

การออกแบบสร้างและทดสอบหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนแนวนอน

ธนาพล สุขชนะ*

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ ต.หันตรา อ.พระนครศรีอยุธยา จ.พระนครศรีอยุธยา 13000

* Corresponding Author: thanaphol.s@rmutsb.ac.th, ton0019@hotmail.com

อาจารย์ประจำ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์

ข้อมูลบทความ

บทคัดย่อ

ประวัติบทความ :

รับเพื่อพิจารณา : 4 กรกฎาคม 2562

แก้ไข : 13 มกราคม 2563

ตอบรับ : 13 กุมภาพันธ์ 2563

คำสำคัญ :

หม้อไอน้ำ / เทอร์โมไซฟอน /

ท่อโค้ง / สมรรถนะ / จุดเดือด

การศึกษาเชิงทดลองในการออกแบบ สร้าง และทดสอบหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนแนวนอน ครั้งนี้กระทำการขึ้นเพื่อศึกษาลักษณะการทำงาน อิทธิพลของการไหลกลับของของเหลว อัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานที่เหมาะสม และสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนโดยรวมของหม้อต้มทรงกระบอกแนวนอน ซึ่งทำด้วยท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 123 mm ยาว 250 mm ทำการทดลองด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ในช่วง 10–100 kW/m² และอุณหภูมิคงที่ในช่วง 50–90°C ในขณะที่คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำเย็นซึ่งมีอุณหภูมิน้ำเข้าคงที่เท่ากับ 25°C ผลการทดลอง พบว่า หม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนสามารถถ่ายโอนความร้อนได้ในลักษณะเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรทั่วไป การไหลกลับของของเหลวเหนือผิวการเดือดแบบปลายท่อโค้งให้ผลดีต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อน ขณะที่อัตราการเติมที่เหมาะสมเท่ากับ 10% ของปริมาตรระบบ โดยมีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเท่ากับ 0.065°C/W เมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 100 kW/m²

Design, Construction and Testing of a Horizontal Thermosyphon Boiler

Thanaphol Sukchana*

Rajamangala University of Technology Suvarnabhumi, Hantra, Phranakhon Si Ayutthaya 13000

* Corresponding Author: thanaphol.s@rmutsb.ac.th, ton0019@hotmail.com

Lecturer, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture.

Article Info

Article History:

Received: July 4, 2019

Revised: January 13, 2020

Accepted: February 13, 2020

Keywords:

Boiler / Thermosyphon /
Bent Pipe / Performance /
Boiling Point

Abstract

The present experimental study, which involved the design, construction and testing of a horizontal thermosyphon boiler, aimed at investigating the general behavior of the developed boiler as well as at determining the influences of liquid return rate, optimum filling ratio of a working fluid (water) and overall heat transfer performance of the boiler. The boiler was made of copper tubing with an inner diameter of 123 mm and a length of 250 mm. Constant heat flux in the range of 10–100 kW/m² and constant temperature in the range of 50–90°C were used in the experiments. A condenser was cooled by cold water at a constant temperature of 25°C. The results showed that the developed thermosyphon boiler could transfer heat in much the same way as a typical thermosyphon cycle. Returning liquid return flowing above the boiling surface of the bended pipe was found effective on increasing the heat transfer performance. An optimum filling ratio was noted to be 10% of the system volume, with the lowest total thermal resistance of 0.065°C/W and heat flux of 100 kW/m².

1. บทนำ

เทอร์โมไซฟอนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการถ่ายโอนความร้อนด้วยหลักการเดือดภายในท่อปิด ซึ่งมีประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อนสูงและราคาไม่แพง มีหลักการทำงานอย่างง่ายตามหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยปลายด้านหนึ่งของท่อจะรับความร้อนและทำให้สารทำงานระเหยเป็นไอและลอยสูงขึ้น จากนั้นจะส่งถ่ายความร้อนทิ้งให้กับครีบริบายความร้อน เกิดกลั่นตัวเป็นของเหลวไหลย้อนกลับไปยังแหล่งรับความร้อนอีกครั้งด้วยแรงโน้มถ่วง ซึ่งจะวัฏจักรเช่นนี้อยู่ภายในท่อปลายปิดและมีอายุการใช้งานยาวนาน สำหรับในประเทศไทยเรานั้นมีงานวิจัยเทอร์โมไซฟอนและได้รับการตีพิมพ์ลงในวารสารภาษาไทยดังเช่น Wannapakhe [1] พบว่าการประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนในประเทศไทยส่วนใหญ่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน แต่มีงานวิจัยบางส่วนใช้สารทำความเย็น ซึ่งวิธีการเดิมสารทำความเย็นให้กับเทอร์โมไซฟอนด้วยวิธีการอัดไอน้ำได้นำเสนอไว้โดย Sukchana และ Thadniam [2] เพื่อลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมรวมถึงต้นทุนในการผลิต ในส่วนงานวิจัยเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ Srimuang และ Kokpimai [3] ทดลองพบว่าการใช้ผงทองแดงกับน้ำเป็นสารทำงานทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อนเพิ่มขึ้น ขณะที่ Pipatpaiboon และคณะ [4] ได้แนะนำการเลือกใช้สารทำงานให้เหมาะสมต้องพิจารณาจากช่วงอุณหภูมิทำงานของสารทำงานที่ครอบคลุมอุณหภูมิการทำงานของท่อความร้อน สำหรับการประยุกต์ใช้งานนั้น Nakkaew และ Wongwises [5] ได้สรุปการเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยการติดตั้งท่อความร้อนซึ่งช่วยทำให้ระบบปรับอากาศมีสมรรถนะเพิ่มขึ้น Siricharoenpanich และคณะ [6] ประยุกต์ใช้ท่อความร้อนเพื่อช่วยทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพเพิ่มเฉลี่ยประมาณ 20% Kanjai และ Mongkon [7] ใช้ท่อความร้อนในการลดความชื้นในระบบปรับอากาศซึ่งช่วยทำให้ค่า COP ของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้น Sichamnan และคณะ [8] พบว่าการระบายความร้อนด้วยท่อความร้อนให้กับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ช่วยทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นได้ 9% ในการประยุกต์ใช้ในการอบลดความชื้นข้าวเปลือกโดยใช้เทอร์โมไซฟอนแบบท่อเดียวนั้นได้วิจัยและพัฒนาโดย Nimmol และ Ritthong [9] ซึ่งและใช้ R134a เป็นสารทำงาน นอกจากนี้ การศึกษางานวิจัยซึ่งได้รับการตีพิมพ์ในวารสารต่างประเทศที่ผ่านมาทั้งในด้านการวิจัยขั้นพื้นฐาน

