

ผลของการเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนบริเวณผิวสัมผัสของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวชนิดสัมผัสด้านนอก

สุริยะ สุกรินทร์¹ มนุศักดิ์ งานทอง² และ สถาพร ทองวิค^{3*}

suriya_su@mail.rmutt.ac.th¹, manusak.j@en.rmutt.ac.th², sathaporn.th@en.rmutt.ac.th^{3*}

¹⁻³ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

Received	: 15-May-2021
Revised	: 9-Apr-2022
Accepted	: 18-Apr-2022

บทคัดย่อ

บทความฉบับนี้เป็นการนำเสนอการวิเคราะห์ทางความร้อนของขดท่อสารทำงาน (helical coil) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวชนิด coil-contract-shell (CCS) ซึ่งใช้งานร่วมกับระบบปั๊มความร้อน (Heat pump) ที่ผ่านขั้นตอนการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสด้านข้างของขดท่อสารทำงาน ด้วยกรรมวิธีการรีดจากท่อที่มีหน้าตัดกลม (OC) ให้หน้าตัดของท่อมีลักษณะแบน (FC) ผลของการทดสอบในตัวอย่างขดท่อสารทำงานทั้ง 3 แบบ โดยใช้ น้ำอุณหภูมิ 50 °C เป็นสารทำงาน และควบคุมอัตราการไหลในอยู่ช่วง 0.2-2.5 ลิตรต่อนาทีภายใต้สภาวะอุณหภูมิบริเวณผิวท่อคงที่ พบว่าตัวอย่างขดท่อที่ผ่านกรรมวิธีการรีดแล้วนั้นจะไฮดรอลิกไดมิเตอร์สูงขึ้น จากการทดสอบตัวอย่าง FC ที่มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์สูงสุด มีการถ่ายเทความร้อนรวมลดลงเฉลี่ย 21% และความสามารถในการพาความร้อนลดลง เมื่อเทียบกับตัวอย่าง FC ที่มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์ต่ำที่สุด โดยมีอัตราการไหลเป็นปัจจัยเสริม ในทางกลับกันตัวอย่าง FC ที่มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์สูงสุดนั้น มีการถ่ายเทพลังงานความร้อนบริเวณผิวข้างเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 37% ซึ่งถือว่าเป็นผลดีต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เพราะเป็นการถ่ายเทพลังงานความร้อนในด้านที่สัมผัสกับถังเก็บสารตัวนำ เมื่อเทียบกับท่อกกลมหรือ FC ที่มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์ต่ำที่มีการถ่ายเทความร้อนรวมที่สูงกว่า แต่กลับเป็นการถ่ายเทความร้อนไปสู่ด้านที่หุ้มฉนวนกันความร้อนเสียเป็นส่วนใหญ่

คำสำคัญ: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียว ปั๊มความร้อน การถ่ายเทความร้อน พลังงานทดแทน

Effect of Increasing the Heat Transfer Area in Helical Coil Contract Shell Heat Exchanger

Suriya Sukarin¹, Manusak Janthong² and Sathaporn Thongwik^{3*}

suriya_su@mail.rmutt.ac.th¹, manusak.j@en.rmutt.ac.th², sathaporn.th@en.rmutt.ac.th^{3*}

¹⁻³ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Thanyaburi

Received	: 15-May-2021
Revised	: 9-Apr-2022
Accepted	: 18-Apr-2022

Abstract

This paper presents the thermal analysis in the helical coil of coil-contract-shell type heat exchanger (CCS). This in use helical coil is applied through increasing the lateral contact surface area by rolling. This process causes a pipe with a round cross-section (OC) to be converted to a pipe that is flat. (FC) and make it hydraulic diameter increase. Three FC samples were tested using water at 50 °C as the working medium and the flow rate was controlled between 0.2-2.5 l/min under constant tube surface temperature conditions. The FC with the highest hydraulic diameter had an average 21% reduction in total heat transfer and reduced convection capacity compared to the FC sample with the lowest hydraulic diameter, with flow rate is an auxiliary factor. This test showed an average increase in heat energy transfer over the flanks. 37% in the example FC with the maximum hydraulic diameter. This result is beneficial for the CCS heat exchanger because it transfers the heat energy on the side in contact with the conductor storage tank. Compared to FC with similar OC hydraulic diameter has a high total heat transfer, but most of the heat is transferred to the insulated side.

Keywords: helical heat exchanger, heat pump, heat transfer, Renewable energy

1. บทนำ

ระบบปั๊มความร้อน (Heat pump) เป็นระบบผลิตความร้อนชนิดหนึ่งที่ใช้หลักการดึงความร้อนจากกระบวนการทางความร้อนต่างๆ มาถ่ายเทให้กับสารทำงาน แล้วนำความร้อนที่ได้นั้นไปใช้การอุปโภคหรือ บริโภค รวมถึงการปรับอากาศในบริเวณที่ต้องการความร้อน[1] [2] ซึ่งในปัจจุบันการพัฒนาเรื่องของประสิทธิภาพของระบบปั๊มความร้อนนั้นมีความก้าวหน้าเป็นอย่างมาก ในทางวิชาการสามารถจำแนกประเภทของระบบปั๊มความร้อนตามการศึกษา Giti Nouri et al. [3] ได้ดังนี้

1. กลุ่มระบบปั๊มความร้อนที่ใช้งานร่วมกับระบบพลังงานใต้พื้นโลก (Geothermal Energy) ซึ่งกลุ่มนี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 แบบย่อย คือ ground source heat pump systems (GSHPs) และ Ground coupled heat pumps (GCHPs)

2. กลุ่ม solar assisted ground source heat pump system (SAGSHPs) เป็นการนำเอาระบบพลังงานแสงอาทิตย์มาช่วยในการทำงานของระบบปั๊มความร้อน ระบบชนิดนี้เป็นที่นิยมเป็นอย่างมากเพราะง่ายต่อการติดตั้งและใช้งาน

