

สมรรถนะทางความร้อนและความดันลดของท่อที่มีร่องเกลียว

Thermal Performance and Pressure drop of the Corrugated tubes

กณิศ อรุณรัตน์¹ วีระพันธ์ ค้างทองสุข^{2,*}

¹ ห้องปฏิบัติการวิจัยกลศาสตร์ของไหล, วิศวกรรมอุณหภาพและการไหลหลายสถานะ (FUTURE)

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี บางมด กรุงเทพฯ 10140

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ หนองแขม กทม.10160

ผู้วิจัยติดต่อ : weerapund@sau.ac.th

บทคัดย่อ ท่อที่มีร่องเกลียวช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยสร้างการไหลชั้นที่สอง ส่งเสริมความปั่นป่วนในการไหลและเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนท่อที่มีร่องเกลียว สามารถใช้แทนที่ท่อเรียบในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ทุกประเภท ผลที่ตามมาจะทำให้สมรรถนะทางอุณหภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น ปัจจัยทางกายภาพที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของท่อชนิดนี้คือ ระยะพิทช์ของเกลียว มุมอีลิคซ์ ความลึกของร่องเกลียว และจำนวนเกลียวเริ่มต้น สำหรับการไหลแบบเฟสเดียวการทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 100-100,000 สารทำงานที่ใช้ในการทดสอบคือ น้ำ อากาศ น้ำมัน และเอทิลีนไกลคอล อัตราส่วนของเลขนัทเชลระหว่างท่อที่มีร่องเกลียวต่อท่อเรียบมีค่าอยู่ระหว่าง 1-4.7 และอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทานระหว่างท่อที่มีร่องเกลียวต่อท่อเรียบมีค่าอยู่ระหว่าง 1.05-15 สำหรับการไหลแบบสองเฟส สารทำงานที่มีการทดสอบคือสารทำความเย็น R-22 R407C R-134a และ R-404a ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า ท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดอยู่ในช่วงร้อยละ 5-100 และ 10-300 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ

คำสำคัญ: ท่อที่มีร่องเกลียว, เลขนัทเชล, ตัวประกอบความเสียดทาน, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, ความดันลด

Abstract The corrugated tube enhances the heat transfer by generating secondary flow, promoting fluid turbulence, and increasing the heat transfer area. The corrugated tube can be used instead of smooth tube in all types of heat exchanger. As a result, the thermal performance of heat exchanger can be improved. The geometric factors affecting on the heat transfer and pressure drop of this tube are the corrugation pitch, helix angle, corrugation depth, and number of start. For the single-phase flow, the experiments were conducted at the Reynolds number between 100 and 100,000. The test fluids were water, air, oil, and ethylene glycol. The values of Nusselt number ratio were between 1 and 4.7 and the friction factor ratio were between 1.05 and 15. In case of two-phase flow, the test fluids were R-22, R407C, R-134a and R-404a. The results showed that the corrugated tube increases the heat transfer coefficient and the frictional pressure drop in the range of 5-100 and 10-300% compared to that of smooth tube, respectively.

Keywords: corrugated tube, Nusselt number, friction factor, heat transfer coefficient, frictional pressure drop

1. บทนำ

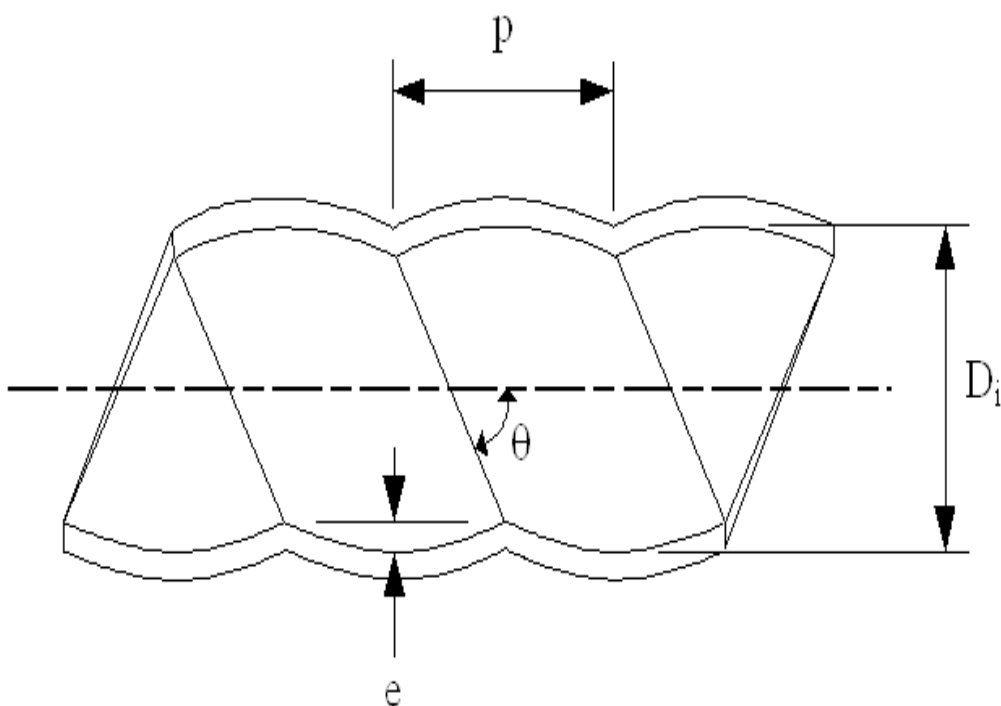
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกนำไปใช้อย่างแพร่หลายสำหรับการประยุกต์ใช้งานต่างๆ เช่น ในระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศ ในโรงไฟฟ้า ในกระบวนการเคมีอุตสาหกรรม เป็นต้น ในไม่กี่ปีที่ผ่านมา นักวิจัยจำนวนมากใช้เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเพื่อปรับปรุงสมรรถนะทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น โดยทั่วไปแล้วเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็น 2 วิธี คือวิธีแอคทีฟ (Active method) และวิธีแพสซีฟ (Passive method) วิธีแอคทีฟเป็นวิธีที่ต้องอาศัยแหล่งพลังงานจากภายนอกเพื่อช่วยส่งเสริมการไหลและเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เช่น การใช้สนามไฟฟ้า (Electric field) การสั่นพื้นผิว (Surface vibration) การฉีด (Injection) เป็นต้น ส่วนวิธีแพสซีฟนั้นเป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยแหล่งพลังงานจากภายนอก เช่น การใช้วัสดุเคลือบผิว (Coated surface) การทำให้ผิวหยาบ (Rough surface) การใส่อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลวน (Swirl flow device) เป็นต้น เทคนิคที่ง่ายที่สุดที่สามารถนำมาใช้ได้โดยไม่ต้องดัดแปลงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่เดิมคือการติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลวน นอกเหนือจากการใช้อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลวนแล้ว การแทนที่ท่อเรียบด้วยท่อที่ถูกดัดแปลงพื้นผิวสามารถทำได้โดยไม่ต้องเปลี่ยนรูปแบบของโครงสร้างเดิม อย่างไรก็ตาม การใช้เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนควรคำนึงถึงความได้เปรียบเชิงเศรษฐกิจในด้านการดำเนินงาน

