



การทดสอบสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรถ่ายใช้สารทำความเย็นที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมเป็นสารทำงาน

ธนาพล สุขชนะ

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน อีเมล: ton0019@hotmail.com, thanaphol.s@rmutsb.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2020.02.001

รับเมื่อ 10 มิถุนายน 2562 แก้ไขเมื่อ 2 ตุลาคม 2562 ตอรับเมื่อ 27 พฤศจิกายน 2562 เผยแพร่ออนไลน์ 4 กุมภาพันธ์ 2563

© 2020 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองเพื่อทดสอบสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรถ่ายใช้สารทำความเย็นกลุ่มที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมเป็นสารทำงาน เทอร์โมไซฟอนทำด้วยท่อทองแดงที่มีความสูงรวมเท่ากับ 1000 มม. ซึ่งมีอัตราส่วนพื้นที่ภาคตัดของท่อน้ำไอระเหยต่อท่อน้ำของเหลวเท่ากับ 4.46 ใช้สารทำความเย็น R134a, R32, R404a, R407C และ R410A เป็นสารทำงานด้วยอัตราการบรรจุเท่ากับ 20% ของปริมาตรระบบ ทำการทดลองในแนวตั้งตรงโดยให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ในช่วง 8.36–50.15 กิโลวัตต์/ตารางเมตร ขณะที่คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำเย็น อุณหภูมิทางเข้า 25°C และอัตราการไหลเชิงมวล 6.67×10^{-3} กก./วินาที จากผลการทดลองพบว่า สารทำความเย็นต่างชนิดกัน มีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรถ่ายใช้แตกต่างกัน โดย R32, R134a, R410A, R407C และ R404A มีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเท่ากับ 0.1124, 0.1140, 0.1145, 0.1180 และ 0.1199°C/วัตต์ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่า R32, R404A และ R410A มีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 30 กิโลวัตต์/ตารางเมตร ในขณะที่ R134a และ R407C มีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเมื่อ ฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 40 กิโลวัตต์/ตารางเมตร

คำสำคัญ: ความดันอิ่มตัว เทอร์โมไซฟอน สารทำความเย็น สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อน อุณหภูมิวิกฤต



Study of Heat Transfer Performance of a Loop Thermosyphon Using an Environment-friendly Refrigerants as a Working Fluid

Thanaphol Sukchana

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Suvarnabhumi, Phra Nakhon Si Ayutthaya, Thailand

* Corresponding Author, E-mail: ton0019@hotmail.com, thanaphol.s@rmutsb.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2020.02.001

Received 10 June 2019; Revised 2 October 2019; Accepted 27 November 2019; Published online: 4 February 2020

© 2020 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

Abstract

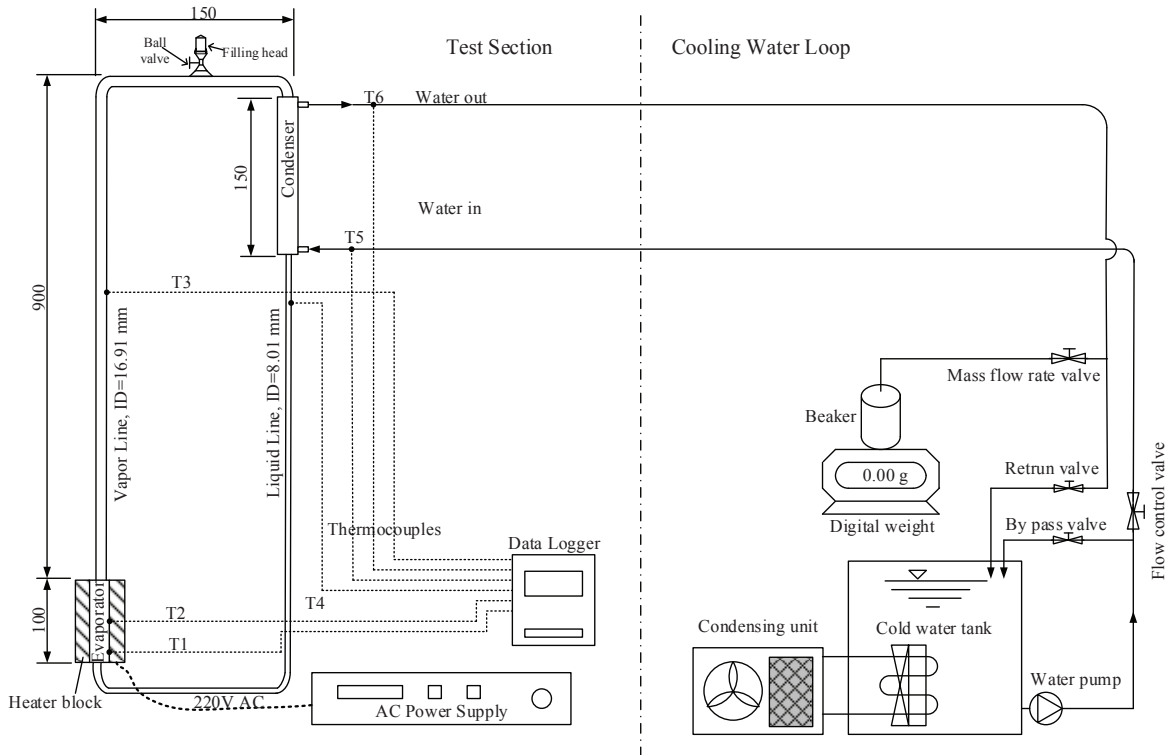
The objective of this study is to investigate the performance of a loop thermosyphon (LTS) by using environment-friendly refrigerants as the working fluids. An LTS is made of copper pipes with total height of 1,000 mm. The cross-sectional area ratio of the vapor pipe to liquid pipe is 4.46. The R134a, R32, R404a, R407C and R410A refrigerants are used as working fluids with the 20% volume-filling ratio. The experiment was conducted in a vertical orientation and the samples were heated by the electrical heater in the range of constant heat flux at 8.36–50.15 kW/m². A condenser was cooled by the cold water with inlet temperature of 25°C and 6.67×10⁻³ kg/s of mass flow rate. The results showed that each type of refrigerant affected heat transfer performance of the LTS differently. Specifically the R32, R134a, R410A, R407C and R404A have minimum total thermal resistance at 0.1124, 0.1140, 0.1145, 0.1180 and 0.1199°C/W respectively. It also has been found that R32, R404A and R410A have the minimum total thermal resistance with the 30 kW/m² heat flux while R134a and R407C has the minimum total thermal resistance when exposed to the heat flux of 40 kW/m².

