขึ้นดังรูปที่ 11

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลด์ (Nu) กับอัตราการไหลของท่อเปล่าผิวเรียบเปรียบเทียบกับท่อเกลียวมุม 30 องศา ผลการจำลองพบว่า เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น ค่าเลขนัสเซิลด์ของท่อทั้งสองชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามลำดับอย่างเป็นระบบ โดยท่อเกลียวมุม 30 องศา สามารถยกระดับค่าเลขนัสเซิลด์ให้สูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบได้อย่างชัดเจนในทุกช่วงอัตราการไหล และให้ค่าสูงสุดถึง 1,006.88 ดังแสดงดังรูปที่ 12

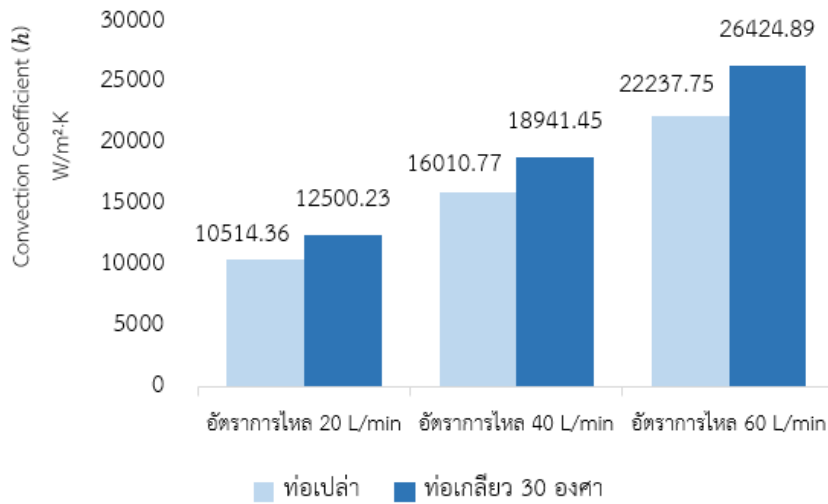
ความแม่นยำจากการเปรียบเทียบเลขเรย์โนลด์ระหว่างค่าจากการคำนวณทางทฤษฎีและค่าจากการจำลองดังแสดงในตารางที่ 3 พบว่าผลลัพธ์มีความสอดคล้องกัน

ความสอดคล้องจากการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อเกลียวต่างองศาผ่านการจำลองเชิงตัวเลข พบว่าท่อเกลียวมุม 30 องศา มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดในทุกสภาวะการทดลอง โดยสามารถยกระดับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ให้สูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบได้สูงสุดถึงร้อยละ 18.89 ที่อัตราการไหล 20 L/min ซึ่งพฤติกรรมดังกล่าวมีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ M. M. Benmbarek et al. [3] ที่ระบุว่า ลักษณะเรขาคณิตของอุปกรณ์ปั่นป่วนของไหลจะช่วยรบกวนและลดความหนาของชั้นขอบเขตความร้อน บริเวณผิวท่อ โดยน้ำในท่อเกลียวมุม 30 องศา จะถูกชักนำให้วนตัวเกิดกระแสนวนควงส่ววนและคงสภาพความปั่นป่วนได้เต็มที่ ส่งผลให้มวลของไหลระหว่างแกนกลางและบริเวณใกล้ผนังท่อเกิดการผสมผสานกันอย่างรุนแรง ซึ่งแนวความคิดการเพิ่มสมรรถนะด้วยการสร้างกระแสไหลวนนี้เป็นไปในทิศทางเดียวกันกับงานวิจัยของ P. B. Dehankar et al. [1] ผลการทดลองในงานวิจัยนี้ชี้ให้เห็นว่ามุมลาดเอียงที่น้อย (30 องศา) จะส่งผลดีต่อการจัดเรียงทิศทางการไหลที่เป็นระบบมากกว่ามุมที่ชันเกินไป (60 และ 90 องศา) ในด้านชลศาสตร์ ผลการจำลองพบว่าเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (f) ของท่อเกลียวมุม 30 องศา มีแนวโน้มลดลงและมีค่าต่ำกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเล็กน้อยในทุกสภาวะ (อยู่ในช่วง 0.0249 ถึง 0.0166)