และค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ในทางกลับกันการใช้เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอาจถูกจำกัดโดยลักษณะเฉพาะของงาน เช่น การติดตั้งขดลวดภายในท่อนั้นไม่เป็นที่ยอมรับในอุตสาหกรรมอาหารเนื่องจากปัญหาด้านสุขอนามัย ในโรงกลั่นและโรงงานปิโตรเคมี ท่อที่ถูกดัดแปลงพื้นผิวไม่ควรนำมาใช้เนื่องจากเหตุผลด้านความปลอดภัย สำหรับระบบทำความเย็น ท่อที่มีการดัดแปลงพื้นผิวมักใช้เป็นท่อในคอนเดนเซอร์เพราะมีสมรรถนะทางความร้อนสูงและเพิ่มความดันตกเพียงเล็กน้อย ในขณะที่การใช้อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลวน เช่น การใส่เทปเกลียวบิด (Twisted tape insert) จะเพิ่มความดันตกอย่างมากซึ่งเป็นผลเสีย ท่อที่พื้นผิวถูกดัดแปลงมักถูกเรียกว่าเป็นท่อเพิ่มความร้อน (Enhanced tube) ท่อเพิ่มความร้อนมีด้วยกันหลายประเภทหนึ่งในนั้นคือท่อที่มีร่องเกลียว (Corrugated tube) ท่อชนิดนี้สามารถทำได้ง่ายและไม่ซับซ้อนอีกทั้งใช้ต้นทุนในการสร้างไม่สูงมากนัก ท่อที่มีร่องเกลียวช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยสร้างการไหลขึ้นที่สลับ ส่งเสริมความปั่นป่วนในการไหลและเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ผลที่ตามมาจะทำให้สมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้นส่งผลให้ท่อที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความยาวนานยิ่งขึ้นซึ่งทำให้ต้นทุนในการผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง หรือช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้มากยิ่งขึ้นในขณะที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเท่าเดิม ดังนั้นการศึกษาเกี่ยวกับท่อที่มีร่อง

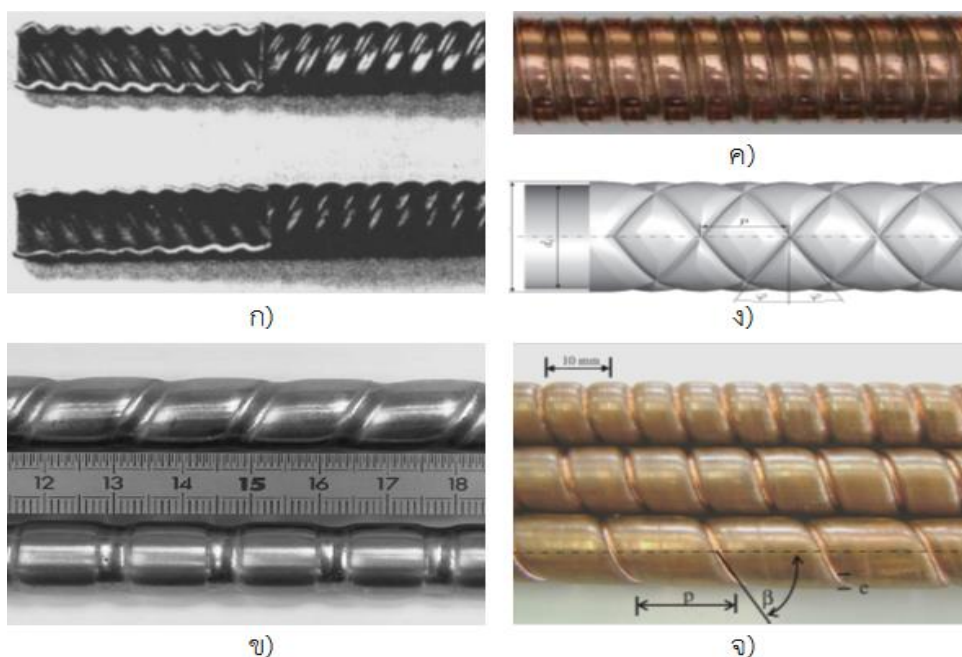
เกลียวจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจบทความนี้เป็นการทบทวนเอกสารเกี่ยวกับการศึกษาเชิงทดลองต่อสมรรถนะทางความร้อนและความดันลดของการไหลในท่อที่มีร่องเกลียวซึ่งอาจจะมีบทบาทสำคัญต่อการนำไปออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอนาคต ในงานนี้การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหลภายในท่อที่มีร่องเกลียวแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ การไหลแบบเฟสเดียว (Single-phase flow) และการไหลแบบสองเฟส (Two-phase flow)

ภาพวาดของท่อที่มีร่องเกลียวภายในถูกแสดงไว้ในรูปที่ 1 ปัจจัยหลักในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของท่อชนิดนี้คือระยะพิทช์ของเกลียว (Corrugation pitch, p) มุมมูมิลิกซ์ (Helix angle, θ) และความลึกของร่องเกลียว (Corrugation depth, e) และจำนวนเกลียวเริ่มต้น (Number of start, N_s) สำหรับท่อชนิดนี้มุมมูมิลิกซ์ของท่อที่มีร่องเกลียวมีค่าอยู่ระหว่าง $0-90^\circ$ จำนวนเกลียวเริ่มต้นอาจมี 1 เกลียวหรือหลายเกลียว อย่างไรก็ตามโดยส่วนใหญ่แล้วท่อที่มีร่องเกลียวจะมีจำนวนเกลียวเริ่มต้นเพียง 1 เกลียว รูปที่ 2 แสดงตัวอย่างของท่อที่มีร่องเกลียวที่ถูกศึกษา