Keywords: Critical Temperature, Heat Transfer Performance, Refrigerant, Saturated Pressure, Thermosyphon

1. บทนำ

เทอร์โมไซฟอนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้ในปัจจุบันโดยเฉพาะในการระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ และการประยุกต์ใช้งานทางด้านวิศวกรรมอื่นๆ ทั้งนี้ ได้มีการวิจัยพัฒนาทั้งรูปแบบและการประยุกต์ใช้งานกันอย่างกว้างขวาง สำหรับงานวิจัยเทอร์โมไซฟอนที่มีการตีพิมพ์ในประเทศไทยนั้นได้มีการวิจัยและพัฒนาอย่างต่อเนื่อง ดังเช่น สกฤดา [1] ได้รวบรวมการประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนในงานต่างๆ เช่น การอบแห้ง การระบายความร้อน การทำน้ำร้อน และการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศในการลดความชื้นขั่วเปลือกได้วิจัยและพัฒนาโดย ฉัตรชัย และ วิโรจน์ [2] ซึ่งใช้เทอร์โมไซฟอนแบบท่อเดี่ยวและใช้ R134a เป็นสารทำงาน สันติภาพ และ สมชาย [3] ได้สรุปการประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนในการเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศ ด้วยวิธีการใช้เทอร์โมไซฟอนสำหรับลดความชื้นการนำความชื้นของอากาศที่ปล่อยทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ในขณะที่ อนุมัติ และคณะ [4] ได้ทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศด้วยเทอร์โมไซฟอนชนิดสั้นวงรอบแบบมีวาล์วกันกลับที่ใช้ R134a, R123 และ Ethanol เป็นสารทำงานซึ่งสามารถทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 20% ต่อมา สุรินทร์ และ สุกัญญา [5] การลดความชื้นในระบบปรับอากาศด้วยเทอร์โมไซฟอนที่ใช้ R22 เป็นสารทำงานที่ช่วยทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของเครื่องปรับอากาศเพิ่มสูงขึ้น สุรเชษฐ และคณะ [6] พบว่าในการระบายความร้อนให้กับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ด้วยเทอร์โมไซฟอนช่วยทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นเฉลี่ยประมาณ 9% วสันต์ และ เต่น [7] พบว่า ผงทองแดงผสมกับน้ำเป็นสารทำงาน ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่มีหน้าตัดแบนเพิ่มขึ้น ธนาพล และ วันส [8] ได้นำเสนอเทคนิคการเติมสารทำความเย็นเพื่อเป็นสารทำงานสำหรับเทอร์โมไซฟอนด้วยวิธีการอัดไอเพื่อให้มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมและต้นทุนในการผลิต สำหรับงานวิจัยเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมีการตีพิมพ์ในต่างประเทศในช่วง 5 ปีที่ผ่านมาได้มีการวิจัยกันอย่างต่อเนื่อง ดังเช่น Tong และคณะ [9] พบว่า อัตราการเติม R744 เท่ากับปริมาตร