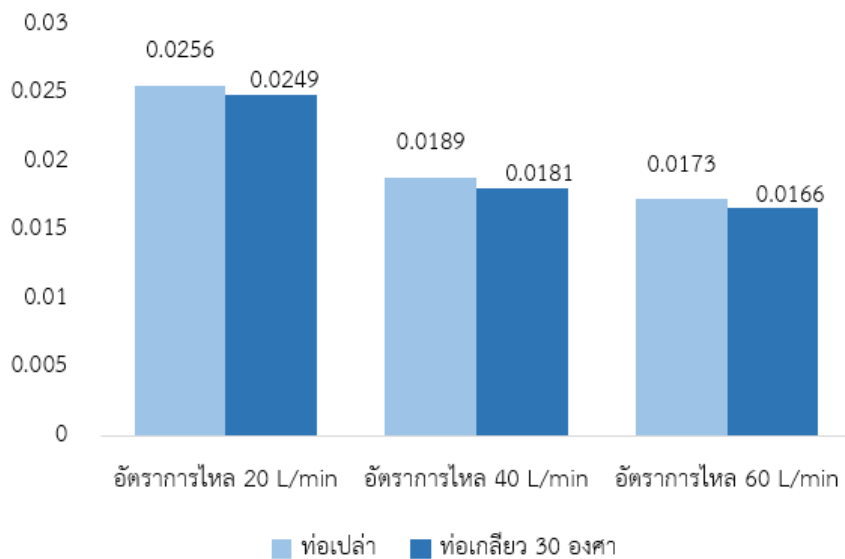
นอกจากนี้ เพื่อให้มั่นใจในความถูกต้องของแบบจำลอง การวิจัยนี้ได้ทำการเปรียบเทียบค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) ที่ได้จากการจำลองคอมพิวเตอร์กับค่าจากการคำนวณทางทฤษฎี ผลการทดสอบพบว่ามีความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ (Relative Error) คงที่อยู่ที่ร้อยละ 9.94 ในทุกเงื่อนไขการจำลอง ซึ่งแสดงถึงความสอดคล้องกันอย่างเป็นระบบ และผลลัพธ์นี้สอดคล้องอย่างสมบูรณ์กับกรอบการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการตั้งค่าความละเอียดตาข่าย (Mesh)

ตามหลักการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลของ A. N. Ilkan [19] และ M. H. Fagr et al. [20] ซึ่งการผสมผสานระหว่างการควบคุมความละเอียดภาพรวม (Global Mesh) และการควบคุมเฉพาะจุดวิกฤต

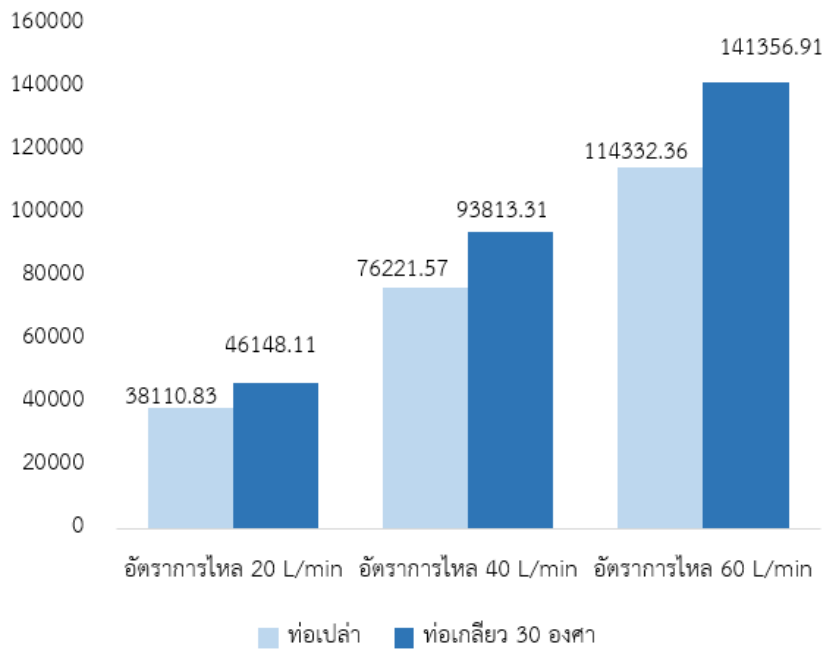
(Local Mesh) บริเวณผิวหน้าสัมผัสแคบ ช่วยให้แบบจำลองสามารถจำลองพฤติกรรมของการไหลแบบปั่นป่วนอย่างเต็มที่ ($Re > 4000$) ตามทฤษฎีทางชลศาสตร์สากล [19], [20]