นอกจากการแบ่งประเภทของระบบปั๊มความร้อน ตามลักษณะของการใช้งานแล้ว Zhiyao Yang et al. [4] ได้นำเสนอลักษณะของปั๊มความร้อนตามการดูดซับพลังงาน โดยแบ่งออกเป็นการดูดจากสารที่สถานะเป็นของเหลวหรือก๊าซ

เมื่อพิจารณาถึงอุปกรณ์พื้นฐานของระบบปั๊มความร้อน นั้น จะ ประกอบด้วย Compressor, Evaporator ,Condenser ,Pipe line [5] ซึ่งอุปกรณ์ดังกล่าวนี้เป็นอุปกรณ์พื้นฐานที่พบในระบบทำความเย็นปกติเช่นกัน แต่ในกรณีของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดซับนั้นจะมี Absorber และ Generator เพิ่มมาในระบบ [6] ในกรณีที่ระบบปั๊มความร้อนนั้นมีการนำเอาระบบพลังงานแสงอาทิตย์มาช่วยในการทำงาน [7] จะมีการเพิ่มชุดแผงรับความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar collector) หรือ แผงผลิตความร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar air collector) หรือ

ชุดแผงผลิตไฟฟ้าและความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Photovoltaic/thermal) เพิ่มเข้าไปในระบบ ซึ่งปัจจุบันมีการศึกษาทดสอบ และเปรียบเทียบการทำงานของระบบกันอย่างกว้างขวาง เช่น Bellos et al. [8] ได้ศึกษาเปรียบเทียบการใช้งานของระบบพลังงานแสงอาทิตย์ช่วยการทำงานของ Heat pump ถึง 4 แบบประกอบด้วย

1. การผลิตอากาศร้อนด้วยปั๊มความร้อนร่วมกับแผงผลิตไฟฟ้าพลังงานแสงอาทิตย์ (PV modules)

2. การผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนร่วมกับแผงผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (flat plate collectors)

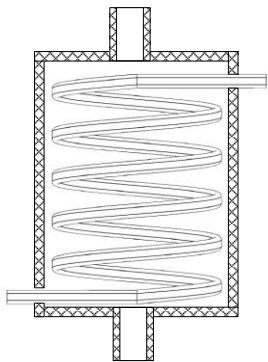
3. การผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนร่วมกับแผงผลิตไฟฟ้าและน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (PV/T)

4. การผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนร่วมกับแผงผลิตไฟฟ้าพลังงานแสงอาทิตย์ (PV modules) และแผงผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (flat plate collectors)

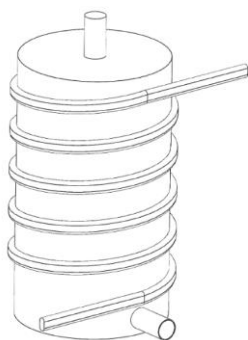
เช่นเดียวกับการทดลองของ Rithy Kong et al. [9] ที่นำระบบ Photovoltaic/thermal (PV/T) มาใช้งานร่วมกับระบบปั๊มความร้อน นอกจากนั้นยังมีการนำ Ground heat exchanger มาใช้งานร่วมกับระบบปั๊มความร้อน ซึ่งระบบนี้เรียกว่า Ground-coupled heat pump (GCHP) ซึ่งเป็นการนำพลังงานความร้อนใต้พิภพมาช่วยในการทำงานของระบบปั๊มความร้อน และยังมีกรณีการนำระบบดังกล่าวมาใช้งานร่วมกับระบบผลิตความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งเรียกระบบเช่นนี้ว่า Hybrid ground-coupled heat pump (HGCHP) [10]

จากที่ได้กล่าวมาทั้งหมดนั้นคือลักษณะของระบบปั๊มความร้อนที่มีการศึกษาและมีการตีพิมพ์ในวารสารทางวิชาการต่างๆ หากพิจารณาระบบทุกแบบที่ได้กล่าวมาในขั้นต้นนั้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ถือเป็นอุปกรณ์ที่มีบทบาทสำคัญมากในกระบวนการถ่ายเทพลังงานความร้อนของระบบปั๊มความร้อน เนื่องจากประสิทธิภาพของระบบปั๊มความร้อนที่สูงขึ้น ย่อมเกิดมาจากการเลือกใช้งาน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพ ซึ่งบทความฉบับนี้จะกล่าวถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนของ liquid vapor heat exchanger ที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานและสารตัวนำซึ่งในที่นี้คือน้ำ โดยน้ำที่ได้รับพลังงานมานั้นจะถูกนำไปใช้งานภายในที่พักอาศัย (Domestic hot water) ซึ่งจุดดังกล่าวนี้ถือเป็นจุดหนึ่งที่มีผลต่อค่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบปั๊มความร้อน (COP) [11] ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้งาน ณ จุดนี้มีให้เลือกใช้งานหลายประเภท โดยผู้เขียนจะกล่าวถึงเฉพาะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียว (helical heat exchanger) เท่านั้น



รูปที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวชนิด coil-in-shell (CNS)



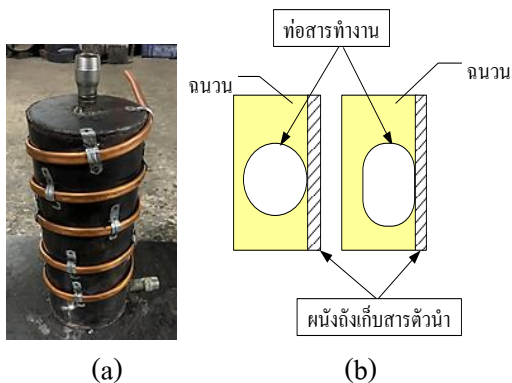
รูปที่ 2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวชนิด coil-contract-shell (CCN)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นท่อขดเกลียวโดยมีสารทำงานไหลภายในท่อ ดังแสดงในรูปที่