2. ลักษณะทางกายภาพของท่อที่มีร่องเกลียว



รูปที่ 1 ภาพวาดของท่อที่มีร่องเกลียว



รูปที่ 2 ภาพของท่อที่มีร่องเกลียวที่ถูกศึกษาโดย ก) Chen และคณะ [3], ข) Rainieri และ Pagliarini [4],
ค) Pethkool และคณะ [8], ง) Harleß และคณะ [13], จ) Laohalertdecha และ Wongwiset [19]

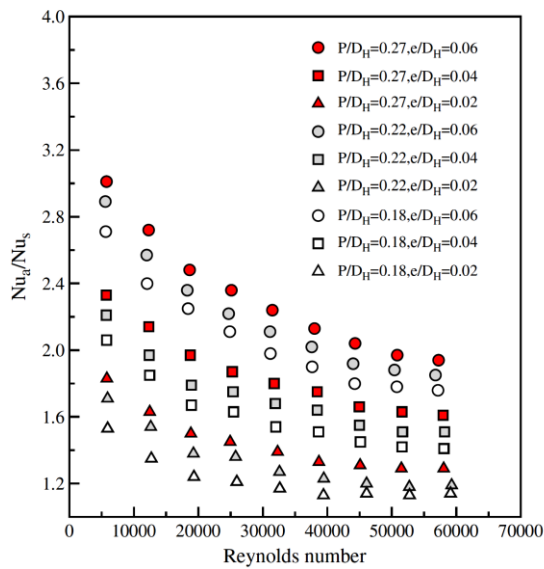
3. การไหลแบบเฟสเดียวภายในท่อที่มีร่องเกลียว

สมรรถนะทางความร้อนและความดันตกของน้ำภายในท่อที่มีร่องเกลียวถูกศึกษาเป็นครั้งแรกในช่วงกลางคริสต์ศตวรรษที่ 20 โดย Mimura และ Isozaki [1] การทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์ส (Reynolds number, Re) ระหว่าง 8,000-40,000 จากผลการทดลองพบว่าเลขนัสเซิล (Nusselt number, Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor, f) มีค่าสูงสุดประมาณ 2.3 และ 3.5 เท่าของท่อเรียบตามลำดับ Ganeshan และ Rao [2] ศึกษาเชิงทดลองต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและลักษณะเฉพาะความเสียดทานของน้ำภายในท่อเรียบและท่อที่มีร่องเกลียวที่มีจำนวนเกลียวเริ่มต้น ระยะพิตช์

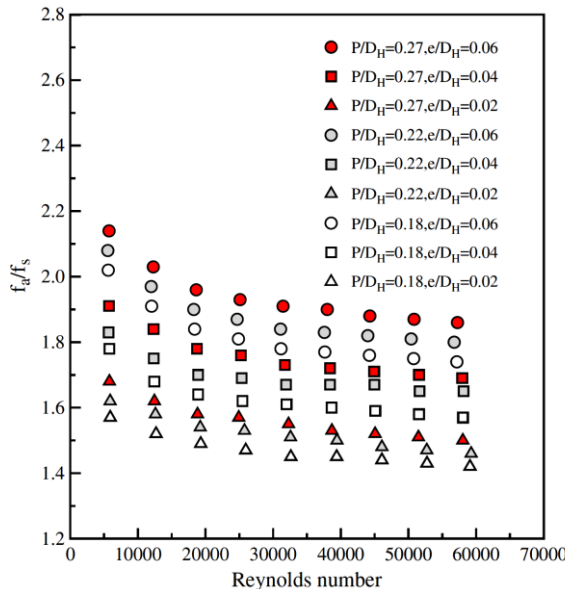
ของเกลียว และความลึกของเกลียวแตกต่างกัน การทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 50,000-90,000 ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่า เลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 2.6 และ 2.4 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ การศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและความดันตกของท่อที่มีร่องเกลียวได้รับความสนใจจากนักวิจัยมากขึ้นในช่วงต้นคริสต์ศตวรรษที่ 21 Chen และคณะ [3] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของน้ำภายในท่อที่มีร่องเกลียว ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 3.8 และ 4.5 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ Dong และคณะ [5] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและความดันตกของน้ำและน้ำมันภายในท่อที่มีร่องเกลียว

จำนวน 4 ท่อ การทดลองกระทำในช่วงเลขเรย์โนลด์สระหว่าง 6,000-93,000 สำหรับน้ำและในช่วงเลขเรย์โนลด์สระหว่าง 3,200-19,000 สำหรับน้ำมัน ผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าท่อที่มีร่องเกลียวภายในเพิ่มเลขนัทเชลและตัวประกอบความเสียดทาน 1.7 และ 1.6 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่าเมื่อความลึกของร่องเกลียวเพิ่มขึ้นจะส่งผลอย่างมากต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด Barba และคณะ [6] ศึกษาเชิงทดลองต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของเอทิลีน ไกลคอล (Ethylene glycol) ภายในท่อที่มีร่องเกลียว การทดลองกระทำในช่วงเลขเรย์โนลด์สระหว่าง 100-800 ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าเลขนัทเชลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 2 และ 2.45 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ Vicente และคณะ [7] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและความดันลดของเอทิลีน ไกลคอลภายในท่อที่มีร่องเกลียว การทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 200-90,000 จากผลการทดลองพบว่า เลขนัทเชลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 1.3 และ 1.25 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ Pethkool และคณะ. [8] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและความดันลดของน้ำภายในท่อที่มีร่องเกลียวภายใต้ภาวะการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) การทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 5,500-60,000 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเลขนัทเชลและตัวประกอบความ

เสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อความลึกของร่องเกลียวเพิ่มขึ้น และระยะพิทช์ลดลง รูปที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัทเชล (Nu_t/Nu_s) และเลขเรย์โนลด์ส จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนเลขนัทเชลมีค่าสูงสุดประมาณ 2.1 ในลักษณะเดียวกันความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน (f_t/f_s) และเลขเรย์โนลด์สถูกแสดงไว้ในรูปที่ 4 รูปนี้แสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 3.1 Scara และ Ubia [9] ประเมินลักษณะเฉพาะทางความร้อนและแรงเสียดทานของท่อที่มีร่องเกลียวสำหรับการควบแน่นของแอมโมเนียภายนอกท่อและการไหลของน้ำด้านในท่อ ท่อทดสอบทำจากสแตนเลส การทดลองกระทำที่อุณหภูมิความอิ่มตัวของแอมโมเนีย 40 °C เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 10,000-100,000 ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าเลขนัทเชลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 2.4 และ 4.9 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ Garcia และคณะ [10] วิเคราะห์การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีร่องเกลียว ท่อที่มีป้อนภายในและท่อที่ใส่ขดลวด น้ำถูกใช้เป็นสารทำงาน ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าที่ท่อมีร่องเกลียวเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันลดโดยเลขนัทเชลและตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นสูงสุดร้อยละ 130 และ 280 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ

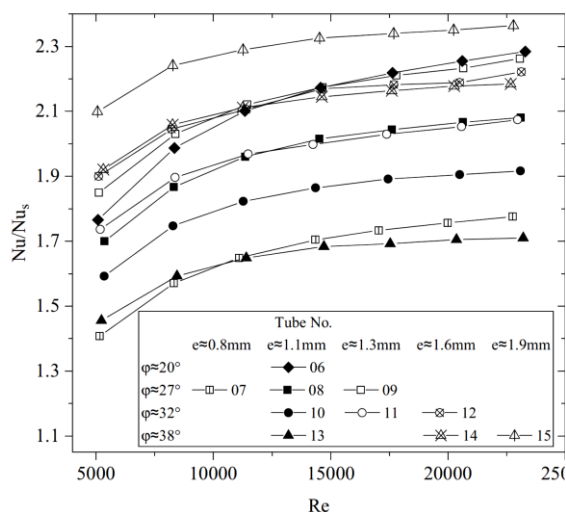


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัทเซล (Nu_d/Nu_s) และเลขเรย์โนลด์ส์ [8]

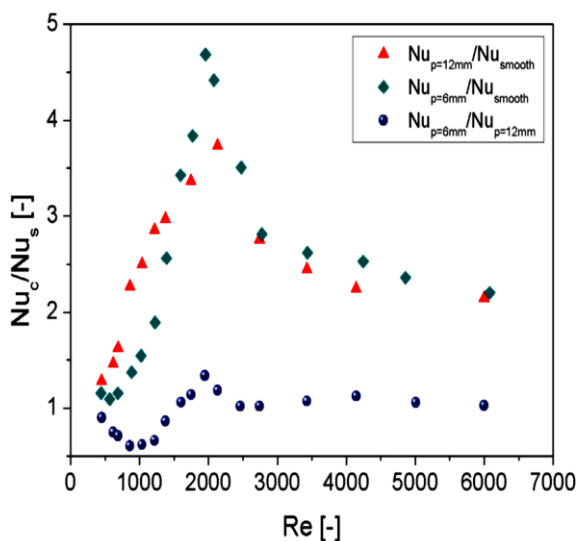


รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน (f_d/f_s) และเลขเรย์โนลด์ส์ [8]

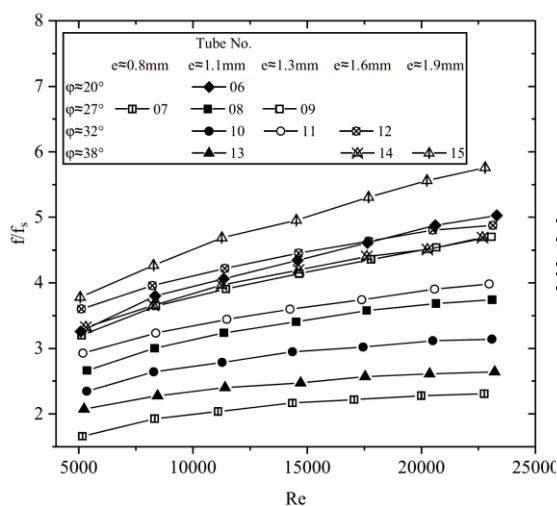
การศึกษาผลของอนุภาคนาโนและร่องเกลียวต่อการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของของไหลนาโนถูกศึกษาโดย Darzi และคณะ. [11] การทดลองถูกกระทำที่ตัวเลขเรย์โนลด์ส์และความเข้มข้นของอนุภาคนาโนแตกต่างกันระหว่าง 5,000-20,000 และร้อยละ 0-1 โดยปริมาตร ตามลำดับ ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นทั้งในท่อเรียบและท่อที่มีร่องเกลียวเมื่อความเข้มข้นของอนุภาคนาโนเพิ่มขึ้น โดย เลขนัทเซลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 3.2 และ 3.1 เท่าของท่อเรียบ ตามลำดับ Harleß และคณะ [12, 13] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและความดันลดของอากาศขณะไหลภายในท่อที่มีร่องเกลียวที่มีจำนวนเกลียวเริ่มต้นแตกต่างกันและท่อที่มีร่องเกลียวที่มีลวดลายของเกลียวไขว้กันดังแสดงในรูปที่ 2 (ง) การทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์ส์ 5,000-23,000 รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัทเซล (Nu_d/Nu_s) ที่ได้จากท่อที่มีร่องเกลียวที่มีลวดลายของเกลียวไขว้กันและเลขเรย์โนลด์ส์ จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนเลขนัทเซลมีค่าสูงสุดประมาณ 2.3 ที่เลขเรย์โนลด์ส์เท่ากับ 23,000 ในลักษณะเดียวกันความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน (f_d/f_s) ที่ได้จากท่อที่มีร่องเกลียวที่มีลวดลายของเกลียวไขว้กันและเลขเรย์โนลด์ส์ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 6 รูปนี้แสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงสุดประมาณ 5.5 ที่เลขเรย์โนลด์ส์เท่ากับ 23,000