การเพิ่มสมรรถนะ และการประยุกต์ใช้ดังเช่น Gedik [10] พบว่าสารทำงานที่แตกต่างกันจะมีความเหมาะสมกับอัตราการไหลของการหล่อเย็นไม่เหมือนกัน ในขณะที่ Ong และคณะ [11] พบว่าค่าความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอนเปลี่ยนแปลงได้ตามอัตราการเดินสารทำงาน โดยผลการทดสอบของ Chen และ Yang [12] พบว่าการใช้เอซีโตนเป็นสารทำงานจะมีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนสูงกว่าน้ำประมาณ 7 เท่า ต่อมา Liu และคณะ [13] พบว่าอัตราการเดิน R134a มีผลโดยตรงกับความผันผวนในการเดือดและความดันในระบบในปีเดียวกันนั้นเอง Gorecki [14] ได้ผลสรุปว่าสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานมีผลต่ออัตราการเดินและสมรรถนะที่แตกต่างกัน ในปีต่อมา Dobriansky และ Wojcik [15] ได้รวบรวมผลการทดลองเทอร์โมไซฟอนรูปแบบต่างๆ ไว้ว่ากลุ่มของสารทำงานมีความเหมาะสมที่อุณหภูมิในการทำงานแตกต่างกันโดยเฉพาะการใช้น้ำเป็นสารทำงานจะมีประสิทธิภาพต่ำกว่ากลุ่มสารทำงานที่เป็นสารทำความเย็นในช่วงอุณหภูมิ 30–100°C นอกจากนี้ขนาดของหม้อต้มหรือส่วนรับความร้อนต้องมีความเหมาะสมจึงจะทำให้เทอร์โมไซฟอนมีประสิทธิภาพสูงสุดซึ่งสามารถประเมินได้ด้วยแบบจำลองของ Kleanthous [16] ในขณะที่ Jiang และคณะ [17] ใช้ PA6 Particles ในส่วนรับความร้อนสามารถช่วยให้เทอร์โมไซฟอนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานมีสมรรถนะเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 25% ต่อจากนั้น Aghel และคณะ [18] สามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนบริเวณคอนเดนเซอร์เฉลี่ย 10–17% ด้วยการออกแบบให้น้ำหล่อเย็นไหลแบบขวางในคอนเดนเซอร์ เมื่อสำรวจและศึกษางานวิจัยเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่มีอิวาโปรเตอร์ขนาดใหญ่หรือมีลักษณะเป็นอ่างและการเพิ่มประสิทธิภาพด้วยอิวาโปรเตอร์ ซึ่งเป็นลักษณะที่ใกล้เคียงกับงานวิจัยในครั้งนี้ พบว่า Kiseev และ Sazhin [19] ได้ทดลองระบายความร้อนให้กับหลอด LED ด้วยเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่มีส่วนรับความร้อนเป็นอ่างและสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ 20–25% ด้วย Nanofluid ซึ่งก่อนหน้านี้ He [20] พบว่าอัตราส่วนการเดินที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้ความดันและจุดเดือดของสารทำงานเพิ่มขึ้น ของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่มีอิวาโปรเตอร์และคอนเดนเซอร์ที่มีลักษณะเป็นอ่างโดยมีของสารทำงานในแนวนอน นอกจากนี้ Zhang และคณะ [21–23] พบว่าการออกแบบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพด้วยอิวาโปรเตอร์

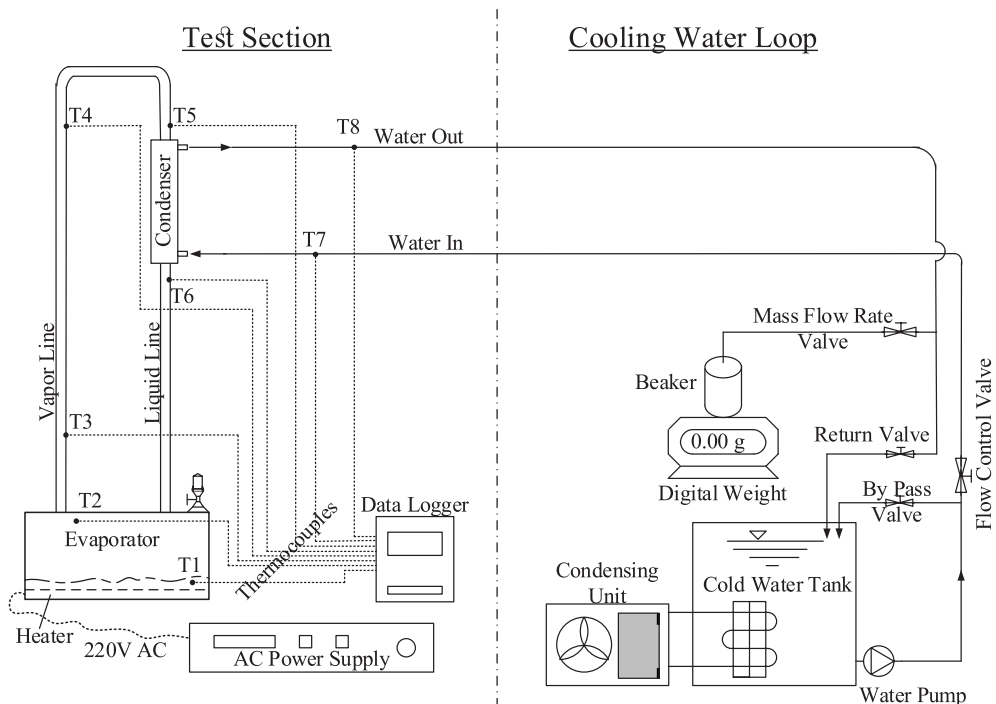
มากกว่า 1 ตำแหน่งนั้น จะสามารถทำงานได้รวดเร็วด้วยโหลดความร้อนที่สูงขึ้นแต่แหล่งความร้อนจะต้องมีปริมาณใกล้เคียงกันจากการทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเทอร์โมไซฟอนสรุปได้ว่าสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับปัจจัยหลักๆ คือชนิดของสารทำงาน อัตราการเติม รูปแบบหรือรูปร่างลักษณะของเทอร์โมไซฟอน โหลดความร้อน การระบายความร้อน และสามารถประยุกต์ใช้งานได้หลากหลายโดยเฉพะงานวิจัย [9]