อีวาโปเรเตอร์ทำให้สมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนดีกว่าอัตราการเติมอื่นๆ Chen และ Yang [10] ประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมีการเติมสารทำความเย็นให้กับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยพบว่า สารทำงานอะซิโตนมีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนสูงกว่าน้ำ 7 เท่า ต่อมา Cao และคณะ [11] ได้ทดสอบการควบคุมการทำงานของเทอร์โมไซฟอนที่อุณหภูมิต่ำกว่า 0°C โดยใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงาน ด้วยการใช้อัตราส่วนความดันไอและของเหลวในระบบ ในปีเดียวกัน ธนาพล และ นริส [12] พบว่า เทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมีการเติมสารทำความเย็นให้ค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 28.2 กิโลวัตต์/ตารางเมตร โดยมี R134a เป็นสารทำงาน ในขณะที่ Kondou และคณะ [13] พบว่า เทอร์โมไซฟอนที่มี R134a และ R1234zc เป็นสารทำงานสามารถใช้กับฟลักซ์ความร้อนได้สูงขึ้นเมื่อมีผิวการเดือดซูเปอร์ไฮโดรฟิลิก (Super-hydrophilic) โดย Tong และคณะ [14], [15] ได้สรุปไว้ว่าภาวะความร้อนนั้นจะต้องสัมพันธ์กับขนาดของเทอร์โมไซฟอนโดยเฉพาะส่วนของอีวาโปเรเตอร์ซึ่งทำการทดสอบโดยใช้ R744 เป็นสารทำงาน และยังพบอีกว่าเทอร์โมไซฟอนจะมีประสิทธิภาพในการควบคุมตนเอง เมื่อใช้อีวาโปเรเตอร์แบบขนานนั้นจะต้องมีภาวะความร้อนที่ใกล้เคียงหรือเท่ากัน ในเวลาเดียวกัน Zhang และคณะ [16] พบว่าเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมีการเติม CO₂ เป็นสารทำงานจะต้องเติมด้วยปริมาณ 1.5 เท่าของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์จึงจะทำให้มีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนได้สูง ต่อมา Cao และคณะ [17] ทดสอบสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมีการเติมพบว่า ความสูงลำของของไหลในท่อไหลกลับมีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนโดยอัตราการเติมที่เหมาะสมเท่ากับ 90% ของความสูงส่วนอีวาโปเรเตอร์ ในปีเดียวกันนั้น Li และคณะ [18] พบว่า สารทำความเย็น R404A มีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนสูงกว่า R134a และ R600a ด้วยอัตราการเติม 50% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ ซึ่ง Liu และคณะ [19] พบว่า อัตราการเติม R134a เป็นสารทำงานนั้นมีผลกระทบต่อความผันผวนในการเดือดและสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอน ขณะที่



รูปที่ 1 ไดอะแกรมอุปกรณ์การทดลอง

Zhang และคณะ [20] พบว่า อัตราการเติมเท่ากับปริมาตรของอีวาโปเรเตอร์ก็ให้ผลดีเช่นกัน

ผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์ทั้งในประเทศและต่างประเทศแสดงให้เห็นว่าสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมันขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายตัว และสารทำงานที่เป็นสารทำความเย็นก็เป็นตัวแปรหนึ่งที่น่าสนใจ เนื่องจากเป็นสารทำงานที่มีจุดเดือดต่ำและความดันอิ่มตัวสูง จากงานวิจัยที่ผ่านมาจะพบสารทำความเย็นที่ถูกนำมาเป็นสารทำงานเพื่อการทดสอบ เช่น R134a, R123, R22, R744 และ R600a ซึ่งสารทำความเย็นบางชนิดนั้นยังมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมสูงสำหรับงานวิจัยในครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทดสอบสมรรถนะในด้านอุณหภูมิทำงานหรืออุณหภูมิผิวของอีวาโปเรเตอร์ประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อน และค่าความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอนที่ใช้สารทำความเย็นดังกล่าวเป็นสารทำงาน

2. การทดลอง

2.1 อุปกรณ์การทดลอง

เทอร์โมไซฟอนที่ใช้ในการทดลองทำด้วยท่อทองแดงที่มีขนาดดังรูปที่ 1 โดยมีความสูงรวม 1000 มม. ความยาวส่วนรับความร้อน (อีวาโปเรเตอร์) เท่ากับ 100 มม. ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล T1 และ T2 ที่ผิวท่อด้านนอกเพื่อนำอุณหภูมิที่ได้มาเฉลี่ยเป็นอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์ ส่วนระบายความร้อน (คอนเดนเซอร์) ยาว 150 มม. ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล T5 และ T6 โดยปลายสัมผัสกับน้ำโดยตรงเพื่อตรวจสอบอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าและออกสำหรับการคำนวณหาปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้ รวมทั้งใช้เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยในการคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนรวม ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (ID) ของอีวาโปเรเตอร์และท่อไอระเหยเท่ากับ 16.91 มม. ในขณะที่ท่อไอระเหยหลังการควบแน่นมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 8.01 มม. ซึ่งทำให้มี

อัตราส่วนพื้นที่ภาคตัดของท่อ นำไอระเหยต่อท่อ นำของเหลว เท่ากับ 4.46 ซึ่งจะทำให้ค่าของของไหลในท่อไหลกลับที่สูงขึ้น และส่งผลต่อประสิทธิภาพของเทอร์โมไซฟอนที่ดีขึ้น เนื่องจากแรงโน้มถ่วง [17] การทดลองตามไดอะแกรม ประกอบด้วยส่วนทำน้ำเย็นและส่วนการทดสอบ ซึ่งในส่วนของการทำน้ำเย็นมีความจุ 150 ลิตร และสามารถควบคุมให้อุณหภูมิ น้ำคงที่ได้ด้วยระบบควบคุมอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ โดยมีปั๊มน้ำที่มีอัตราการไหลสูงสุด 15 ลิตร/นาที ขับเคลื่อนด้วยแม่เหล็กทำหน้าที่ส่งน้ำเย็นจากถังไปยังส่วนการทดสอบ และไหลกลับมายังถังเก็บและทำความเย็นอีกครั้ง อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นนั้นสามารถควบคุมโดยการปรับ Flow Control Valve ทางเข้าของส่วนการทดสอบ เพื่อให้อัตราการไหลคงที่พร้อมทั้งลดภาระการทำงานของปั๊มน้ำด้วย By Pass Valve และตรวจสอบอัตราการไหลเชิงมวลได้ด้วยการตวง และเครื่องชั่งแบบตัวเลข สำหรับจุดวัดอุณหภูมิ T3 และ T4 นั้น เป็นการวัดที่ผิวท่อทองแดงด้านนอกของท่อ นำไอระเหย และท่อ นำของเหลวเพื่อสังเกตการทำงานของเทอร์โมไซฟอน บันทึกอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ร่วมกับเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger) อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น ใช้วิธีตวงพร้อมจับเวลาแล้วชั่งด้วยเครื่องชั่งแบบตัวเลขที่มีย่านการวัด 1000 กรัม มีความละเอียด 1 กรัม และวัดกำลังไฟฟ้าด้วยเครื่องวัดแบบดิจิทัลซึ่งมีย่านการวัด 6000 วัตต์ มีความละเอียดในการอ่านค่าได้ต่ำสุด 1 วัตต์ ทั้งนี้ ค่าความไม่แน่นอนของพารามิเตอร์ในการทดลองครั้งนี้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 1 ซึ่งสามารถคำนวณได้จากค่าความคลาดเคลื่อน (Error) ของเครื่องมือวัดต่างๆ ที่ได้กล่าวมาข้างต้น