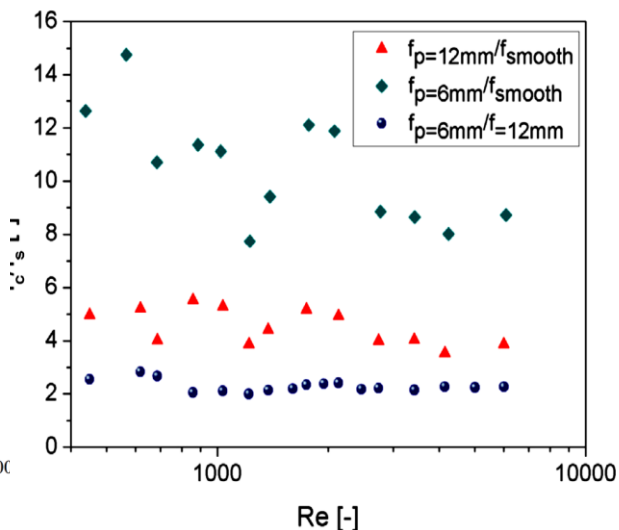
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัทเซล (Nu/Nu_s) ที่ได้จากท่อที่มีร่องเกลียวที่มีลวดลายของเกลียวไขว้กันและเลขเรย์โนลด์ส์ [13]



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัทเซล (Nu/Nu_s) และเลขเรย์โนลด์ส์ [15]



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน (f/f_s) ที่ได้จากท่อที่มีร่องเกลียวที่มีลวดลายของเกลียวไขว้กันและเลขเรย์โนลด์ส์ [13]



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน (f/f_s) และเลขเรย์โนลด์ส์ [15]

Sun และ Zeng [14] ศึกษาเชิงทดลองและเชิงตัวเลข เพื่อประเมินสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกของท่อที่มีร่องเกลียว การทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์ส์ 4,000-100,000 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเลขนัทเชลเพิ่มขึ้นระหว่างร้อยละ 60-130 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบและตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นร้อยละ 150-310 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ในปี 2019 Andrade และคณะ [15] ศึกษาการไหลของน้ำภายในท่อที่มีร่องเกลียวในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ 429-6,212 จากผลการทดลองพบว่าท่อที่

มีร่องเกลียวจะส่งผลดีที่สุดที่เลขเรย์โนลด์ส์ประมาณ 2,000 รูปที่ 7 และ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัทเชล(Nu_t/Nu_s) และอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน(f_t/f_s) และเลขเรย์โนลด์ส์ตามลำดับ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเลขนัทเชลและตัวประกอบความเสียดทานของท่อที่เพิ่มความร้อนสูงสุดมีค่าอยู่ระหว่าง 1.2-4.7 และ 7.5-15 เท่าของท่อเรียบตามลำดับ รายละเอียดของงานวิจัยที่กล่าวไว้ข้างต้นถูกสรุปไว้ดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 สมรรถนะทางความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของการไหลเฟสเดียวในท่อที่มีร่องเกลียว

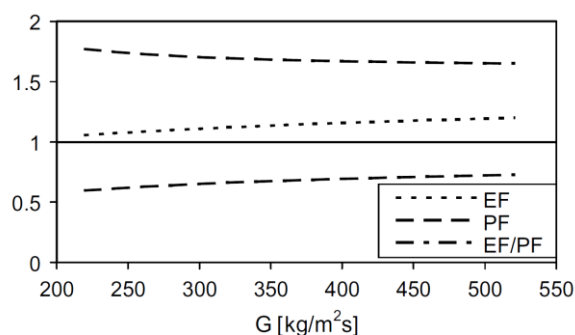
ผู้วิจัย	Re	ของไหล	ท่อที่เพิ่มความร้อนสูงสุด	Nu_t/Nu_s	f_t/f_s
Mimura และ Isozaki [1]	8,000-40,000	น้ำ	$N_s=1$, $p/d_i=0.64$, $e/d_i=0.078$, $d_i=14.08$ mm	2-2.3	2.8-3.5
Ganeshan และ Rao [2]	50,000-90,000	น้ำ	$N_s=1$, $p/d_i=1.169$, $e/d_i=0.0261$, $\theta=65^\circ$, $d_i=25.66$ mm	1.8-2.6	1.9-2.4
Chen และคณะ [3]	10,000-25,000	น้ำ	$N_s=4$, $p/d_i=0.48$, $e/d_i=0.12$, $\theta=61.4^\circ$, $d_i=18.86$ mm	2.5-3.8	3.7-4.5
Dong และคณะ [5]	6,000-93,000	น้ำและน้ำมัน	$p/d_h=0.598$, $e/d_h=0.0398$, $\theta=79.2^\circ$, $d_i=20.08$ mm	1.6-1.7	1.4-1.5
Barba และคณะ [6]	100-800	เอทิลีนไกลคอล	$N_s=1$, $p/d_h=0.79$, $e/d_h=0.103$, $\theta=45^\circ$, $d_h=14.5$ mm	2	1.83-2.45
Vicente และคณะ [7]	200-90,000	เอทิลีนไกลคอล	$p/d_i=0.886$, $e/d_i=0.0572$, $\theta=15^\circ$, $d_i=18$ mm	1-1.3	1.05-1.25
Pethkool และคณะ [8]	5,500-60,000	น้ำ	$p/d_h=0.27$, $e/d_h=0.06$, $\theta=15^\circ$, $d_h=24.07$ mm	1.9-3.1	1.9-2.1
Seara และ Uhía [9]	1,000-100,000	น้ำ	$N_s=1$, $p/d_i=0.556$, $e/d_i=0.044$, $\theta=91^\circ$, $d_i=18$ mm	2.1-2.4	4.3-4.9
Garcia และคณะ [10]	100-100,000	น้ำ	$N_s=1$, $p/d_i=0.886$, $e/d_i=0.057$, $d_i=18$ mm	1.4-2.3	1.8-3.81