สำหรับการวิจัยครั้งนี้เป็นการสร้างและทดสอบหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนต้นแบบที่ออกแบบให้เป็นหม้อไอน้ำโดยมีท่อนำไอระเหยและท่อนำของเหลวเป็นท่อปลายเปิดอยู่ภายในหม้อต้ม ซึ่งมีเป้าหมายในการออกแบบสร้างเป็นตู้อบสมุนไพรและสามารถใช้กับเชื้อเพลิงได้หลากหลายมากขึ้น ที่สำคัญจะต้องไม่มีไอเสียสัมผัสกับชิ้นงานที่อบในตู้และสามารถควบคุมอุณหภูมิการทำงานได้ด้วยหลักการการทำงานของเทอร์โมไซฟอน ทั้งนี้หม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนต้นแบบนี้จะศึกษาลักษณะการทำงาน อิทธิพลของปลายท่อของเหลวไหลกลับ อัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานที่เหมาะสม และสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนโดยรวมก่อนใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบใช้งานจริงต่อไป

2. การทดลอง

2.1 วงจรการทดลอง

รูปที่ 1 แสดงแผนภาพอุปกรณ์ในการทดลอง ซึ่งประกอบด้วยส่วนทำน้ำเย็น (Cooling Water Loop) และส่วนการทดสอบ (Test Section) โดยในส่วนของการทำน้ำเย็นนั้นเป็นระบบทำความเย็นแบบปิดขนาด 3.52 kW (1 Ton/h) โดยมีถังน้ำเย็นขนาดความจุ 150 L อุณหภูมิน้ำสามารถควบคุมให้คงที่ได้ด้วยระบบการควบคุมอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ ส่งจ่ายน้ำเย็นจากถังไปยังส่วนการทดสอบด้วยปั้มน้ำที่มีอัตราการไหลสูงสุด 15 L/min ควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นโดยการปรับวาล์วควบคุมอัตราการไหล (Flow Control Valve) และวาล์วลดความดัน (By Pass Valve) ซึ่งวัดอัตราการไหลเชิงมวลด้วยการตวงและชั่งด้วยเครื่องชั่งแบบตัวเลขรุ่น ML-CF1 ที่มีย่านการวัด 1,000 g และมีค่าความคลาดเคลื่อน (Error) ± 1 g เทียบกับเวลา วัดอุณหภูมิและบันทึกด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนในการวัดเท่ากับ $\pm 0.1\%$ ร่วมกับเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger) ยี่ห้อ GRAPHTEC รุ่น GL820 มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.05\%$

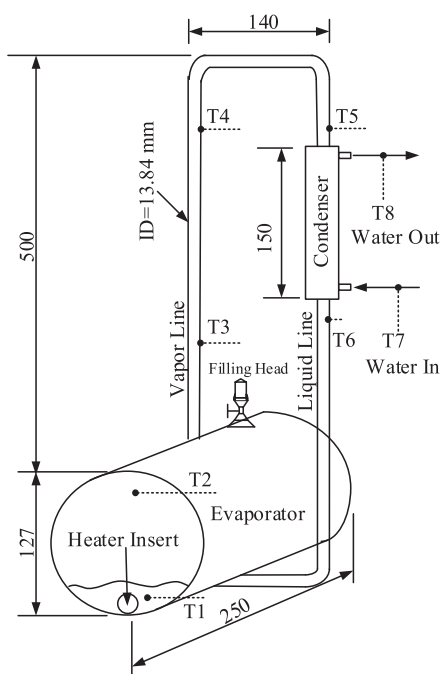


รูปที่ 1 ไดอะแกรมอุปกรณ์ในการทดลองหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอน

2.2 อุปกรณ์การทดลอง

หม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนที่ออกแบบสร้างในการทดลอง ดังรูปที่ 2 ประกอบด้วยอีวาโพเรเตอร์เป็นหม้อต้มทรงกระบอก ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (OD) เท่ากับ 127 mm ทำด้วยท่อทองแดงมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (ID) เท่ากับ 123 mm ยาว 250 mm ท่อน้ำไอระเหยและของเหลวมีขนาดเท่ากันตลอด เพื่อให้เกิดความดันสูญเสีย (Pressure Loss) ในระบบให้น้อยที่สุดดังผลสรุปของ Padilla และคณะ [24] โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ 13.84 และ 15.875 mm

ความสูงรวมเท่ากับหม้อต้มเท่ากับ 627 mm และมีท่อทองแดง ขนาด 12.7 mm ยาว 250 mm สำหรับสอตฮีเตอร์ไฟฟ้า 220V เข้าภายในหม้อต้มและวัดกำลังไฟฟ้าด้วยเครื่องวัดแบบ ตัวเลขยี่ห้อ YUGO รุ่น M9805G ซึ่งมีย่านการวัด 6,000 W มีความละเอียดในการอ่านค่าได้ต่ำสุดเท่ากับ 1 W โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 1% คอนเดนเซอร์ระบายความร้อน ด้วยน้ำมีช่วงผิวสัมผัสยาว 150 mm วัดอุณหภูมิของน้ำทางเข้า และทางออกเพื่อใช้คำนวณหาปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้