ตารางที่ 1 ค่าความไม่แน่นอนของพารามิเตอร์จากการวัดในการทดลอง

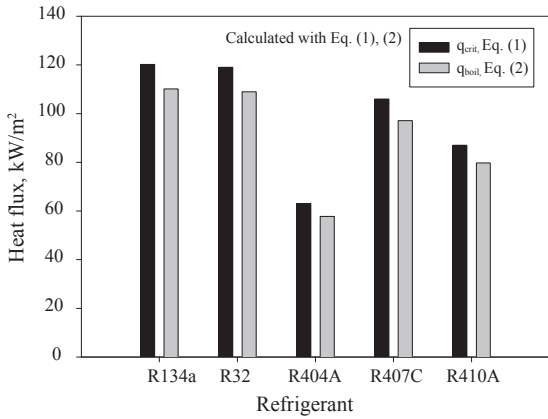
Parameters	Maximum Uncertainties
Temperature	$\pm 0.14^\circ\text{C}$
Cooling water mass flow rate	$\pm 4.0 \text{ g/s}$
Heat flux	$\pm 2.56\%$
Mass of refrigerant filled	$\pm 2.5\%$

2.2 การทดลองและเงื่อนไขการทดลอง

ทดลองโดยเทอร์โมไซฟอนตั้งตรงในส่วนของอีวาโปเรเตอร์ให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้า 220 โวลต์ ในลักษณะทรงกระบอกโดยรอบด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ในช่วง 8.36–50.15 กิโลวัตต์/ตารางเมตร ซึ่งฟลักซ์ความร้อนจากงานวิจัยเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรถือใช้สารทำความเย็นเป็นสารทำงานในลักษณะและขนาดของท่อที่ใกล้เคียงกันจะอยู่ในช่วง 10–40 กิโลวัตต์/ตารางเมตร วัดอุณหภูมิในตำแหน่งต่างๆ ด้วยเทอร์โมคัปเปิล ในขณะที่คอนเดนเซอร์ประกอบอยู่ในห้องระบายความร้อนทรงกระบอกที่ระบายความร้อนด้วยน้ำและวัดอุณหภูมิของน้ำทางเข้าและทางออกเพื่อใช้ในการคำนวณหาปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้โดยน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิทางเข้าเฉลี่ยเท่ากับ 25°C และอัตราการไหลเชิงมวลเฉลี่ยเท่ากับ 400 กรัม/นาที่ ($6.67 \times 10^{-3} \text{ กก./วินาที}$) ใช้สารทำความเย็นที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม 5 ชนิดเป็นสารทำงานในเทอร์โมไซฟอนซึ่งประกอบด้วย R134a, R32, R404A, R407C และ R410A ซึ่งการเติมนั้นคิดเป็นปริมาตรของเหลวเท่ากับ 20% ของปริมาตรเทอร์โมไซฟอน (Total Volume of Thermosyphon; V_T) หรือเท่ากับ ($0.2V_T$) ทั้งนี้ เป็นอัตราการเติมโดยเฉลี่ยจากงานวิจัยที่ผ่านมา

2.3 ฟลักซ์ความร้อนต่อปริมาณการเติมสารทำงาน

ในการเติมสารทำความเย็นแต่ละชนิดเป็นสารทำงานนั้น ต้องตรวจสอบว่าสารทำความเย็นแต่ละชนิดที่เติมสามารถรับปริมาณความร้อนที่เป็นฟลักซ์ความร้อนได้เท่าใด เนื่องจากสารทำความเย็นแต่ละชนิดนั้นมีสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์แตกต่างกัน สารทำงานที่เติมในระบบเท่ากับ $0.2 V_T$ จะคำนวณให้อยู่ในรูปปริมาตรของของเหลวเท่ากับ 68 มล. โดยกำหนดสมบัติของของเหลวเท่ากับอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น 25°C และสมบัติของไอเป็นอุณหภูมิ 70°C ของสารทำความเย็นแต่ละชนิดสามารถคำนวณหาฟลักซ์ความร้อนวิกฤติ (Critical Wall Heat Flux; q_{crit}) ด้วยสมการที่ (1) [12] และขีดจำกัดการเดือด (Boiling Limit; q_{boil}) ด้วยสมการที่ (2) [12] โดยมีค่าตัวแปรต่างๆ ของสารทำงานทั้ง 5 ชนิด ดังตารางที่ 2 ซึ่งได้ผลการคำนวณดังแสดงในรูปที่ 2 จะเห็นได้ว่าฟลักซ์ความ