ผู้วิจัย	Re	ของไหล	ท่อที่เพิ่มความร้อนสูงสุด	Nu_c/Nu_s	f_c/f_s
Darzi และคณะ [11]	5,000-20,000	น้ำ/อลูมินาร์	$N_s=1$, $p/d_i=0.617$, $c/d_i=0.154$, $d_i=8.1$ mm	2.7-3.2	2.5-3.1
Harleß และคณะ[12]	5,000-23,000	อากาศ	$N_s=1$, $p/d_i=0.517$, $c/d_i=0.04$, $\theta=9.3^\circ$, $d_i=23$ mm	2-2.15	2.8-3.7
Harleß และคณะ [13]	5,000-23,000	อากาศ	$N_s=3$, $p/d_i=0.769$, $c/d_i=0.081$, $\theta=38.4^\circ$, $d_i=24$ mm	2.1-2.3	3.8-5.5
Sun และ Zeng [14]	4,000-100,000	น้ำ	$N_s=1$, $p/d_h=1.29$, $c/d_h=0.088$, $d_h=17$ mm	1.6-2.3	2.5-4.1
Andrade และคณะ [15]	429-6,212	น้ำ	$N_s=1$, $p/d_i=1.043$, $c/d_i=0.104$, $d_i=5.75$ mm	1.2-4.7	7.5-15

หมายเหตุ: Re = เลขเรย์โนลด์, Nu_c = เลขนัสเซลของท่อที่มีร่องเกลียว, Nu_s = เลขนัสเซลของท่อเรียบ, f_c = ตัวประกอบความเสียดทานของท่อที่มีร่องเกลียว, f_s = ตัวประกอบความเสียดทานของท่อเรียบ

4. การไหลแบบสองเฟสภายในท่อที่มีร่องเกลียว

ในปี 1994 Thors and Bogart [16] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและความดันตกของสารทำความเย็น R-22 ขณะเกิดการระเหยภายในท่อที่มีร่องเกลียว การทดลองกระทำที่อุณหภูมิการระเหย 1.67°C ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกสูงสุดร้อยละ 100 และ 225 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ Targanski และ Cieslinski [17] ศึกษาการระเหยของสารทำความเย็น R407C และสารผสม R407C/oil ในท่อเรียบและท่อที่มีร่องเกลียว การทดลองกระทำที่อุณหภูมิการระเหย 0°C รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($EF=h_c/h_s$) และอัตราส่วนความดันตก ($PF=\Delta P_c/\Delta P_s$) ต่อฟลักซ์มวล (Mass flux, G) ผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่ม



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($EF=h_c/h_s$) และอัตราส่วนความดันตก ($PF=\Delta P_c/\Delta P_s$) ต่อฟลักซ์มวล (Mass flux, G) [17]

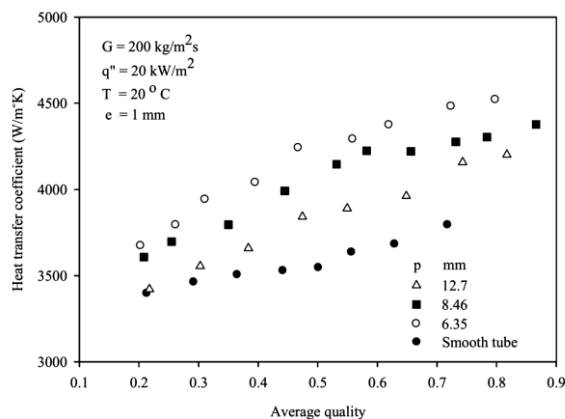
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกสูงสุดประมาณร้อยละ 20 และ 80 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ

Laohalertdecha และ Wongwises [18, 19]

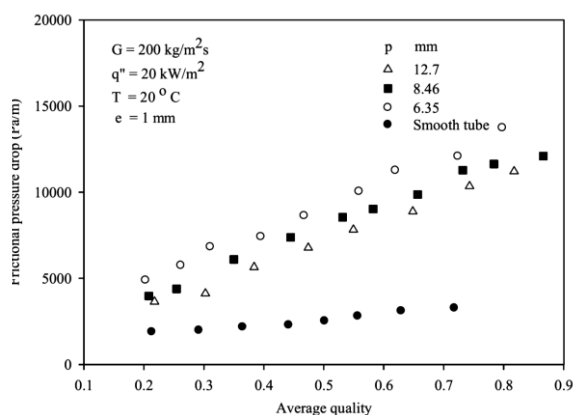
ศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการ

ควบแน่นภายในท่อที่มีร่องเกลียวซึ่งวางอยู่ในแนวนอน ท่อที่มีร่องเกลียวที่มีระยะพิคซ์และความลึกของร่องเกลียวแตกต่างกันถูกนำมาทดสอบ การทดลองกระทำที่อุณหภูมิการควบแน่น 40-50 °C ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเมื่อระยะพิคซ์ของเกลียวลดลงและความลึกของร่องเกลียวเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงสูงสุดร้อยละ 50 และ 100 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ ในลักษณะเดียวกัน การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการระเหยภายในท่อที่มีร่องเกลียวถูกทำโดย Laohalertdecha และคณะ [20, 21] ส่วนทดสอบเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนท่อโดยสารทำความเย็นไหลอยู่ด้านในท่อและน้ำไหลอยู่ในส่วนของวงแหวนและวางอยู่ในแนวนอน การทดลองกระทำที่อุณหภูมิการระเหย 10-20 °C ผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงสูงสุดร้อยละ 30 และ 75 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบตามลำดับ Aroonrat และคณะ [22, 23] ศึกษาโดยการทดลองเพื่อหาลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น R-134a ระหว่างการระเหยภายในท่อที่มีร่องเกลียวซึ่งวางอยู่ในแนวนอน ท่อเรียบจำนวน 1 ท่อและท่อที่มีร่องเกลียวจำนวน 3 ท่อถูกนำมาทดสอบ การทดลองกระทำที่อุณหภูมิของการระเหย 10-20 °C รูปที่ 10 และ 11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงเนื่องจากความเสียดทานต่อคุณภาพไอเฉลี่ย ตามลำดับ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงที่ได้จากการทดลองของท่อที่มีร่องเกลียวมีค่า

สูงกว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงที่ได้จากการทดลองท่อเรียบอย่างชัดเจน ค่าสูงสุดของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงมีค่าสูงถึงร้อยละ 22 และ 300 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบตามลำดับ



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอเฉลี่ย [23]



รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดลงเนื่องจากความเสียดทานและคุณภาพไอเฉลี่ย [23]

Khoeini และคณะ [24] ศึกษา ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการควบแน่นภายในท่อที่มีร่อง