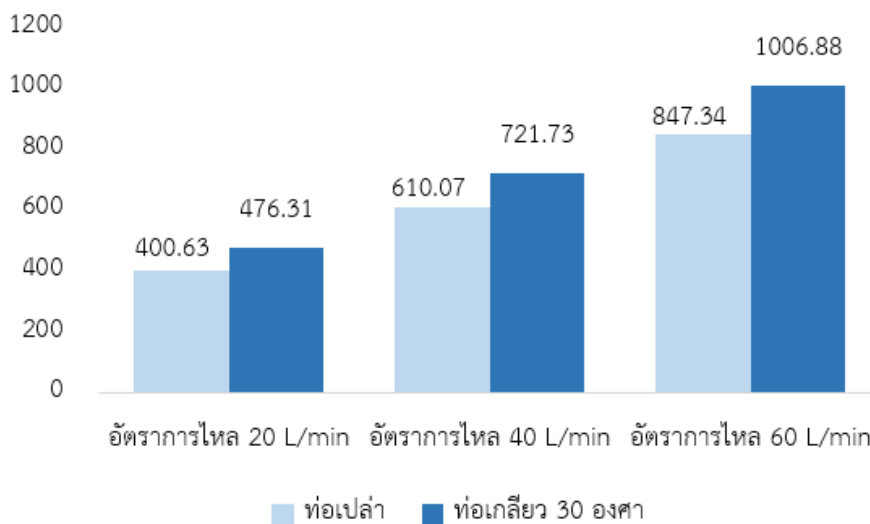
รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) กับอัตราการไหลของท่อเปล่าภายในผิวเรียบ เปรียบเทียบกับท่อเกลียว 30 องศา



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (f) กับอัตราการไหลของท่อเปล่าภายในผิวเรียบ เปรียบเทียบกับท่อเกลียว 30 องศา



รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) กับอัตราการไหลของท่อเปล่าภายในผิวเรียบ
เปรียบเทียบกับท่อเกลียว 30 องศา



รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซิลต์ (Nu) กับอัตราการไหลของท่อเปล่าภายในผิวเรียบ
เปรียบเทียบกับท่อเกลียว 30 องศา

การทดสอบ Relative error (%) จากตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ด้วยทฤษฎีจากคุณสมบัติน้ำอุณหภูมิเข้า 50°C ($\rho = 988 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 5.5 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$) และมีความเร็วในการไหล (V) และขนาดเส้นผ่าน

ศูนย์กลางท่อ (D) ตามการแสดงผลการจำลองในตารางที่ 2 และเปรียบเทียบผลลัพธ์การจำลองด้วยโปรแกรมการจำลองตามตารางแสดงผลการจำลองดังแสดงในตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ผลการทดสอบ Relative Error (%) จากตัวเลขเรย์โนลด์ (Re)

Flowrate อัตราการไหล (L/min)	ท่อเปล่าภายในผิวเรียบ			ท่อเกลียว 30 องศา		
	20	40	60	20	40	60
Reynolds Number : (Re) (ตัวเลขเรย์โนลด์จากการคำนวณทฤษฎี)	34665	69330	103996	41976	85331	128577
Reynolds Number : (Re) (ตัวเลขเรย์โนลด์จากผลการจำลอง)	38110	76222	114332	46148	93813	141356
Relative Error (%)	9.94	9.94	9.94	9.94	9.94	9.94

จากการเปรียบเทียบค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) ที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎี อ้างอิงคุณสมบัติน้ำอุณหภูมิ 50 องศาเซลเซียส กับค่าที่ได้จากการจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ทั้งในสภาวะท่อเปล่าผิวเรียบและท่อเกลียวมุม 30 องศา ในอัตราการไหล 20, 40 และ 60 L/min พบว่าผลลัพธ์มีความสอดคล้องกันอย่างเป็นระบบ โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์คงที่อยู่ที่ร้อยละ 9.94 ในทุกเงื่อนไขการจำลอง

4. สรุป

จากการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมไหลของน้ำภายในท่อเกลียวต่างองศา ด้วยการจำลองเชิงตัวเลข พบว่า ท่อเกลียวมุม 30 องศาเป็นรูปแบบที่เหมาะสมที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเกลียวมุม 60 และ 90 องศา โดยให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเลขนัสเซิลต์สูงสุดในทุกสภาวะการไหลที่ศึกษา ขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอยู่ในระดับเหมาะสม สะท้อนว่าโครงสร้างเกลียวมุม 30 องศาสามารถส่งเสริมการผสมของของไหลและการרבกวนชั้นขอบเขตความร้อนได้ดีกว่ารูปแบบอื่น

เมื่อนำท่อเกลียวมุม 30 องศาไปเปรียบเทียบกับท่อเปล่าภายในผิวเรียบ พบว่าท่อเกลียวให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าร้อยละ 18.89, 18.30 และ 18.83 ที่อัตราการไหล 20, 40 และ 60 ลิตรต่อวินาที ตามลำดับ พร้อมทั้งให้ค่าเลขนัสเซิลต์สูงกว่าอย่างชัดเจนในทุกกรณี แสดงให้เห็นว่าการปรับเรขาคณิตภายในท่อสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ในด้านพฤติกรรมกรไหล ผลการจำลองแสดงว่าทุกกรณีมีลักษณะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน โดยโครงสร้างเกลียวช่วยชักนำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนภายในท่อ ส่งผลให้ของไหลบริเวณแกนกลางและใกล้ผนังท่อเกิดการผสมตัวกันได้ดียิ่งขึ้น ขณะเดียวกันค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อเกลียวมุม 30 องศา ยังคงอยู่ในระดับต่ำ เมื่อเทียบกับท่อเปล่าภายในผิวเรียบ ซึ่งเป็นผลดีต่อการลดการสูญเสียพลังงานในระบบ