รูปที่ 2 ส่วนประกอบของหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอน

2.3 การทดลองและเงื่อนไขในการทดลอง

การทดลองนั้นเริ่มด้วยการทดสอบอิทธิพลรูปแบบท่อไหลกลับของของเหลว 2 รูปแบบเพื่อการออกแบบประยุกต์ใช้งานดังรูปที่ 3 คือ แบบไหลกลับภายใต้ผิวของเหลวในหม้อต้ม 2 ลักษณะ (A1, A2) และแบบไหลกลับเหนือผิวของเหลวในหม้อต้ม 2 ลักษณะ (B1, B2) โดยปลายท่อแบบ B2 มีรัศมีความโค้งนอกเท่ากับ 1.5D โดยให้ไหลลดความร้อนคงที่เท่ากับ 300W (30 kW/m²) และเติมน้ำเป็นสารทำงานในอัตรา 10% ของปริมาตรช่องว่างของระบบตามผลการทดลองของ Chehade

และคณะ [25] ซึ่งน้ำบริสุทธิ์หรือน้ำกลั่นนั้นเป็นสารทำงานอันดับต้นๆ ที่ถูกเลือกใช้ในการทดลองเพื่อเปรียบเทียบกับสารทำงานอื่นๆ เนื่องจากน้ำนั้นมีค่าความจุความร้อนจำเพาะสูง หาได้ทั่วไป บรรจุและทำสุญญากาศได้ง่าย ไม่ทำลายสิ่งแวดล้อม รวมทั้งมีสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่จะสามารถทำให้เกิดได้ที่อุณหภูมิต่ำเฉลี่ย 30°C เมื่อสามารถทำให้เกิดความดันสัมบูรณ์ในระบบ หลังจากนั้นเลือกใช้รูปแบบท่อไหลกลับของสารทำงานหลังการควบแน่นที่เหมาะสมเพื่อทดลองหาอัตราการเติมที่เหมาะสมต่อไปด้วยอัตราการเติม 7, 8, 9,

10, 11, 12, และ 13% เมื่อได้อัตราการเติมที่เหมาะสมแล้วจึงนำมาทดสอบเพื่อหาสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนด้วยโหลดความร้อนคงที่ในช่วง 100W–1000W (10–100 kW/m²) สุดท้ายทำการทดลองแบบอุณหภูมิคงที่ในช่วง 50–90°C โดยในทุกๆ การทดลองนั้นคอนเดนเซอร์จะถูกระบายความร้อน

ด้วยน้ำเย็นอุณหภูมิทางเข้าเฉลี่ย 25°C และมีอัตราการไหลเชิงมวลเฉลี่ย 500 g/min (8.33×10⁻³ kg/s) โดยเครื่องมือวัดค่าตัวแปรต่างๆ ในการทดลองนั้นทำให้เกิดความไม่แน่นอนของพารามิเตอร์จากการวัดได้สูงสุดตามตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ค่าความไม่แน่นอนของพารามิเตอร์จากการวัดในการทดลอง

Parameter	Maximum Uncertainty
Temperature	±0.14 °C
Cooling Water Mass Flow Rate	±5.0 g/min
Heat Load	±2.56 %

2.4 การตรวจสอบขีดจำกัดการเดือด

ก่อนจะทำการทดลองสำหรับการถ่ายโอนความร้อนด้วยหลักการเดือดนั้นจะต้องตรวจสอบโหลดความร้อนที่จะสามารถรับได้ด้วยขีดจำกัดการเดือดของสารทำงานนั้นๆ (Boiling Limit, q_{boil}) Sukchana และ Pratinthong [26] โดยจะต้องไม่เกิดการแห้งขึ้นในระบบ ในการทดลองครั้งนี้มีอัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานน้อยที่สุดเท่ากับ 7% ของปริมาตรระบบหรือมีปริมาณเท่ากับ 228 cm³ และเมื่อตรวจสอบขีดจำกัดการเดือดด้วยสมการที่ (1) [26] พบว่าโหลดความร้อนสูงสุดที่สามารถใช้งานได้เท่ากับ 16,383 W ซึ่งในการทดลองหาอัตราการเติมที่เหมาะสมนั้นใช้โหลดความร้อนคงที่เท่ากับ 300W ซึ่งน้อยกว่าโหลดความร้อนสูงสุดประมาณ 65 เท่า

$$q_{boil} = 0.12h_{fg}S_E(\rho_v)^{0.5}[\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (1)$$

โดยที่ g คืออัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง h_{fg} คือค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (kJ/kg), ρ_v , ρ_l คือความหนาแน่นของไอและของเหลว (kg/m³), σ คือแรงตึงผิวของของไหล (N/m) และ S_E คือพื้นที่ผิวการรับความร้อนของฮีวโปเรเตอร์ (m²)

3. ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

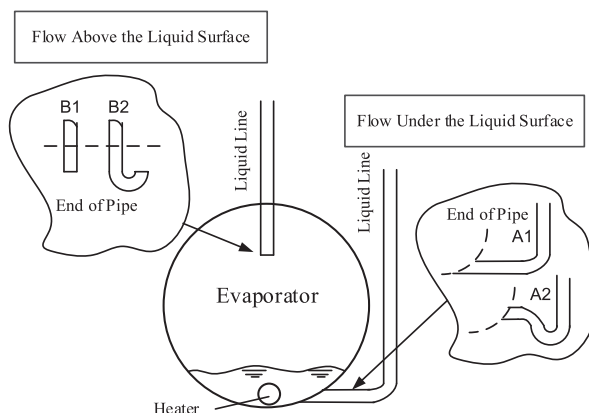
ในการสร้างและทดสอบสมรรถนะหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรแนวนอนนั้นแบ่งการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอนคือ 1) ทดลองเพื่อหาลักษณะสลายของท่อไหลกลับที่เหมาะสม 2) เพื่อหาอัตราการเติมที่เหมาะสม และ 3) เพื่อทดสอบสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อน