1 และรูปที่ 2 จากการศึกษาของ Chingulpitak et al. [12] พบว่าการไหลภายในท่อขดเกลียวซึ่งมีลักษณะเดียวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวนั้นมีแรงดันตกคร่อม (Pressure drop) เกิดขึ้นสูงกว่าท่อที่มีลักษณะตรง (straight tube) ถึง 20 % นอกจากนั้นเส้นผ่านศูนย์กลางของขดท่อ (Coil diameter) และอัตราส่วนการขด (Curvature ratio) นั้นมีผลต่อความต้านทานการไหล (Friction factor) ของสารทำงานซึ่งไหลอยู่ในท่อ ในการไหลเช่นนี้การแลกเปลี่ยนความร้อนจะเกิดที่บริเวณผิวของท่อ ซึ่งสอดคล้องกับการศึกษาของ Blanco et al. [13] ที่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียว ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อทองแดงขดเกลียวซึ่งมีผนังด้านหนึ่งของท่อสัมผัสกัน โดยพลังงานความร้อนจะเกิดการถ่ายเทในบริเวณที่พื้นผิวของท่อสัมผัสกัน

ปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวที่นิยมใช้งาน มีลักษณะติดตั้งคู่กับเก็บน้ำร้อน โดยที่ขดท่อสารทำงาน (Helical coil) จะถูกติดตั้งภายใน ในลักษณะแช่อยู่ในน้ำ ลักษณะนี้เรียกว่า coil-in-shell (CNS) ซึ่งในบทความทางวิชาการหลายฉบับได้มีการศึกษา Heat exchanger ชนิดนี้กันอย่างแพร่หลาย Jamshidi et al. [14] ได้นำเสนอผลการทดลองที่กล่าวถึงระยะพิชต์ coil diameter ของ helical มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของระบบ การทดลองของ N. Ghorbani et al. [15] แสดงให้เห็นว่าผลของ Nusselt number นั้นไม่มีความสัมพันธ์กับ Reynolds number อันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงขนาดของท่อ (Tube diameter) แต่พื้นผิวทั้งหมดของขดท่อต่างหากที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน แต่เมื่อพิจารณาลักษณะของ CNS จะเห็นว่าขดท่อสารทำงาน (Coil) ซึ่งโดยปกติจะใช้สารทำความเย็นเป็นสารทำงานนั้นถูกติดตั้งในถัง (Shell) จากการศึกษาของ Askar et al. [16] พบว่าการระเหิดของสารทำความเย็น (R32) ในระบบปิดมีความรุนแรงกว่าการระเหิดของสารในกลุ่ม methane หรือ propane ถึงแม้ R32 นั้นมีความเร็วในการเผาไหม้ที่ต่ำกว่า ซึ่ง Colbourne et al. [17] ได้เสนอวิธีการลดอันตรายที่เกิดจากการรั่วไหลของสารทำงาน

อย่างมีนัยสำคัญ โดยการทำให้เกิดการถ่ายเทของอากาศรอบๆ บริเวณที่เกิดการรั่วไหลเพื่อให้เกิดการกระจายตัวที่ต่ำกว่าขีดจำกัดที่จะทำให้เกิดการติดไฟจากปัญหาดังกล่าว จึงมีการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวในลักษณะ coil-contract-shell (CCS) ขึ้นดังแสดงในรูปที่ 2 ซึ่งมีความปลอดภัยมากกว่าแบบ CNS ดังแสดงในภาพที่ 3 (a) ซึ่งเป็นชิ้นงานจริงของ CNS ที่ประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดเกลียวเข้ากับถังเก็บสารตัวนำเรียบร้อยแล้ว และพร้อมที่จะเข้าสู่ขั้นตอนการหุ้มฉนวนกันความร้อน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าขดท่อสารทำงานนั้นไม่ได้ถูกติดตั้งในพื้นที่ปิด แต่ CCS นั้นกลับมีข้อเสียในเรื่องของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่น้อยกว่า CNS ด้วยปัญหาดังกล่าวหากทำการเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนในบริเวณด้านข้างของท่อสารทำงาน ดังแสดงในภาพที่ 3 (a) ซึ่งบริเวณดังกล่าวนี้จะต้องไปสัมผัสโดยตรงกับถังเก็บสารตัวนำ จึงถือเป็นอีกแนวทางหนึ่งที่จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้แก่ CCS ได้ ซึ่งในประเด็นนี้จึงเป็นประเด็นที่น่าสนใจในการทำวิจัยของผู้เขียนในครั้งนี้



รูปที่ 3 เปรียบเทียบผิวสัมผัสของการถ่ายเทความร้อนของ CCN

2.การทดสอบระบบ

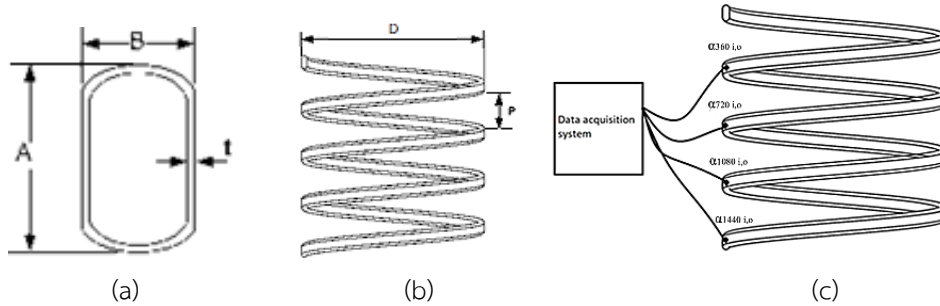
เมื่อพิจารณากระบวนการถ่ายเทความร้อนของ CNS จะต้องกล่าวถึงการนำความร้อนที่บริเวณผิวสัมผัสระหว่าง FC และผนังของถังเก็บสารตัวนำเป็นหลัก เนื่องจากสารทำงานเมื่อไหลภายในขดท่อเกลียวจะมีการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังของท่อ (Coil Shell :