รูปที่ 2 พลักซ์ความร้อนวิกฤติและขีดจำกัดการเดือดของสารทำงาน

ร้อนที่กำหนดในการทดลองสูงสุดเท่ากับ 50.15 กิโลวัตต์/ตารางเมตร ซึ่งมีค่าน้อยกว่าผลการคำนวณด้วยสมการที่ (1) และ (2) สำหรับสารทำความเย็นทั้ง 5 ชนิด ที่ใช้เป็นสารทำงานในการทดลอง ซึ่งจะสามารถทำให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนอย่างต่อเนื่องได้ แสดงว่าในกระบวนการทดลองนั้น จะไม่ทำให้ภายในอีวาโปเรเตอร์เกิดการแห้ง (Burn-out) เนื่องจากพลักซ์ความร้อนที่ให้

ตารางที่ 2 ค่าตัวแปรสำหรับสมการที่ (1) และ (2) ของสารทำความเย็นทั้ง 5 ชนิด

Refrig.	h_{fg}	ρ_l	ρ_v	σ
	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	mN/m
R134a	178.88	1206.7	512.82	8.53
R32	272.93	965.2	423.72	6.94
R404A	138.77	1037.5	485.43	4.57
R407C	184.83	1136.2	483.09	6.89
R410A	184.77	1053.8	458.71	5.16

$$q_{crit} = \frac{\pi}{24} h_{fg} (\rho_v)^{0.5} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (1)$$

$$q_{boil} = 0.12 h_{fg} S_E (\rho_v)^{0.5} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (2)$$

โดยที่ g คืออัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (ม./วินาที²) h_{fg} คือความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (กิโลจูล/กก.) ρ_l, ρ_v คือความหนาแน่นของของเหลวและไอ (กก./ม.³) σ คือแรงตึงผิวของของไหล (มิลลินิวตัน/ม.) และ S_E คือพื้นที่ผิวภายนอกอีวาโปเรเตอร์ (5.969×10^{-3} ม.²)

2.4 การคำนวณผลการทดลอง

การทดลองเพื่อทดสอบสมรรถนะในด้านอุณหภูมิต่างงานหรืออุณหภูมิมวลของอีวาโปเรเตอร์ ประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อน และค่าความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอนนั้น สามารถคำนวณหาปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้ในส่วนของคอนเดนเซอร์ (Q_C) ด้วยสมการที่ (3) [9], [12], [18], [20] สำหรับวิเคราะห์ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนในหัวข้อ 3.2 และคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z) ของเทอร์โมไซฟอนด้วยสมการที่ (4) [9], [12], [18], [20] สำหรับวิเคราะห์ค่าความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอนในหัวข้อ 3.3

$$Q_C = \dot{m} c_p (T_6 - T_5) \quad (3)$$

โดยที่ Q_C คือปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ในส่วนของคอนเดนเซอร์ (วัตต์) \dot{m} คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น (กก./วินาที) c_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะ (กิโลจูล/กก.°ซ) และ $(T_6 - T_5)$ คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออกคอนเดนเซอร์ (°ซ)

$$Z = \frac{\Delta T}{Q_E} \quad (4)$$

โดยที่ Z คือค่าความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอน (°ซ/วัตต์) $\Delta T = \left[\frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{T_5 + T_6}{2} \right]$ คือผลต่างของอุณหภูมิมวลของอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์ (°ซ) Q_E คือโหลดความร้อนที่ให้บริเวณผิวอีวาโปเรเตอร์ (วัตต์)

3. ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

การทดลองเพื่อทดสอบสมรรถนะในการถ่ายโอน

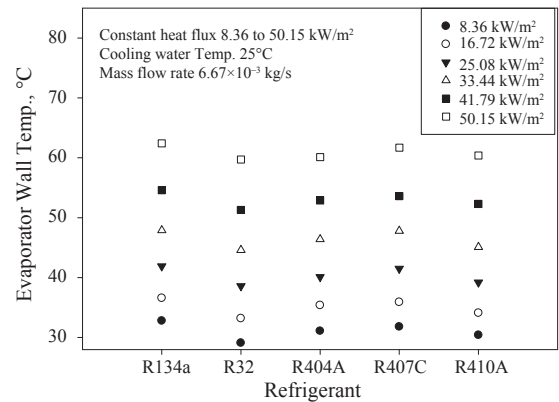
ความร้อนของสารทำความเย็น R134a, R32, R404A, R407C และ R410A เมื่อใช้เป็นสารทำงานในเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรถ่ายความร้อนด้วยการให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 8.36, 16.72, 25.08, 33.44, 41.79 และ 50.15 กิโลวัตต์/ตารางเมตร โดยเปรียบเทียบสมรรถนะด้านอุณหภูมิทำงาน ประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อนของระบบ และค่าความต้านทานความร้อนรวมของระบบ