3.1 อิทธิพลของลักษณะปลายท่อไหลกลับของเหลว

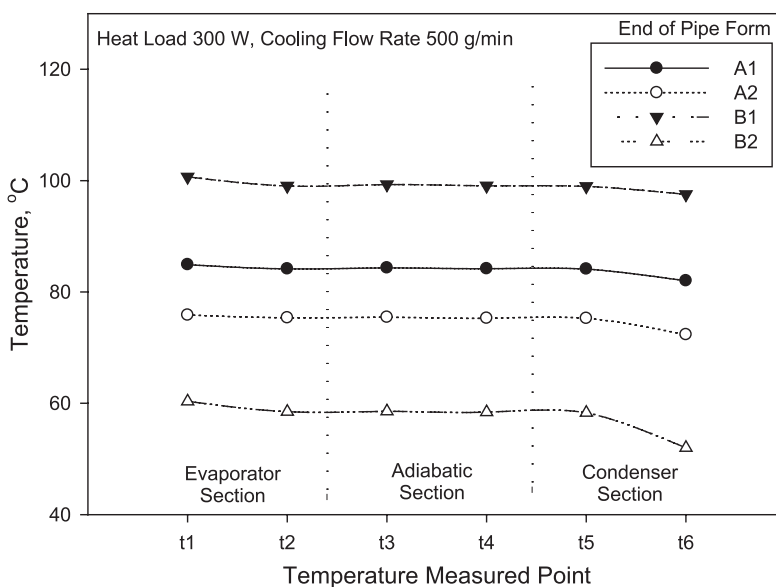
ทดสอบรูปแบบการไหลกลับของของเหลว 4 ลักษณะ ดังรูปที่ 3 โดยให้พลังความร้อนคงที่เท่ากับ 30 kW/m² เพื่อเป็นประโยชน์ในการออกแบบสร้างเทอร์โมไซฟอนแบบหม้อต้มที่มีลักษณะคล้ายกับงานวิจัย [19] ซึ่งจะมีความแตกต่างจากเทอร์โมไซฟอนแบบวงจรทั่วไปที่มีลักษณะเป็นท่อบางตัวกัน ผลการทดลองดังรูปที่ 4 จะเห็นได้ว่าปลายท่อแต่ละแบบมีอิทธิพลต่อจุดเดือดของสารทำงานในระบบ โดยปลายท่อแบบ B1 เป็นผลทำให้มีจุดเดือดสูงสุดรองลงมาเป็น A1, A2 และ B2 ตามลำดับ ซึ่งการไหลเวียนของสารทำงานในเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมันจะต้องอาศัยผลต่างของความดันภายในระหว่างท่อไอกับท่อของเหลว (Pressure Drop) Chiaperro และคณะ [27] โดยความดันในท่อของเหลวนั้นจะลดลงเนื่องจากการ

ควมแน่น จากผลการทดลองแสดงว่าปลายท่อแบบ B1, A1 และ A2 ทำให้เกิดการควมแน่นได้ช้าและมีของเหลวในปริมาณไม่มากพอจึงทำให้เกิดไอซึ่งเป็นแรงต้านการไหลของไอที่มาจากท่อหน้าไอระเหยจึงส่งผลต่อจุดเดือดที่สูงขึ้น โดยปกติแล้วปลายท่อแบบ A1 และ A2 สามารถใช้กับเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรทั่วไปได้แต่พบว่าไม่เหมาะกับเทอร์โมไซฟอนที่มีอาการเดือด

ขนาดใหญ่ เมื่อพิจารณาปลายท่อแบบ B2 พบว่ามีจุดเดือดต่ำสุดเนื่องจากมีของเหลวอยู่ในช่องอและเป็นอิสระกับของเหลวในหม้อต้มสามารถไหลกลับด้วยแรงโน้มถ่วงและล้นลงในอ่างจึงทำให้เกิดผลต่างของความดันได้เร็วกว่าแบบอื่น สำหรับการทดลองในขั้นตอนต่อไปนั้นจะใช้เฉพาะปลายท่อแบบ B2 ในการทดสอบ



รูปที่ 3 รูปแบบการไหลกลับและลักษณะปลายท่อ



รูปที่ 4 อิทธิพลของลักษณะปลายท่อไหลกลับต่ออุณหภูมิการทำงานในระบบ

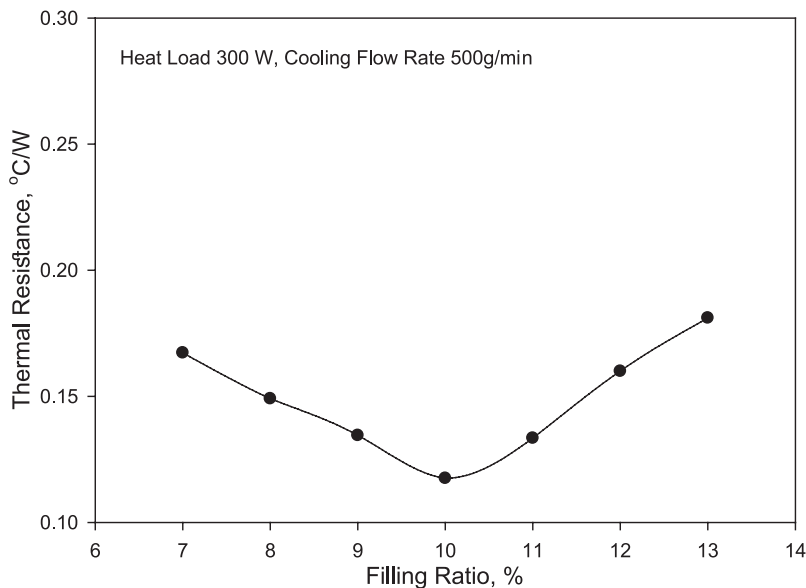
3.2 ผลการทดสอบอัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานที่เหมาะสม