CS) จากนั้นจึงถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังของถังบรรจุสารตัวนำ ในกระบวนการนี้ปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบคือ พื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างผนังของท่อสารทำงาน (Coil Shell Contract Area : CA) และผนังของถังสารทำงาน ดังรูปที่ 3 (b) ในกรณีของท่อหน้าตัดกลม (OC) ซึ่งมีพื้นที่ผิวสัมผัสที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับท่อที่มีลักษณะแบน (FC) ดังนั้นหากทำการเพิ่มพื้นที่ผิวข้างของท่อสารทำงาน ด้วยกรรมวิธีการรีดให้ท่อสารทำงานเป็นแบบ FC ย่อมส่งผลต่อกระบวนการถ่ายเทความร้อนของ CCS อย่างมีนัยสำคัญ ผู้เขียนจึงทำการสร้างขดท่อสารทำงานจากท่อทองแดงซึ่งมีหน้าตัดวงกลม ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (d) 10 mm หนา (t) 1mm แล้วนำมารีดให้มีลักษณะเป็น FC ตามภาพที่ 4 โดยมีความสูง (A) และความกว้าง (B) ของหน้าตัดท่อแตกต่างกัน 3 แบบ ดังแสดงในตารางที่ 1 โดยกำหนดตัวอย่างทั้ง 3 นั้นมีขดเกลียวจำนวน 4 รอบ (C) มีระยะพิตช์ (P) 50 mm และมีเส้นผ่านศูนย์กลางของขดท่อ (D) คือ 180 mm เท่ากัน ซึ่งกระบวนการดังกล่าวทำให้ FC ทั้ง 3 มีความแตกต่างของขนาดพื้นที่ผิวข้างด้านที่สัมผัสถังเก็บสารตัวนำและไฮดรอลิกไดมิเตอร์ แต่มีอัตราส่วนการขด (Curvature ratio) ที่เท่ากัน

จากนั้นนำตัวอย่างของ FC แต่ละชุดมาติดตั้ง Thermocouple type K สำหรับเก็บข้อมูลอุณหภูมิของผนังท่อ (T_s) เพื่อใช้ในการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ FC อ้างอิงตามสมการที่ 2 และ 3 ตามลำดับ โดยติดตั้งที่บริเวณผนังของขดท่อทั้งด้านในและด้านนอก นับจากจุดทางเข้าของสารทำงานในตำแหน่ง 360° 720° 1080° และ 1440° ตามแนวการบิดของ FC ดังแสดงในรูปที่ 4(c) ซึ่งในบทความฉบับนี้ผู้เขียนจะนำเสนอเฉพาะการเปรียบเทียบ สภาวะการไหลภายในและการถ่ายเทความร้อนของ FC แต่ละตัวอย่างเท่านั้น จึงมิได้ประกอบ FC เข้ากับถังเก็บสารตัวนำ แต่นำตัวอย่างของ FC แต่ละแบบไปแช่ในอ่างน้ำซึ่งมีการควบคุมอุณหภูมิคงที่ เพื่อให้ FC ที่ทำการทดสอบอยู่ในสภาวะ Constant Surface temperature [18] การทดสอบนี้ผู้เขียนควบคุมอัตราการไหล(m) ตลอดการทดสอบ

อยู่ในช่วง 0.2 ถึง 2.5 L/min โดยสารทำงานที่ไหลเข้าสู่ FC ตัวอย่างเป็นน้ำที่ควบคุมอุณหภูมิ 50°C ด้วยเครื่องทำความร้อนขนาดขนาด 4000 W โดยติดตั้ง

Thermocouple type K ในบริเวณทางเข้า (T_{ic}) และออกของขดท่อ (T_{oc}) เพื่อบันทึกข้อมูลสำหรับนำไปใช้วิเคราะห์ตามสมการที่ 1 และ 2 ตามลำดับ

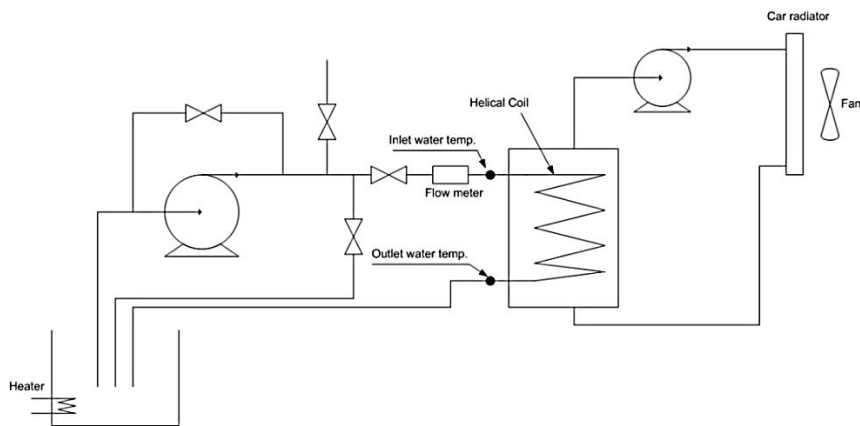


รูปที่ 4 ลักษณะของ Helical Coil ที่ใช้ในการทดสอบและการติดตั้งเครื่องมือวัด

ตารางที่ 1 ขนาดของขดท่อตัวอย่างที่ใช้ในการทดสอบ

ตัวอย่าง	A (mm)	B (mm)	A_{all} (m ²)	A_{wall} (m ²)	D_h (mm)
FC-1	16.00	8.00	0.096	0.0183	11.11
FC-2	14.00	10.00	0.079	0.0092	12.03
FC-2	15.00	9.00	0.094	0.0137	11.68