ผลการเปรียบเทียบค่าเลขเรย์โนลด์จากการคำนวณทางทฤษฎีกับผลการจำลองพบว่ามีความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ร้อยละ 9.94 ในทุกกรณีศึกษา สะท้อนว่าผลการจำลองมีความเที่ยงตรงและเป็นไปตามกรอบการวิเคราะห์ที่กำหนดไว้

5. References

- [1] P. B. Dehankar, K. Joshi, V. A. Bhosale, and R. N. Mulik, "Assessment of twist tape thermal performance in heat transfer passive augmentation technique," *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, vol. 11, no. 1, 2022.
- [2] Z. Xu, X. Ning, R. Li, X. Wan, and C. Zhao, "Configuration Optimization of a Shell-and-Tube Heat Exchanger with Segmental Baffles Based on Combination of NSGAI and MOPSO Embedded Grouping Cooperative Coevolution Strategy," *Processes*, vol. 11, no. 11, 2023.
- [3] M. M. Benmbarek and S. F. Moujaes, "CFD Analysis of Heat Transfer Enhancement for Twisted Tape Inserted in Spirally Corrugated Tubes and Proposal of a New Vane-Inserted Geometry," *Fluids*, vol. 10, no. 3, 2025.
- [4] P. Samruaisin, R. Maza, C. Thianpong, V. Chuwattanakul, N. Maruyama, M. Hirota, and S. Eiamsa-ard, "Enhanced Heat Transfer of a Heat Exchanger Tube Installed with V-Shaped Delta-Wing Baffle Turbulators," *Energies*, vol. 16, no. 13, 2023.
- [5] S. Zhang, L. Lu, and Q. Wang, "Thermal-hydraulic characteristic of short-length self-rotating twisted tapes in a circular tube," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 122, 2021.
- [6] L. Wang, P. Ni, and G. Xi, "The effect of off-center placement of twisted tape on flow and heat transfer characteristics in a circular tube," *Scientific Reports*, vol. 11, 2021.
- [7] A. M. Abed, B. S. Chauhan, H. Ayed, A. Mouldi, I. Mahariq, M. A. Abdelkareem, and M. Goodarzi, "Hydrothermal performance analyses of an isothermal tube with punched twisted tape turbulator (PTT)," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 57, 2024.
- [8] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2018.
- [9] C. Upadhyay and S. K. Singh, "Experimental Study of Heat transfer and friction factor in Double pipe Heat Exchanger using Twisted Tape with different groove angle of V-cut at constant depth," *International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES)*, vol. 10, no. 1, pp. 12-18, 2022.
- [10] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 8th ed. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, 2018.
- [11] J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V, *A Heat Transfer Textbook*, 6th ed. Cambridge, MA, USA: Phlogiston Press, 2024.
- [12] K. Chen, H. I. Mohammed, J. M. Mahdi, A. Rahbari, A. Cairns, and P. Talebizadehsardari, "Effects of non-uniform fin arrangement and size on the thermal response of a vertical latent heat triple-tube heat exchanger," *Journal of Energy Storage*, vol. 45, 2022.
- [13] S. M. Ammar and C. Park, "Validation of the Gnielinski correlation for evaluation of heat transfer coefficient of enhanced tubes by non-linear regression model: An experimental study of absorption refrigeration system," *International*

- Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 118, 2020.
- [14] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, 4th ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill Education, 2018.
- [15] S. K. Singh and A. Kumar, “Experimental study of heat transfer and friction factor in a double pipe heat exchanger using twisted tape with dimple inserts,” *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 47, no. 4, pp. 7951–7980, 2025.
- [16] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 9th ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill Education, 2021.
- [17] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 8th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2017.
- [18] N. Dokmai, S. Eiamsa-ard, P. Mukda, and K. Nanan, “Heat transfer augmentation in a circular tube using V-wavy twisted tape,” *Agriculture and Technology Journal*, vol. 3, no. 3, pp. 15–26, 2022.
- [19] A. N. Ilikan, “Heat transfer enhancement in a tube with a twisted tape inserted for various length ratios,” *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 45, no. 2, pp. 3602–3616, 2023.
- [20] M. H. Fagr, H. M. Hasan, and Z. M. A. Alsulaiei, “Effects of acentric twisted tape on heat transfer and flow in tubes,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 75, 2025.