การทดลองเพื่อหาอัตราการเติมที่เหมาะสมด้วยอัตราการเติม 7, 8, 9, 10, 11, 12 และ 13% ของปริมาตรรวมของระบบโดยให้โหลดความร้อนคงที่เท่ากับ 300W ตามเงื่อนไขการทดลอง รูปที่ 5 แสดงเป็นความสัมพันธ์ของอัตราการเติมกับค่าความต้านทานความร้อน (Z) ที่คำนวณได้ด้วยสมการที่ (2) จะเห็นได้ว่าอัตราการเติมมีผลโดยตรงกับค่าความต้านทานความร้อนโดยพบว่าที่อัตราการเติม 10% มีค่าความต้านทานความร้อนต่ำสุดจึงเป็นอัตราการเติมที่เหมาะสมซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลอง [25] แสดงว่าที่อัตราการเติม 10% มีผลทำให้

จุดเดือดต่ำกว่าอัตราการเติมอื่นๆ เนื่องจากอัตราการเติมสารทำงานนั้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาตรช่องว่างที่เหลือนในระบบ โดยจะมีผลต่อความดันและจุดเดือดภายในระบบซึ่งเป็นความสัมพันธ์กันด้วยสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์โดยตรง

$$Z = \frac{\Delta T}{Q_{cond}} \quad (2)$$

โดยที่ Z คือค่าความต้านทานความร้อนรวม ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), ΔT คือผลต่างของอุณหภูมิไววโปรเตอรกับคอนเดนเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$) และ Q_{cond} คือความร้อนที่ถ่ายเทได้บริเวณคอนเดนเซอร์ (W)



รูปที่ 5 ค่าความต้านทานความร้อนที่อัตราการเติมสารทำงานแตกต่างกัน

3.3 สมรรถนะของหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอน

สมรรถนะของหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนประเมินจากปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้โดยคำนวณด้วยสมการที่ (3) และจุดเดือดของสารทำงานในระบบ เมื่อให้ความร้อนคงที่โดยการคำนวณเป็น ฟลักซ์ความร้อนด้วยสมการที่ (4) ได้ฟลักซ์ความร้อนคงที่ในช่วง 10–100 kW/m^2 รูปที่ 6(a) จะเห็นได้ว่าจุดเดือดของสารทำงานมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นกับฟลักซ์ความร้อนซึ่งเป็นข้อมูลที่สามารถใช้ในการทำนายผล

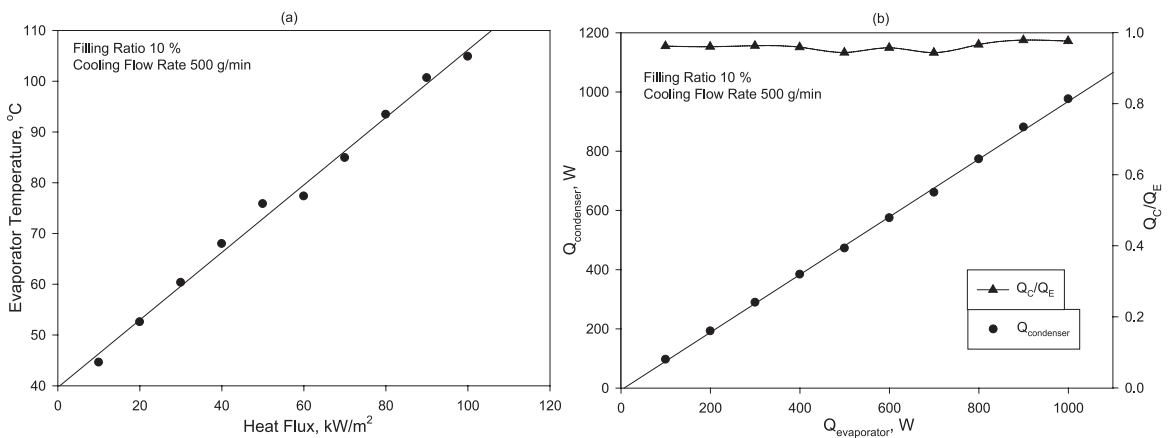
ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและจุดเดือดของหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนในรูปแบบที่ทำการทดลองได้ เมื่อพิจารณารูปที่ 6(b) พบว่าระบบสามารถถ่ายโอนความร้อนจากไววโปรเตอรไปยังคอนเดนเซอร์ได้เฉลี่ย 94–97% โดยมีการสูญเสียเพียง 3–6% ซึ่งเป็นผลมาจากการสูญเสียความร้อนผ่านฉนวนที่หุ้มและความแม่นยำของเครื่องมือวัด นอกจากนี้การทดลองแบบอุณหภูมิกึ่งที่ดังรูปที่ 7 จะเห็นได้ว่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายโอนได้นั้นมีความสัมพันธ์กันแบบเชิงเส้นเช่นเดียวกับรูปที่ 6(a) และพบว่า

ในช่วงอุณหภูมิ 50–90°C ระบบสามารถถ่ายโอนความร้อนได้เฉลี่ย 200–750 W หรือคิดเป็นฟลักซ์ความร้อนที่อีวาโปเรเตอร์รับได้เท่ากับ 20–75 kW/m² โดยไม่คิดการสูญเสียความร้อนของระบบ ซึ่งสามารถที่จะใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบประยุกต์ใช้งานจริงต่อไปได้