3.1 อุณหภูมิการทำงานของเทอร์โมไซฟอน

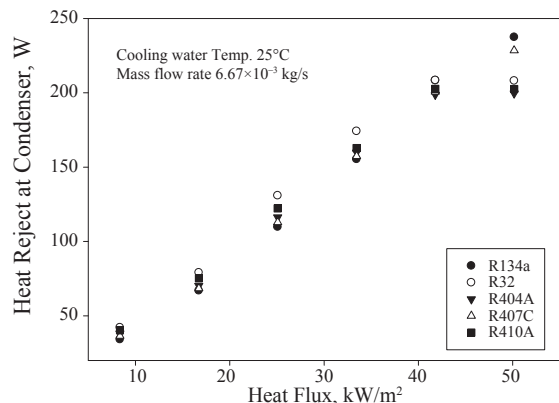
รูปที่ 3 แสดงอุณหภูมิผิวของฮีวโปเรเตอร์ (จุดเดือดของสารทำงาน) เมื่อทำการทดลองด้วยฟลักซ์ความร้อนที่ต่างกัน จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิผิวฮีวโปเรเตอร์เพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอัตราการระเหยของสารทำงานเพิ่มขึ้นตามฟลักซ์ความร้อน ความดัน และจุดเดือดของสารทำงานภายในระบบปิดที่มีปริมาตรคงที่จึงมีความสัมพันธ์กันทางเทอร์โมไดนามิกส์ Gorecki [21] โดยพบว่า สารทำงานแต่ละชนิดมีอุณหภูมิผิวฮีวโปเรเตอร์ไม่เท่ากันและมีผลต่างเฉลี่ยประมาณ 2°C ซึ่ง R32 มีจุดเดือดต่ำสุด รองลงมาเป็น R410A, R404A, R407C และ R134a ตามลำดับ ทั้งนี้ สารทำงานที่มีอุณหภูมิผิวฮีวโปเรเตอร์ต่ำกว่าย่อมมีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนที่สูงกว่าเมื่อให้ฟลักซ์ความร้อนที่เท่ากัน เมื่อพิจารณาสมบัติด้านความดันอิ่มตัวเมื่ออุณหภูมิคงที่ของสารทำความเย็น [22] จะพบว่า สารทำความเย็นที่มีจุดเดือดที่ความดันบรรยากาศต่ำจะมีความดันไออิ่มตัวเมื่ออุณหภูมิคงที่สูง โดยเรียงลำดับเป็น R32 ที่ความดันไออิ่มตัวเมื่ออุณหภูมิคงที่สูงที่สุด รองลงมาเป็น R410A, R404A, R407C และ R134a ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองในรูปที่ 3, 4 และ 5

3.2 ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อน

รูปที่ 4 ปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้ในส่วนของคอนเดนเซอร์ (Q_C) จากสมการที่ (3) เมื่อฟลักซ์ความร้อนคงที่ต่อปริมาณความร้อนที่ให้ (Q_E) ซึ่ง Q_E นั้นสามารถอ่านได้จากเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้กับฮีตเตอร์ จะเห็นได้ว่าปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้เพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์

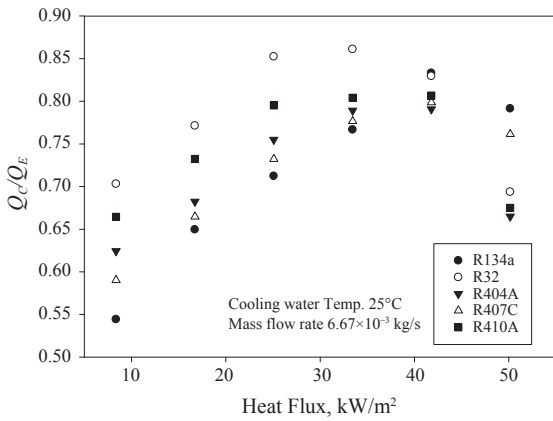


รูปที่ 3 อุณหภูมิผิวฮีวโปเรเตอร์เมื่อให้ฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 4 ปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้เมื่อฟลักซ์ความร้อนคงที่

ความร้อนสูงขึ้น เมื่อพิจารณารูปที่ 5 พบว่า Q_C/Q_E เพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนที่สูงขึ้น แสดงให้เห็นว่าค่าความต้านทานในการพาความร้อนด้วยไอระเหยภายในระบบลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นและเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงกว่า 41.79 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร พบว่า Q_C/Q_E ลดลงซึ่งอาจเป็นเพราะขีดจำกัดการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ [23] เนื่องจากอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและขนาดของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่จึงทำให้คอนเดนเซอร์มีขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน ทั้งนี้ ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อน Q_C/Q_E ลดลงเนื่องจาก Q_E ในขณะที่ Q_C ไม่สามารถถ่ายเทได้เพิ่มขึ้นได้เนื่องจากขีดจำกัดของคอนเดนเซอร์ รวมถึงจุดเดือดของสารทำงานในขณะนั้นเข้าใกล้อุณหภูมิวิกฤต

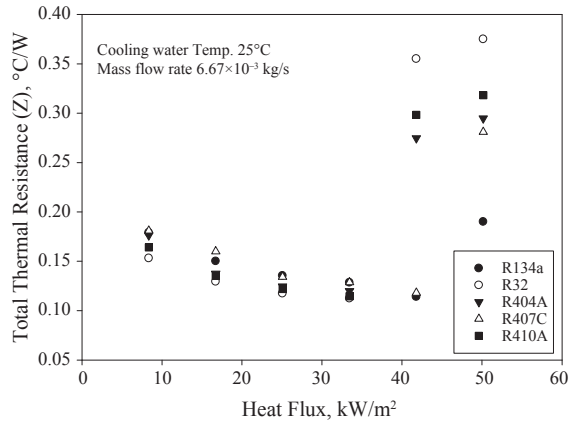


รูปที่ 5 อัตราส่วนความร้อนที่ถ่ายเทได้ต่อความร้อนที่ให้ (Q_C/Q_E)