เกลียวที่วางอยู่ในแนวเอียงตั้งแต่ -90° ถึง $+90^{\circ}$ การทดลองกระทำที่อุณหภูมิการควบแน่น $24-38^{\circ}\text{C}$ ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดที่มุมเอียง $+30^{\circ}$ โดยมีค่ามากกว่าท่อเรียบร้อยละ 41 ไม่นานมานี้ Yarmohammadi และ Farhadi [25] ศึกษาเชิงทดลองต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของสารทำความเย็น R-404a

ระหว่างเกิดการควบแน่นภายในท่อที่มีร่องเกลียว การทดลองกระทำที่อุณหภูมิการควบแน่น $29.2-35.8^{\circ}\text{C}$ ผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงร้อยละ 59 และ 115 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบตามลำดับ รายละเอียดของงานวิจัยที่กล่าวไว้ข้างต้นถูกสรุปไว้ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 สมรรถนะทางความร้อนและความดันตกของการไหลสองเฟสในท่อที่มีร่องเกลียว

ผู้วิจัย	ของไหล	ภาวะการทดลอง	ท่อที่เพิ่มความร้อนสูงสุด	h_c/h_s	$\Delta P_c/\Delta P_s$
Thors และ Bogart [16]	R22	การระเหย, $T=1.67$, $G=75-400$, $q=10.5-58$, $x_{avg}=0.45$	$N_s=1$, $e/d_i=0.066$, $\theta=78^{\circ}$, $d_o=15.88$ mm	1.38-2.0	1.2-3.25
Targanski และ Cieslinski [17]	R-407C	การระเหย, $T=0$, $G=250-500$, $x_{avg}=0.35$	$p/d_i=0.68$, $e/d_i=0.051$, $d_i=8.8$ mm	1.05-1.2	1.7-1.8
Laohalertdecha และ Wongwises [18, 19]	R-134a	การควบแน่น, $T=40-50$, $G=200-700$, $q=5-10$, $x_{avg}=0.1-0.8$	$N_s=1$, $p/d_i=0.58$, $e/d_i=0.19$, $\theta=79.5^{\circ}$, $d_i=8.7$ mm	1.4-1.5	1.3-2
Laohalertdecha และคณะ [20, 21]	R-134a	การระเหย, $T=10-20$, $G=300-500$, $q=5-10$, $x_{avg}=0.1-0.8$	$N_s=1$, $p/d_i=0.58$, $e/d_i=0.19$, $\theta=79.5^{\circ}$, $d_i=8.7$ mm	1.2-1.3	1.2-1.75
Aroonrat และคณะ [22, 23]	R-134a	การระเหย, $T=10-20$, $G=200-400$, $q=20-30$, $x_{avg}=0.1-0.8$	$N_s=1$, $p/d_i=0.73$, $e/d_i=0.11$, $\theta=70^{\circ}$, $d_i=8.7$ mm	1.1-1.22	2.8-4.0
Khoeini และคณะ [24]	R-134a	การควบแน่น, $T=24-38$, $G=87-253$, $q=8.8-42.2$, $x_{avg}=0.2-0.8$	$N_s=1$, $p/d_i=0.96$, $e/d_i=0.18$, $\theta=75^{\circ}$, $d_i=8.32$ mm	1.27-1.41	-
Yarmohammadi และ Farhadi [25]	R-404a	การควบแน่น, $T=29.2-35.8$, $G=187-561$, $x_{avg}=0.18-0.85$	$N_s=1$, $p/d_i=0.57$, $e/d_i=0.17$, $d_i=8.7$ mm	1.34-1.59	1.1-2.15

หมายเหตุ: G = ฟลักซ์มวล ($\text{kg/m}^2\text{s}$), T = อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$), q = ฟลักซ์ความร้อน (kW/m^2), x_{avg} = คุณภาพไอโดยเฉลี่ย, h_c = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีร่องเกลียว, h_s = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อเรียบ, ΔP_c = ความดันตกของท่อที่มีร่องเกลียว, ΔP_s = ความดันตกของท่อเรียบ

5. บทสรุป

ท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันตกทั้งการไหลแบบเฟสเดียวและสองเฟส บัณฑิตทางกายภาพที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของท่อชนิดนี้คือ ระยะพิชช์ของเกลียว มุมฮิลิกซ์ ความลึกของร่องเกลียว และจำนวนเกลียวเริ่มต้น สำหรับการไหลแบบเฟสเดียวการทดลองกระทำที่เลขเรย์โนลด์ระหว่าง 100-100,000 สารทำงานที่ใช้ในการทดสอบคือ น้ำ อากาศ น้ำมัน และเอทิลีน ไกลคอล อัตราส่วนของเลขนัทเชลระหว่างท่อที่มีร่องเกลียวต่อท่อเรียบมีค่าอยู่ระหว่าง 1-4.7 และอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทานระหว่างท่อที่มีร่องเกลียวต่อท่อเรียบมีค่าอยู่ระหว่าง 1.05-15 สำหรับการไหลแบบสองเฟส สารทำงานที่มีการทดสอบคือสารทำความเย็น R-22, R407C, R-134a และ R-404a ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าท่อที่มีร่องเกลียวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกอยู่ในช่วงร้อยละ 5-100 และ 10-300 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ

6. คำแนะนำสำหรับงานในอนาคต

งานวิจัยเกี่ยวกับสมรรถนะเชิงความร้อนและความดันตกของการไหลแบบสองเฟสภายในท่อที่มีร่องเกลียวยังมีจำนวนน้อยมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งการศึกษาเกี่ยวกับสารทำความเย็นทางเลือกใหม่ เช่น R513A และ R1234yf ซึ่งยังไม่มียูเอเลกซ์ สารทำความเย็นเหล่านี้อาจมีการนำมาใช้งานแทนที่สารทำความเย็นเดิมในอนาคต ดังนั้นสมรรถนะเชิงความร้อนและความดันตกของสารทำความเย็นทางเลือกใหม่ ขณะเกิดการควบแน่นและการเดือดภายในท่อที่มีร่องควรจะถูกศึกษา นอกจากนี้สมรรถนะทางความร้อนของท่อที่มีร่องเกลียวสามารถปรับปรุงให้ดีขึ้นได้โดย