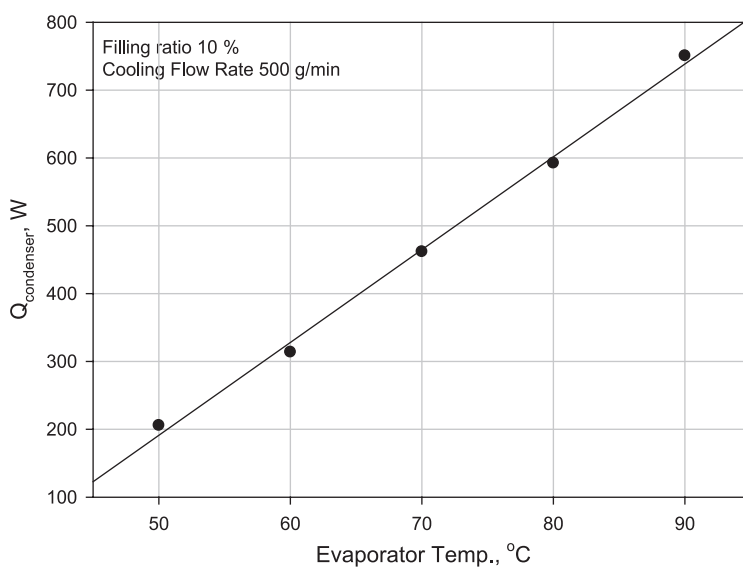
$$Q = mc_p \Delta T \quad (3)$$

$$q = \frac{Q_{evap}}{S_E} \quad (4)$$

โดยที่ Q คือปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้ (W), m คืออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น (kg/s), c_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg.°C), ΔT คือผลต่างของอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น (°C), q คือฟลักซ์ความร้อน (kW/m²), Q_{evap} คือโหลดความร้อนที่ให้ (W) และ S_E คือพื้นที่ผิวของท่อให้ความร้อน (m²)



รูปที่ 6 สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนเมื่อให้ความร้อนคงที่

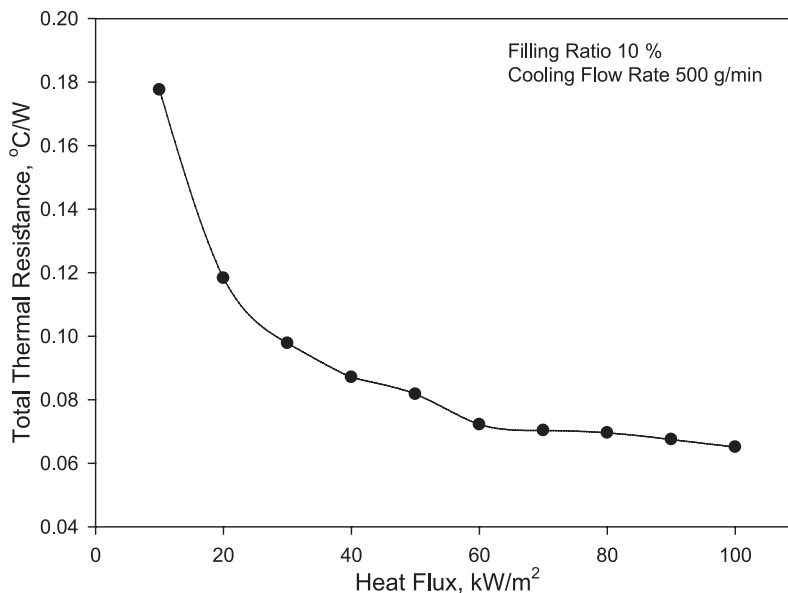


รูปที่ 7 สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนเมื่ออุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์คงที่

3.4 ค่าความต้านทานความร้อนรวม

ค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z) ของหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนซึ่งได้จากการคำนวณด้วยสมการที่ (2) เป็นคุณลักษณะในการถ่ายโอนความร้อนอย่างหนึ่งของเทอร์โมไซฟอน [11, 14, 18, 20, 28] เทียบกับฟลักซ์ความร้อนดังรูปที่ 8 จากรูปจะเห็นได้ว่าค่าความต้านทานความร้อนรวมลดลงอย่างเห็นได้ชัดเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 10 kW/m^2 ไปยัง 60 kW/m^2 และยังคงมีแนวโน้มลดลงเมื่อฟลักซ์ความ

ร้อนสูงมากกว่า 60 kW/m^2 ซึ่งแสดงว่าท่อความร้อนที่สร้างขึ้นยังมีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนได้ดี การประยุกต์ใช้งานนั้นสามารถใช้ค่า Z ในการคำนวณออกแบบเพื่อหาโหลดความร้อนและอุณหภูมิการทำงานที่เหมาะสมของระบบได้ สำหรับหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนตามรูปแบบที่ได้ทำการทดลองพบว่ามีค่า Z ต่ำสุดเท่ากับ 0.065°C/W ด้วยฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 100 kW/m^2



รูปที่ 8 ค่าความต้านทานความร้อนรวมของหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอน

4. สรุปผลการทดลอง

การออกแบบสร้างและทดสอบหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนโดยการเติมน้ำกลั่นเป็นสารทำงานด้วยอัตราการเติม 10% ของปริมาตรระบบ ซึ่งปริมาตรส่วนใหญ่นั้นเป็นส่วนของหม้อต้มประมาณ 95% จึงทำให้มีลักษณะเป็นหม้อไอน้ำ โดยท่อน้ำไอน้ำและท่อน้ำของเหลวเป็นท่อแบบปลายเปิดอยู่ภายในหม้อต้ม จากผลการทดลองพบว่าหม้อไอน้ำเทอร์โมไซฟอนจะมีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนได้ดีนั้นปลายท่อของเหลวไหลกลับจะต้องไม่อยู่ใต้ผิวการเดือดและต้องมิของเหลวค้างอยู่ในท่อเพื่อป้องกันแรงดันจากความดันไอในหม้อต้ม ในการทดลองนี้

สามารถถ่ายโอนความร้อนจากฮีวโปรเตอร์ไปยังคอนเดนเซอร์ได้เฉลี่ย 94–97% และพบว่าค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเท่ากับ 0.065°C/W ด้วยฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 100 kW/m^2 ในขณะที่ค่าความต้านทานความร้อนรวมยังคงมีแนวโน้มลดลงเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น

5. เอกสารอ้างอิง

1. Wannapakhe, S., 2012, "Heat Pipe and Thermosyphon Applications in Thailand," *The Journal of KMUTNB*, 22 (3), pp. 689–702. (In Thai).