$t = 1 \text{ mm.}$, $P=50\text{mm.}$, $D=180 \text{ mm.}$, $C = 4$



รูปที่ 5 แผนภาพชุดทดสอบ

3. ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผล

กระบวนการวิเคราะห์ทางความร้อนตามที่มีผู้เขียนได้จัดอุปกรณ์ดังแสดงในภาพที่ 5 ซึ่งมีรายละเอียดตามที่ได้อธิบายไปแล้วนั้น พลังความร้อนที่เกิดขึ้นจากการไหลภายในขดท่อ FC จะถูกถ่ายเทไปสู่ น้ำในอ่างทั้งหมด ซึ่งการวิเคราะห์นี้จะแบ่งออกเป็น 2

ส่วน คือการวิเคราะห์ความร้อนรวม (\dot{Q}_{all}) อ้างอิงตามสมการที่ 1 ซึ่งเป็นการวิเคราะห์จากพื้นที่ผิวของ FC ทั้งหมด (A_{all}) และวิเคราะห์ความร้อนบริเวณพื้นผิวสัมผัสกับผนังของถังเก็บสารตัวนำ (\dot{Q}_{wall}) ซึ่งพิจารณาเฉพาะพื้นผิวของข้างด้านในของ FC (A_{wall}) เท่านั้น โดยอ้างอิงตามสมการที่ 5

$$\dot{Q}_{all} = \dot{m}c_p(T_{oc} - T_{ic}) \quad (1)$$

$$\Delta T_{LM,all} = T_s - \frac{T_i + T_e}{2} \quad (2)$$

$$h = -\frac{\dot{Q}_{all}}{A_{all} \Delta T_{LM,all}} \quad (3)$$

$$\dot{q}_{all} = \frac{\dot{Q}_{all}}{A_{all}} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{wall} = \dot{q}_{all} A_{wall} \quad (5)$$

เมื่อ T_{oc} คือ อุณหภูมิน้ำออก FC (°C)
 T_{ic} คือ อุณหภูมิน้ำเข้า FC (°C)
 T_s คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของพื้นผิว FC (°C)
 T_i คือ อุณหภูมิสารทำงานเข้า FC (°C)
 T_e คือ อุณหภูมิสารทำงานออก FC (°C)
 \dot{q}_{all} คือ ฟลักซ์ความร้อนรวม (W/m^2)
 h คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

การวิเคราะห์การไหลภายในท่อของ FC
 คำนวณเลขลันด์นัมเบอร์ (Nu) และ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) ดังสมการที่ 6 และ 7

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (6)$$

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} \quad (7)$$

$$D_h = 4 \left[\frac{\frac{\pi B^2}{4} + B(A-B)}{\pi B + 2(A-B)} \right] \quad (9)$$

เมื่อ D_h คือ ไฮดรอลิกไดมิเตอร์ [19] โดยตัวแปร A และ B อ้างอิงตามภาพที่ 4 (a)

การวิเคราะห์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายในท่อนั้น จากงานวิจัยของ E. Pavan Kumar et.al. [20] ได้ใช้วิธีการวิเคราะห์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการหาผลต่างของความดันภายในขดท่อ (ΔP) อ้างอิงตามสมการ 10

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u^2 L} \quad (10)$$

เนื่องจากการทดสอบในบทความฉบับนี้มีช่วงอัตราการไหลที่ต่ำประกอบกับขนาดของไฮดรอลิกไดมิเตอร์ต่อความยาวของขดท่อนั้นมีความแตกต่างกันมาก จึงทำให้ยากต่อการวิเคราะห์ด้วยการหาผลต่างของความดันภายในขดท่อ (ΔP) ผู้เขียนจึงใช้วิธีการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Schmidt [21] [22] ซึ่งใช้สำหรับวิเคราะห์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของการไหลภายในขดท่อ ซึ่งเป็นวิธีการที่ได้รับการยอมรับและมีการอ้างอิงในวารสารทางวิชาการอย่างแพร่หลาย ซึ่งขดท่อนั้นจะมี $\frac{D_h}{D}$ อยู่ในช่วง 4.91-81.1 โดยอ้างอิงตามสมการที่ 11-13

กรณี $100 < Re < Re_{cr}$

$$f = \left[1 + 0.14 \left(\frac{D_h}{D} \right)^{0.97} Re^k \right] \frac{16}{Re} \quad (11)$$

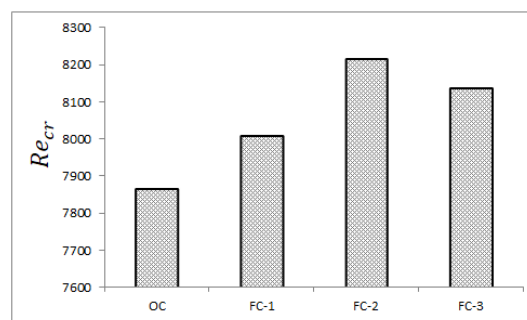
$$k = 1 - 0.644 \left(\frac{D_h}{D} \right)^{0.312}$$

กรณี $Re_{cr} < Re < 22000$

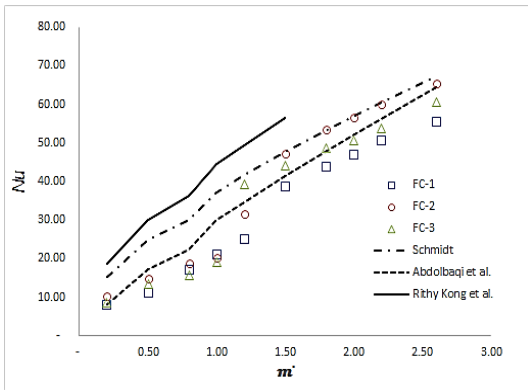
$$f = \left[1 + \frac{28800}{Re} \left(\frac{D_h}{D} \right)^{0.62} \right] \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (12)$$

กรณี $22000 < Re < 150000$

$$f = \left[1 + 0.0823 \left(1 + \frac{D_h}{D} \right) \left(\frac{D_h}{D} \right)^{0.53} Re^{0.25} \right] \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (13)$$



รูปที่ 6 เปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤตของขดท่อตัวอย่างที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 7 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล (m) และค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อน (Nu)