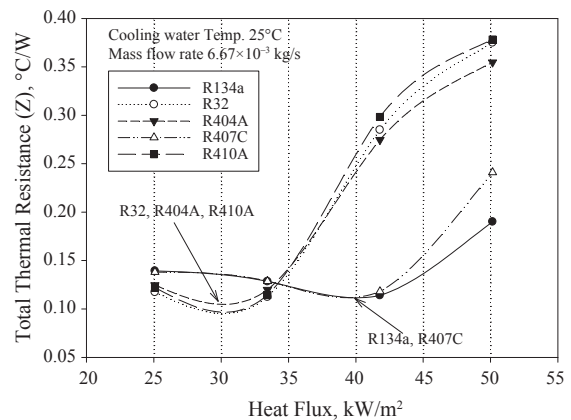
อีกสาเหตุหนึ่ง ซึ่งในสภาวะวิกฤตนั้นสารทำงานภายในระบบ จะกลายเป็นไอ 100% จะไม่สามารถถ่ายโอนความร้อนเพิ่มได้ หากอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นยังคงที่เท่าเดิม เมื่อพิจารณา สมบัติด้านอุณหภูมิจึงจะพบว่า R134a มีอุณหภูมิวิกฤต สูงสุด รองลงมาเป็น R407C, R32, R404A และ R410A นอกจากนี้ยังพบว่า สารทำความเย็น R32 มีประสิทธิภาพ ในการถ่ายโอนความร้อน Q_C/Q_E สูงกว่าสารทำความเย็น ชนิดอื่นที่ใช้ในการทดลองในช่วงฟลักซ์ความร้อนไม่เกิน 33.44 กิโลวัตต์/ตารางเมตร

3.3 ค่าความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอน

เมื่อพิจารณาค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z) ของ เทอร์โมไซฟอนที่ทดลองด้วยสารทำความเย็นที่ 5 ชนิด ดังรูปที่ 6 ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ (4) จะเห็นได้ว่าค่าความต้านทาน ความร้อนรวมนั้นลดลงต่ำสุด เมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น จนถึงจุดที่เหมาะสมเท่ากับ 33.44 กิโลวัตต์/ตารางเมตร สำหรับสารทำความเย็น R32, R404A และ R410A และ 41.79 กิโลวัตต์/ตารางเมตร สำหรับสารทำความเย็น R134a และ R407C ซึ่งเป็นจุดที่ไม่เหมาะสมแก่การใช้งาน จากนั้นค่า ความต้านทานความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นซึ่ง เพื่อให้เห็นความ แตกต่างชัดเจนขึ้นจึงพิจารณาค่าความต้านทานความร้อน ในช่วงฟลักซ์ความร้อนในช่วง 25-50 กิโลวัตต์/ตารางเมตร



รูปที่ 6 ค่าความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอน ชนิดวงจรถ



รูปที่ 7 พิจารณาความแตกต่างในช่วงฟลักซ์ความร้อน 25-50 กิโลวัตต์/ตารางเมตร

ดังรูปที่ 7 จะเห็นได้ว่าสารทำความเย็นทั้ง 5 ชนิด มีค่าความ ต้านทานความร้อนต่ำสุดใกล้เคียงกัน แต่สามารถแยกเป็น 2 กลุ่ม คือ R32, R404A และ R410A จะมีค่าความต้านทาน ความร้อนรวมต่ำสุดเมื่อมีฟลักซ์ความร้อนประมาณ 30 กิโลวัตต์/ ตารางเมตร ในขณะที่ R134a และ R407C มีค่าความต้านทาน ความร้อนต่ำสุด เมื่อฟลักซ์ความร้อนประมาณ 40 กิโลวัตต์/ ตารางเมตร ซึ่งค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดนั้นจะเป็น ตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนที่เหมาะสม ของสารทำความเย็นแต่ละชนิดที่ใช้เป็นสารทำงาน เนื่องจาก

เทอร์โมไซพอนนั้นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง หากค่าความต้านทานความร้อนจะมีประสิทธิภาพและสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนสูง

4. สรุป

การทดลองเพื่อทดสอบสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซพอนชนิดวงจรร โดยใช้สารทำความเย็นที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม 5 ชนิด เป็นสารทำงานภายในระบบซึ่งประกอบด้วย R134a, R32, R404A, R407C และ R410A จากผลการทดลองพบว่า สมรรถนะโดยรวมสามารถเรียงตามลำดับด้วยค่าความต้านทานความร้อนรวมจากน้อยไปหามากได้ดังนี้ R32, R134a, R410A, R407C และ R404A ตามลำดับ โดยมีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเท่ากับ 0.1124 0.1140, 0.1145, 0.1180 และ 0.1199^๑ซ/วัตต์ ยังพบว่า สารทำความเย็น R32, R404A และ R410A มีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุด เมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 30 กิโลวัตต์/ตารางเมตร ในขณะที่ R134a และ R407C จะมีค่าความต้านทานความร้อนต่ำสุด เมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 40 กิโลวัตต์/ตารางเมตร ทั้งนี้ เป็นผลการทดลองด้วยอัตราการเติมเท่ากัน สำหรับการศึกษาวิจัยต่อยอดหรือการนำไปประยุกต์ใช้นั้นควรได้รับการทดสอบอัตราการเติมที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อน และรูปร่างลักษณะของเทอร์โมไซพอน เนื่องจากสารทำความเย็นมีสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์แตกต่างกัน