2. Sukchana, T. and Thadniam, V., 2019, "A Technique of Heat Pipe Filling with the Refrigerants Vapor Compression Method," *The Journal of KMUTNB*, 29 (1), pp. 93–102 (In Thai).
3. Srimuang, W. and Kokpimai, D., 2013, "Enhancement of Heat Transfer Efficiency of Flat Two Phase Closed Thermosyphon by Using Copper Nano Powder with Water as Working Fluid," *Burapha Science Journal*, 18 (1), pp. 125–136. (In Thai).
4. Pipatpaiboon, N., Rittidech, S. and Paramatthanuwat, T., 2013, "Heat Transfer Characteristics of Oscillating Heat Pipes," *KMUTT Research and Development Journal*, 36 (2), pp. 259–270. (In Thai).
5. Nakkaew, S. and Wongwises, S., 2018, "Application of Heat Pipes to Enhance Performance of Air Conditioning System," *KMUTT Research and Development Journal*, 41 (3), pp. 267–279. (In Thai).
6. Siricharoenpanich, A., Rittidech, S. and Bubphachot, B., 2014, "Performance Improvement of air Conditioner by using Closed-Loop Oscillating Heat Pipe with Check Valves," *Journal of Science and Technology Mahasarakham University*, 33 (3), pp. 294–299. (In Thai).
7. Kanjai, S. and Mongkon, S., 2017, "Dehumidification Potentiality of Evaporative Cooling System for Residential Home by Heat Pipe," *Engineering Journal Chiang Mai University*, 24 (1), pp. 166–179. (In Thai).
8. Sichamnan, S., Chompookham, T. and Rittidech, S., 2016, "Efficiency Enhancement of Solar Panels using Copper Mesh Wick Heat Pipe," *UBU Engineering Journal*, 9 (1), pp. 11–22. (In Thai).
9. Nimmol, C. and Ritthong, W., 2012, "Application of Thermosyphon Heat Pipes for Paddy Dehydration Process," *KKU Research Journal*, 17 (6) pp. 862–879. (In Thai).
10. Gedik, E., 2016, "Experimental Investigation of the Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon at Different Operating Conditions," *Energy and Buildings*, 127, pp. 1096–1107.
11. Ong, K.S., Goh, G., Tshai, K.H. and Chin, W.M., 2016, "Thermal Resistance of a Thermosyphon Filled with R410A Operating at Low Evaporator Temperature," *Applied Thermal Engineering*, 106, pp. 1345–1351.
12. Chen, S. and Yang, J., 2016, "Loop Thermosyphon Performance Study for Solar Cells Cooling," *Energy Conversion and Management*, 121, pp. 297–304.
13. Liu, Y., Li, Z., Li, Y., Kim, S. and Jiang, Y., 2018, "Experimental Investigation of Geyser Boiling in a Two-Phase Closed Loop Thermosyphon with High Filling Ratios," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, pp. 857–869.
14. Gorecki, G., 2018, "Investigation of Two-Phase Thermosyphon Performance Filled with Modern HFC Refrigerants," *Heat and Mass Transfer*, 54, pp. 2131–2143.
15. Dobriansky, Y. and Wojcik, R., 2019, "State of the Art Review of Conventional and Anti-Gravity Thermosyphons: Focus on Two Working Fluids," *International Journal of Thermal Sciences*, 136, pp. 491–508.
16. Kleanthous, A. and Van G., R.A., 2017, "Influence of Boiler Size and Location on One-Dimensional Two-Phase Vertical Pipe Flow," *International Journal of Thermal Sciences*, 121, pp. 150–162.
17. Jiang, F., Tan, Y., Qi, Guo-Peng., Chen, Wen-jing., Han, Xiao-Yu and Li, Xiu-lun., 2016, "Heat Transfer Enhancement in a Closed Thermosyphon with Thermally Conductive PA6/Water," *Applied Thermal Engineering*, 101, pp. 322–329.
18. Aghel, B., Rahimi, M. and Almasi, S., 2017, "Heat Transfer Enhancement of Two Phase Closed Thermosyphon using a Novel Cross Flow Condenser," *Heat Mass Transfer*, 53 (3), pp. 765–773.

19. Kiseev, V. and Sazhin, O., 2019, "Heat Transfer Enhancement in a Loop Thermosyphon using Nanoparticles/Water Nanofluid," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, pp. 557–564.
20. He, H., Furusato, K., Yamada, M., Shen, B., Hidaka, S., Kohno, M., Takahashi, K. and Takata, Y., 2017, "Efficiency Enhancement of a Loop Thermosyphon on a Mixed-Wettability Evaporator Surface," *Applied Thermal Engineering*, 123, pp. 1245–1254.
21. Zhang, H., Shao, S., Gao, Y., Xu, H. and Tian, C., "The Effect of Heating Power Distribution on the Startup Time and Overshoot of a Loop Thermosyphon with Dual Evaporators," *Applied Thermal Engineering*, 132, pp. 554–559.
22. Zhang, H., Shao, S., Gao, Y., Xu, H. and Tian, C., 2018, "The Transient Response, Oscillation and Internal Flow of a Loop Thermosyphon with Dual Evaporators," *International Journal of Refrigeration*, 88, pp. 451–457.
23. Zhang, H., Shao, S., Xu, H. and Tian, C., 2019, "Experimental Investigation on a Loop Thermosyphon with Three Evaporators: Unique Startup and Oscillation Phenomena," *International Journal of Refrigeration*, 99, pp. 363–370.
24. Padilla, M., Revellin, R. Wallet, J. and Bonjour, J., 2013, "Flow Regime Visualization and Pressure Drops of HFO-1234yf, R-134a and R-410A During Downward Two-Phase Flow in Vertical Return Bends," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 40, pp. 116–134.
25. Chehade, A.A., Louahlia-Gualous, H. Le Masson, S. Victor, I. and Abouzahab-Damaj, N., 2014, "Experimental Investigation of Thermosyphon Loop Thermal Performance," *Energy Conversion and Management*, 84, pp. 671–680.
26. Sukchana, T. and Pratinthong, N., 2017, "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*, 114, pp. 527–535.
27. Chiapero E.M., Fernandino, M. and Dorao, C.A., 2014. "Experimental Results on Boiling Heat Transfer Coefficient Frictional Pressure Drop and Flow Patterns for R134a at a Saturation Temperature of 34°C," *International Journal of Refrigeration*, 40, pp. 317–327.
28. Reay, D.A. and Kew, P.A., 2006, *Heat Pipes*, Jordan Hill, Burlington.