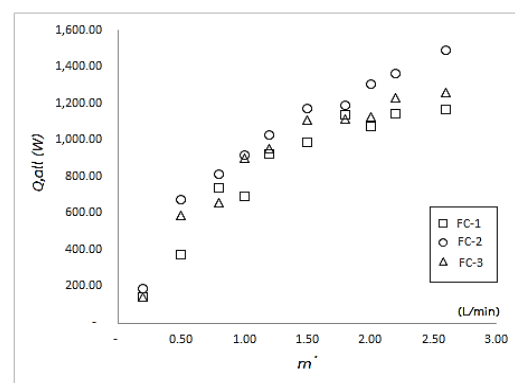
การทดสอบในบทความฉบับนี้กำหนดให้ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤต (Re_{cr}) ซึ่งเป็นจุดแบ่งสภาวะการไหลราบเรียบ (laminar flow) และปั่นป่วน (Turbulent flow) อ้างอิงการตามสมการที่ 14 [21] [22] ดังนี้

$$Re_{cr} = 2300 \left\{ 1 + 8.6 \left[\frac{d}{D} \right]^{0.45} \right\} \quad (14)$$

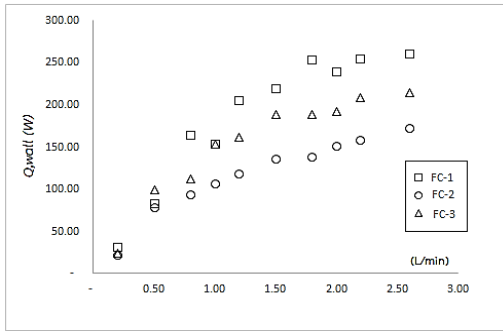
เมื่อพิจารณาค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤต (Re_{cr}) ตามผลลัพธ์ดังแสดงในภาพที่ 6 ผลของการนำท่อสารทำงานไปรีดทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของไฮดรอลิกไดมิเตอร์ (D_h) การเปลี่ยนแปลงนี้ส่งผลโดยตรงต่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤต กล่าวคือใน OC จะมีการเข้าสู่สภาวะการไหลแบบปั่นป่วน ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำกว่า FC ถึง 4.27% เมื่อเทียบกับ FC-2 ที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤตสูงสุดในชุดท่อตัวอย่าง และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างตัวอย่าง FC ทั้ง 3 พบว่า FC-1 นั้นมีการเข้าสู่สภาวะการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำสุด ต่ำกว่า FC-2 และ FC-3 คิดเป็น 2.53% และ 1.6% ตามลำดับ

เมื่อเปรียบเทียบผลของค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลใดๆ กับผลการทดสอบของ Schmidt [21] [22] และ Rithy Kong et al. [23] ซึ่งลักษณะเป็น OC และมีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ FC ก่อนเข้าสู่กรรมวิธีการรีดคือ 10 mm และเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Abdolbaqi et al. [24] ซึ่งมีหน้าตัดท่อแบบเดียวกับ

FC แต่ท่อนั้นท่อมีลักษณะเหยียดตรง (Straight flat tubes :SFT) พบว่าในช่วงอัตราการไหลที่ต่ำกว่า 1.5 L/min ค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อนของ FC ทั้ง 3 ตัวอย่างนั้นมีค่าต่ำกว่า OC และ SFT แต่เมื่อเพิ่มอัตราการไหลผลลัพธ์ของค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อนใน FC ทั้ง 3 นั้นลู่เข้าหาผลการทดลองของ OC โดยที่ FC-2 มีแนวโน้มลู่เข้าหาผลลัพธ์ของ OC มากที่สุดรองลงมาคือ FC-3 และ FC-1 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบผลของค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อนระหว่าง FC ทั้ง 3 ตัวอย่างนั้นพบว่าในช่วงอัตราการไหลต่ำกว่า 1.5 L/min ไม่เกิดความแตกต่างของค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อน แต่เมื่อเพิ่มอัตราการไหลจะเริ่มเกิดความแตกต่างของค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อนอย่างเห็นได้ชัด โดย FC-2 ซึ่งมีไฮดรอลิกไดมิเตอร์สูงที่สุดจะมีค่าตัวเลขถ่ายเทความร้อนสูงกว่า FC-3 และ FC-1 ที่มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์รองลงมา นั้นหมายความว่า การเพิ่มพื้นที่ผิวข้างของท่อด้วยกรรมวิธีการรีดนั้น มีผลต่อการพาความร้อนของท่อตัวอย่าง โดยที่มีช่วงอัตราการไหลของสารทำงานภายในท่อเป็นปัจจัยที่ช่วยเสริมทำให้เกิดความแตกต่างที่ชัดเจน นอกจากนั้นการเปลี่ยนแปลงลักษณะหน้าตัดท่อใน FC ตัวอย่างอันจากการเพิ่มพื้นที่ด้วยกรรมวิธีการรีดนั้น เป็นผลทำให้การพาความร้อนของ FC นั้นลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับ OC และเมื่อมีการเพิ่มพื้นที่ผิวข้างมากขึ้นจะยิ่งเป็นปัจจัยเสริมทำให้ความสามารถในการพาความร้อนของ FC นั้นมีแนวโน้มต่ำลงไปอีก ดังแสดงในรูปที่ 7

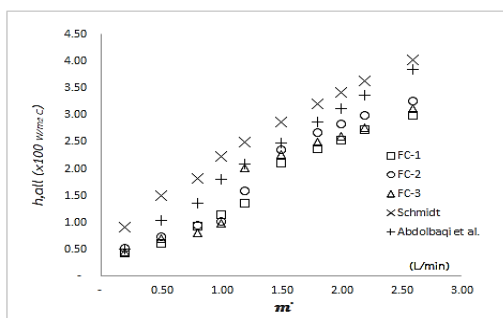


รูปที่ 8 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล (m) และ ความร้อนรวม (Q_{tot})