เอกสารอ้างอิง

- [1] S. Wannapakhe, "Heat pipe and thermosyphon applications in Thailand," *The Journal of KMUTNB*, vol. 22, no. 3, pp. 689–702, 2012 (in Thai).
- [2] C. Nimmol and W. Ritthong, "Application of thermosyphon heat pipes for paddy dehydration process," *KKU Research Journal*, vol.17, no. 6, pp. 862–879, 2012 (in Thai).
- [3] S. Nakkaew and S. Wongwiset, "Application

- of heat pipes to enhance performance of air conditioning system," *KMUTT Research and Development Journal*, vol. 41, no. 3, pp. 267–279, 2018 (in Thai).
- [4] A. Siricharoenpanich, S. Rittidech, and B. Bubphachot, "Performance improvement of air conditioner by using closed-loop oscillating heat pipe with check valves," *Journal of Science and Technology MSU*, vol. 33, no. 3, pp. 294–299, 2014 (in Thai).
- [5] S. Kanjai and S. Mongkon, "Dehumidification potentiality of evaporative cooling system for residential home by heat pipe," *Engineering Journal CMU*, vol. 24, no. 1, pp. 166–179, 2017 (in Thai).
- [6] S. Sichamnan, T. Chompookham, and S. Rittidech, "Efficiency enhancement of solar panels using copper mesh wick heat pipe," *UBU Engineering Journal*, vol. 9, no. 1, pp. 11–22, 2016 (in Thai).
- [7] W. Srimuang and D. Kokpimai, "Enhancement of heat transfer efficiency of flat two phase closed thermosyphon by using copper nano powder with water as working fluid," *Burapha Science Journal*, vol. 18, no. 1, pp. 125–136, 2013 (in Thai).
- [8] T. Sukchana and V. Thadniam, "A technique of heat pipe filling with the refrigerants vapor compression method," *The Journal of KMUTNB*, vol. 29, no. 1, pp. 93–102, 2019 (in Thai).
- [9] Z. Tong, X-H Liu, Z. Li, and Y. Jiang, "Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop," *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 302–312, 2016.
- [10] S. Chen and J. Yang, "Loop thermosyphon performance study for solar cells cooling,"



- Energy Conversion and Management*, vol. 121, pp. 297–304, 2016.
- [11] J. Cao, G. Pei, D. Jiao, P. Zhao, J. Li, and Y. Wang, “Experimental investigation on control-lable loop thermosyphon with a reservoir,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, pp. 322–329, 2017.
- [12] T. Sukchana and N. Pratinthong, “Effect of bending position on heat transfer performance of R-134a two-phase close loop thermosyphon with an adiabatic section using flexible hoses,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 114, pp. 527–535, 2017.
- [13] C. Kondou, S. Umemoto, S. Koyama, and Y. Mitooka, “Improving the heat dissipation performance of a looped thermosyphon using low-GWP volatile fluids R1234ze (Z) and R1234ze (E) with a superhydrophilic boiling surface,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 118, pp. 147–158, 2017.
- [14] Z. Tong, X-H Liu, and Y. Jiang, “Three typical operating states of an R744 two-phase thermosyphon loop,” *Applied Energy*, vol. 206, pp. 181–192, 2017.
- [15] Z. Tong, X-H Liu, and Y. Jiang, “Experimental study of the self-regulating performance of an R744 two-phase thermosyphon loop,” *Applied Energy*, vol. 186, pp. 1–12, 2017.
- [16] H. Zhang, Z. Shi, K. Liu, S. Shao, T. Jin, and C. Tian, “Experimental and numerical investigation on a CO₂ loop thermosyphon for free cooling of data centers,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 1083–1090, 2017.
- [17] H. Cao, T. Ding, Z. He, and Z. Li, “Research on the refrigerant column height in the downcomer of a two-phase loop thermosyphon,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 94, pp. 40–48, 2018.
- [18] F. Li, J. Gao, X. Shi, L. Xu, and K. Zhu, “Evaluation of R404a single loop thermosyphon for shaft cooling in motorized spindle,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 142, pp. 262–268, 2018.
- [19] Y. Liu, Z. Li, Y. Li, S. Kim, and Y. Jiang, “Experimental investigation of geyser boiling in a two-phase closed loop thermosyphon with high filling ratios,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127, pp. 857–869, 2018.
- [20] P. Zhang, W. Shi, X. Li, B. Wang, and G. Zhang, “A performance evaluation index for two-phase thermosyphon loop used in HVAC systems,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 825–836, 2018.
- [21] G. Gorecki, “Investigation of two-phase thermosyphon performance filled with modern HFC refrigerants,” *Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2131–2143, 2018.
- [22] *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, I-P ed., Atlanta, GA, 2005, pp. 20.1–20.75.
- [23] D.A. Reay and P.A. Kew, *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*, 5 th ed., Jordan Hill, 2006, pp. 29–101.