การศึกษาลักษณะรูปร่างของร่องเกลียวที่มีความเหมาะสมเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้มากที่สุดในขณะที่เกิดความดันตกเพียงเล็กน้อย ท่อที่มีร่องเกลียวที่มีระยะพิชช์และความลึกของร่องเกลียวที่แตกต่างไปจากเดิมควรจะถูกศึกษา

7. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี (มจธ.) สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช.), โครงการพัฒนามหาวิทยาลัยวิจัยแห่งชาติ, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ ที่ให้การสนับสนุนงานวิจัยนี้มาโดยตลอด

เอกสารอ้างอิง

- [1] K. Mimura, A. Isozaki, 1977, Heat transfer and pressure drop of corrugated tubes, Desalination 22, 131–139.
- [2] S. Ganeshan, M.R. Rao, 1982, Studies on thermohydraulics of single-and multi-start spirally corrugated tubes for water and time-independent power law fluids, Int. J. Heat Mass Transfer 25, 1013–1022.
- [3] X. Chen, X. Xu, S. Nguang, A.E. Bergles, 2001, Characterization of the effect of corrugation angles on hydrodynamic and heat transfer performance of four-start spiral tubes, ASME J. Heat Transfer 123, 1149–1158.
- [4] S. Rainieri, G. Pagliarini, 2002, Convective Heat Transfer to Temperature Dependent Property Fluids in the Entry Region of Corrugated Tubes, Int. J. Heat Mass Transfer 45, 4525–4536.

- [5] Y. Dong, L. Huixiong, C. Tingkuan, 2001, Pressure Drop, Heat Transfer and Performance of Single Phase Turbulent Flow in Spirally Corrugated Tubes, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 24, 131-138.
- [6] A. Barba, S. Rainieri, M. Spica, 2002, Heat Transfer Enhancement in a Corrugated Tube, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 29(3), 313-322.
- [7] P.G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma, 2004, Mixed Convection Heat Transfer and Isothermal Pressure Drop in Corrugated Tubes for Laminar and Transition Flow, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 31(5), 651-662.
- [8] S. Pethkool, S. Eiamsa-Ard, S. Kwankaomeng, P. Promvongse, 2011, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38, 340–347.
- [9] J. F. Seara, F.J. Uhía, 2012, Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for outer ammonia condensation, *Int. J. Refrig.* 35, 2022–2032.
- [10] A. Garcia, J. Solano, P. Vicente, A. Viedma, 2012, The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils, *Appl. Thermal Eng.* 35, 196–201.
- [11] A. A. R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, 2014, Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nanofluid in helically corrugated tube, *Exp. Thermal Fluid Science* 57, 188–199.
- [12] A. Harleß, E. Franz, M. Breuer, 2016, Experimental investigation of heat transfer and friction characteristic of fully developed gas flow in single-start and three-start corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 103, 538–547.
- [13] A. Harleß, E. Franz, M. Breuer, 2017, Heat transfer and friction characteristics of fully developed gas flow in cross-corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 107, 1076–1084.
- [14] M. Sun, M. Zeng, 2018, Investigation on turbulent flow and heat transfer characteristics and technical economy of corrugated tube, *Applied Thermal Engineering* 129, 1–11.
- [15] F. Andrade, A.S. Moita, A. Nikulin, A. L. N. Moreira, H. Santos, 2019, Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal flow in corrugated tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 140, 940–955.
- [16] P. Thors, J. Bogart, 1994, In Tube Evaporation of HCFC-22 with Enhanced Tubes, *J. Enhanced Heat Transfer* 1, 365–377.
- [17] W. Targanski, T.J. Cieslinski, 2007, Evaporation of R407C/Oil Mixtures inside Corrugated and Micro-Fin Tubes, *Appl. Therm. Eng.* 27(13), 2226-2232.
- [18] S. Laohalertdecha, S. Wongwises, 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 53, 2924-2931.
- [19] S. Laohalertdecha, S. Wongwises, 2011, Condensation heat transfer and flow characteristics of R-134a flowing through corrugated tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer 54, 2673–2682.
- [20] S. Laohalertdecha, S. Wongwises, 2011, An experimental study into the evaporation heat transfer and flow characteristics of R-134a refrigerant flowing through corrugated tubes, International Journal of Refrigeration 34, 280-291.
- [21] S. Laohalertdecha, A. S. Dalkilic, S. Wongwises, 2011, Correlations for evaporation heat transfer coefficient and two-phase friction factor for R-134a flowing through horizontal corrugated tubes, International Communications in Heat and Mass Transfer 38, 1406-1413.
- [22] K. Aroonrat, S. Wongwises, 2011, Evaporation heat transfer and friction characteristics of R-134a flowing downward in a vertical corrugated tube, Experimental Thermal and Fluid Science 35, 20-28.
- [23] K. Aroonrat, A. S. Dalkilic, S. Wongwises, 2013, Experimental study on evaporative heat transfer and pressure drop of R-134a flowing downward through vertical corrugated tubes with different corrugation pitches, Experimental Heat Transfer 26, 41-63.
- [24] D. Khoeini, M.A. Akhavan-Behabadi, A. Saboonchi, 2012, Experimental study of condensation heat transfer of R-134a flow in corrugated tubes with different inclinations, International Communications in Heat and Mass Transfer 39, 138–143.
- [25] S. Yarmohammadi, M. Farhadi, 2016, Optimization of thermal and flow characteristics of R-404A vapor condensation inside corrugated tubes, Experimental Thermal and Fluid Science 79, 1–12.

ประวัติผู้ประพันธ์ :



ดร.คณิต อรุณรัตน์

- การศึกษา: ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต (เทคโนโลยีพลังงาน)
- งานวิจัยที่สนใจ: เทอร์โม

ไดนามิกส์ การถ่ายเทความร้อน กลศาสตร์ของไหล การไหลสองเฟสของแก๊สและของเหลว การทำความเย็นและการปรับอากาศ



รศ.ดร.วีระพันธ์ ด้วงทองสุข

- ปัจจุบันทำงานที่ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

- จบการศึกษา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จาก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

-งานวิจัยที่สนใจ ได้แก่ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน, กลศาสตร์ของไหล, ของไหล 2 สถานะ (แก๊ส-ของเหลว) และ ของไหลนาโน