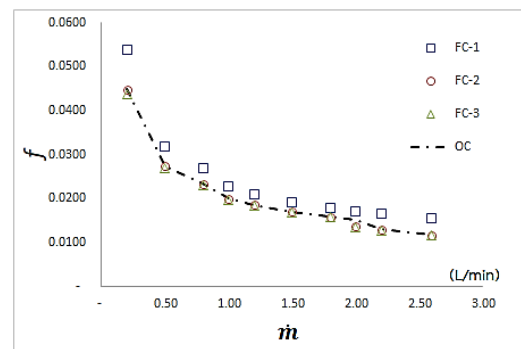
รูปที่ 9 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล (m) และความร้อนบริเวณพื้นผิวสัมผัส (Q_{wall})

เมื่อพิจารณาพลังงานความร้อนรวมของชุดท่อตัวอย่าง (Q_{all}) ซึ่งเป็นการพิจารณาจากพื้นที่รวมทั้งหมดของชุดท่อพบว่า ความร้อนรวมใน FC-2 นั้นมีพลังงานความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับ FC-1 ถึง 21% และสูงกว่า FC-3 ถึง 11.7% ดังแสดงในรูปที่ 8 ซึ่งแนวโน้มของความแตกต่างของอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมระหว่าง FC-1 และ FC-2 นั้นจะเพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล นั้นหมายความว่า การเพิ่มพื้นที่ผิวข้างของชุดท่อนั้นเป็นปัจจัยหลักที่ทำให้ FC-2 มีแนวโน้มของอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมลด แต่ในกรณีค่าความร้อนที่เกิดขึ้นบริเวณผนังของ FC ในด้านที่จะต้องสัมผัสกับผนังของถังเก็บสารตัวนำนั้น ในตัวอย่าง FC-1 กลับมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าตัวอย่าง FC-2 ถึง 37% และสูงกว่า FC-3 ถึง 17.2% ดังแสดงในรูปที่ 9 ผลที่เกิดขึ้นนี้ทำให้ทราบว่าการเพิ่มปริมาณอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของ FC-2 นั้นจะสูงที่สุด แต่กลับเป็นการถ่ายเทไปสู่ด้านที่จะต้องมีการหมุนวนซึ่งเป็นด้านที่ไม่สามารถนำความร้อนไปใช้งานได้ ดังแสดงในรูปที่ 3(b)



รูปที่ 10 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล (m) และ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (h)

พิจารณาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (h) ซึ่งเป็นผลสืบเนื่องมาจากพลังงานความร้อนรวม (Q_{all}) อ้างอิงตามสมการที่ 3 พบว่าผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นนั้นมีแนวโน้มในลักษณะเดียวกันทุกตัวอย่างโดย FC-2 นั้นมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดในกลุ่มตัวอย่าง แต่ยังต่ำกว่าผลการทดลองของ Scmidit ซึ่งมีลักษณะแบบ OC และ Abdolbaqi et al. ซึ่งมีลักษณะแบบ SFT เมื่อเปรียบเทียบเฉพาะตัวอย่าง FC ทั้ง 3 ตัวอย่างพบว่าในช่วงอัตราการไหล 0.2-1.0 L/min นั้นเกิดความแตกต่างของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้นเพียงเล็กน้อย แต่ในช่วงการไหลตั้งแต่ 1.00 L/min เป็นต้นไปกลับเกิดความแตกต่างของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนอย่างชัดเจน โดยความแตกต่างนี้เป็นไปในลักษณะที่ FC-2 มีปริมาณของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดและรองลงมาคือ FC-3 และ FC-1 ตามลำดับ นั้นหมายความว่า การลดลงของไฮดรอลิกไดมิเตอร์ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของชุดท่อลดลง โดยการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นนี้มิได้เกิดจากไฮดรอลิกไดมิเตอร์เพียงอย่างเดียว แต่จะต้องมีช่วงของอัตราการไหลที่เหมาะสมเป็นองค์ประกอบด้วยจึงจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจน



รูปที่ 11 เปรียบเทียบสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเนื่องมาจากการไหล (f) ที่อัตราการไหลต่างๆ

จากรูปที่ 11 แสดงให้เห็นถึงสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่อัตราการไหลตลอดช่วงการทดสอบ ซึ่งแนวโน้มของ FC ทั้ง 3 ตัวอย่างนั้นเป็นไปในทิศทางเดียวกันกับ OC และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างตัวอย่างของ FC ทั้ง 3 ตัวอย่างพบว่า FC-1 นั้นมีสัมประสิทธิ์

แรงเสียดทานสูงสุด โดยสูงกว่า FC-2 เฉลี่ย 15.42% และสูงกว่า FC-3 เฉลี่ย 16.63% ซึ่งเป็นผลมาจาก การเพิ่มพื้นที่ผิวข้างด้วยกรรมวิธีการรีดนั้นทำให้ FC-1 มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์ต่ำที่สุด ส่วนใน FC-2 และ FC-3 ซึ่งมีรูปร่างของหน้าตัดท่อใกล้เคียงกับ OC จึงทำให้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานนั้นใกล้เคียงกับ OC

4. สรุป

เมื่อนำชุดท่อสารทำงานของ CCS ไปเข้าสู่กระบวนการเพิ่มพื้นที่ผิวข้างด้วยกรรมวิธีการรีด การกระทำนี้ทำให้หน้าตัดของท่อ OC เปลี่ยนไปเป็น FC ผลที่ตามมาคือการเพิ่มขึ้นของไฮดรอลิกไดมิเตอร์ ซึ่งถือเป็นตัวแปรต้นของการเปลี่ยนแปลงสภาวะการไหลภายในท่อและการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อสารทำงาน จากการทดสอบตัวอย่าง FC ทั้ง 3 แบบสามารถสรุปได้ดังนี้

1. การเพิ่มพื้นที่ผิวข้างด้วยกรรมวิธีการรีดมิได้เป็นปัจจัยเดียวที่จะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของ FC แต่จะต้องมีอัตราการไหลของสารทำงานภายในที่เหมาะสมด้วยจึงจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจน

2. การเพิ่มพื้นที่ผิวข้างด้วยกรรมวิธีการรีดทำให้ความสามารถในการพาความร้อน FC ลดลงเมื่อเทียบกับ OC และ SFT

3. การเพิ่มพื้นที่ผิวข้างด้วยกรรมวิธีการรีดนั้นทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของ FC นั้นลดแต่กลับเป็นการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในด้านที่สัมผัสกับผนังของถังเก็บสารตัวนำ ซึ่งถือว่าเป็นผลดีต่อ CCS เมื่อเปรียบเทียบกับ FC ที่มีไฮดรอลิกไดมิเตอร์ต่ำใกล้เคียงกับ OC ที่ความร้อนส่วนมากนั้นถ่ายเทไปในด้านที่มีการหุ้มฉนวน

จากข้อสรุปที่ได้จากการทดสอบนี้ ทำให้ทราบถึงพฤติกรรมการไหลของสารทำงานภายใน FC ซึ่งผลดังกล่าวช่วยให้ผู้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด CCS และสามารถทราบถึงผลของการเพิ่มพื้นที่ผิวข้างของ FC เพื่อให้ CCS นั้นมีประสิทธิภาพสูงขึ้น รวมถึงการเลือกใช้อุปกรณ์ต่อพ่วงเพื่อใช้งาน

ร่วมกับ CCS ที่ทำการออกแบบนี้ ได้อย่างถูกต้องและส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของระบบปั๊มความร้อน (COP) ที่สูงขึ้นต่อไป

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] Yang L, Yuan H, Peng J-W, Zhang C-L. Performance modeling of air cycle heat pump water heater in cold climate. *Renewable Energy*. 2016;87:1067-75.
- [2] Ramaraj S, Braun JE, Groll EA, Horton WT. Performance analysis of liquid flooded compression with regeneration for cold climate heat pumps. *International Journal of Refrigeration*. 2016;68:50-8.
- [3] Nouri G, Noorollahi Y, Yousefi H. Solar assisted ground source heat pump systems – A review. *Applied Thermal Engineering*. 2019;163.
- [4] Yang Z, Qu M, Gluesenkamp KR. Ammonia-based chemisorption heat pumps for cold-climate heating applications: A comprehensive review. *Applied Thermal Engineering*. 2020;179.
- [5] Arpagaus C, Bless F, Schiffmann J, Bertsch SS. Multi-temperature heat pumps: A literature review. *International Journal of Refrigeration*. 2016;69:437-65.
- [6] Gao P, Chang M-M, Zhang C-L, Shao L-L. System principles and applications of hybrid sorption-compression heat pump – A review. *International Journal of Refrigeration*. 2019;108:14-25.
- [7] Lazzarin R. Heat pumps and solar energy: A review with some insights in the future. *International Journal of Refrigeration*. 2020;116:146-60.
- [8] Bellos E, Tzivanidis C, Moschos K, Antonopoulos KA. Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems. *Energy Conversion and Management*. 2016;120:306-19.

- [9] Kong R, Deethayat T, Asanakham A, Kiatsiriroat T. Performance and economic evaluation of a photovoltaic/thermal (PV/T)-cascade heat pump for combined cooling, heat and power in tropical climate area. *Journal of Energy Storage*. 2020;30.
- [10] Yang H, Cui P, Fang Z. Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems. *Applied Energy*. 2010; 87(1):16-27.
- [11] Ortega I, Sieres J, Cerdeira F, Álvarez E, Rodríguez J. Performance analysis of a R407C liquid-to-water heat pump: Effect of a liquid-vapor heat exchanger and domestic hot water production. *International Journal of Refrigeration*. 2019;101:125-35.
- [12] Chingulpitak S, Wongwiset S. A comparison of flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic straight and helical capillary tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2011;38(3):398-404.
- [13] Blanco DL, Nagano K, Morimoto M. Experimental study on a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *Applied Thermal Engineering*. 2013;50(1):826-36.
- [14] Jamshidi N, Farhadi M, Ganji DD, Sedighi K. Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2013;51(1-2):644-52.
- [15] Ghorbani N, Taherian H, Gorji M, Mirgolbabaie H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2010;37(7):775-81.
- [16] Askar E, Schröder V, Schmid T, Schwarze M. Explosion characteristics of mildly flammable refrigerants ignited with high-energy ignition sources in closed systems. *International Journal of Refrigeration*. 2018;90:249-56.
- [17] Colbourne D, Suen KO. Comparative evaluation of risk of a split air conditioner and refrigerator using hydrocarbon refrigerants. *International Journal of Refrigeration*. 2015;59:295-303.
- [18] Yunus AC. *Heat and mass transfer: fundamentals and applications*: McGraw-Hill Education; 2019.
- [19] Hussein AM, Dawood HK, Bakara RA, Kadrigamaa K. Numerical study on turbulent forced convective heat transfer using nanofluids TiO₂ in an automotive cooling system. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2017;9:72-8.
- [20] Pavan Kumar E, Kumar Solanki A, Mohan Jagadeesh Kumar M. Numerical investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in the micro-fin helically coiled tubes. *Applied Thermal Engineering*. 2021;182.
- [21] Schmidt EFJCIT. Wärmeübergang und druckverlust in rohrschlangen. 1967;39(13):781-9.
- [22] Hardik BK, Baburajan PK, Prabhu SV. Local heat transfer coefficient in helical coils with single phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015;89:522-38.
- [23] Kong R, Deethayat T, Asanakham A, Kiatsiriroat T. Heat transfer phenomena on waste heat recovery of combustion stack gas with deionized water in helical coiled heat exchanger. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2018;12:213-22.

[24] Abdolbaqi MK, Azmi WH, Mamat R, Mohamed NMZN, Najafi G. Experimental investigation of turbulent heat transfer by counter and co-swirling flow in a flat tube fitted with twin twisted tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2016;75:295-302.