

อัตราการเติมน้ำที่เหมาะสมสำหรับเทอร์โมไซฟอนวงจรมีอีวาโปเรเตอร์เป็นหม้อต้ม

Optimum water filling ratio for a closed loop thermosyphon with evaporator as a boiler

ชัยยันต์ ใจบุญมา¹, ธนาพล สุขชนะ^{1*}
Chaiyun Jaiboonma¹, Thanaphol Sukchana^{1*}

Received: 16 April 2020 ; Revised: 18 May 2020 ; Accepted: 10 June 2020

บทคัดย่อ

อัตราการเติมน้ำที่เหมาะสมเป็นตัวแปรที่สำคัญต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนโดยเฉพาะอุปกรณ์รูปแบบใหม่ การศึกษาเชิงทดลองครั้งนี้เพื่อทดสอบหาอัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานที่เหมาะสมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนระบบปิดที่มีอีวาโปเรเตอร์มีลักษณะเป็นหม้อต้ม โดยอีวาโปเรเตอร์มีปริมาตรประมาณ 95% ของระบบ ทดลองด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 50, 75 และ 100 kW/m² อัตราการเติมน้ำอยู่ในช่วง 5–12% ของปริมาตรทั้งระบบ คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำเย็นที่มีอัตราการไหลเชิงมวลและอุณหภูมิทางเข้าคงที่ จากผลการทดลองพบว่า อัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานเท่ากับ 7% มีความเหมาะสมสำหรับเทอร์โมไซฟอนวงจรมีอีวาโปเรเตอร์เป็นหม้อต้ม โดยมีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดด้วยฟลักซ์ความร้อน 100 kW/m² เท่ากับ 0.062 °C/W ในขณะที่ค่าความต้านทานความร้อนยังคงมีแนวโน้มลดลงเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ: หม้อต้ม เทอร์โมไซฟอน อัตราการเติมน้ำ อีวาโปเรเตอร์ ค่าความต้านทานความร้อน

Abstract

The optimum filling ratio of the working fluid is an important parameter for the heat transfer performance of a thermosyphon (TS), especially the new type of equipment. This experimental aim to study the filling ratio of water as a working fluid of a close loop TS with evaporator as a boiler. The evaporator had a volume of approximately 95% of the system. Experiments were performed with constant heat flux of 50, 75 and 100 kW/m². The filling ratio of water was in the range of 5-12% of the system volume. Condenser cooling utilized constant inlet temperature and mass flow rate of cold water. The results showed that the filling ratio of water as a working fluid of 7% is suitable for a micro thermosyphon boiler. Total thermal resistance was lowest when the heat flux was 100 kW/m² of 0.062 °C/W while still tending to decrease as the heat flux increases.

Keywords: boiler, thermosyphon, filling ratio, evaporator, thermal resistance

¹ อาจารย์, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ ตำบลหันตรา อำเภอพระนครศรีอยุธยา จังหวัดพระนครศรีอยุธยา 13000

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

¹ Lecture, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Suvarnabhumi, Tambon Hantra, Phranakhon Si Ayutthaya 13000 Thailand

* Corresponding author, E-mail: ton0019@hotmail.com, thanaphol.s@rmutsb.ac.th

บทนำ

ในการออกแบบเทอร์โมไซฟอนที่แตกต่างจากรูปแบบทั่วไปนั้น อัตราการเติมหรือปริมาณของสารทำงานภายในนั้นเป็นตัวแปรที่มีความสำคัญเป็นอันดับต้นๆ ต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของอุปกรณ์ โดยสารทำงานที่นิยมใช้ในปัจจุบันนั้นมักจะเป็นน้ำหรือสารทำความเย็นชนิดต่างๆ จากงานวิจัยในอดีตพบว่ารูปแบบของเทอร์โมไซฟอนและสารทำงานมีอัตราการเติมที่เหมาะสมแตกต่างกันดังเช่น สารทำงานในกลุ่มของสารทำความเย็น Hagens *et al.*¹ ได้ทดลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยอากาศโดยใช้เทอร์โมไซฟอนแบบยาวโดยใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงานและพบว่าเทอร์โมไซฟอนสามารถถ่ายโอนความร้อนได้ดีเมื่ออัตราการเติม R134a ในอีวาโปเรเตอร์อยู่ในช่วง 50–80% ต่อมา Grooten และ Geld² ศึกษาสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนเทอร์โมไซฟอนที่มีความยาวอยู่ในช่วง 1–3 m โดยมีอัตราส่วนความยาวของอีวาโปเรเตอร์อยู่ในช่วง 0.4–0.5 ของความยาว พบว่าอัตราการเติม R134a เป็นสารทำงานมีความเหมาะสมในช่วง 30–62% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ Gorecki³ ใช้สารทำความเย็น R134a, R404A และ R407C เป็นสารทำงานในการทดสอบสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนโดยพบว่าสารทำงานต่างชนิดกันจะมีอัตราการเติมที่เหมาะสมแตกต่างกันซึ่ง R134a และ R404A จะมีผลทำให้สมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนสูงด้วยอัตราการเติม 10% ในขณะที่ R407C มีความเหมาะสมที่อัตราการเติมเท่ากับ 30% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์เช่นกัน Sukchana และ Thadniam⁴ ศึกษาผลของตำแหน่งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรโดยใช้ R-134a เป็นสารทำงาน พบว่าอัตราการเติม R-134a ที่เหมาะสมกับสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนเท่ากับ 100% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์หรือเท่ากับค่าความสูงของอีวาโปเรเตอร์ Sukchana^{5,6} ทดสอบสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนที่มีส่วนของอะเดียแบติกยาวเป็น 7.5 เท่าของความยาวส่วนอีวาโปเรเตอร์ โดยใช้สารทำความเย็น R134a, R32, R404a, R407A และ R410 เป็นสารทำงานด้วยอัตราการเติม 20% ของปริมาตรระบบ สำหรับงานวิจัยเทอร์โมไซฟอนที่ใช้น้ำบริสุทธิ์หรือน้ำกลั่นเป็นสารทำงานดังเช่น Aghel *et al.*⁷ ได้ทดลองเทอร์โมไซฟอนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานด้วยอัตราการเติม 75% โดยเพิ่มสมรรถนะได้ 10–17% ด้วยคอนเดนเซอร์แบบไหลขวางหรือตั้งฉาก Jafari *et al.*⁸ ศึกษาตรวจสอบการระเหยของอีวาโปเรเตอร์และการควบแน่นของคอนเดนเซอร์ในเทอร์โมไซฟอนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานด้วยอัตราการเติมในช่วง 8–100% พบว่าอัตราการเติม 16% จะมีค่าความผิดพลาดของสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนน้อยที่สุด Lataoui and Jemni⁹ ได้ทดสอบสมรรถนะของ

เทอร์โมไซฟอนที่ทำด้วยวัสดุเป็นท่อสแตนเลสและใช้น้ำเป็นสารทำงานซึ่งพบว่าปริมาณการเติมสารทำงานเท่ากับ 20% เป็นอัตราการเติมที่เหมาะสม Naresh and Balaji¹⁰ ได้เพิ่มสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนด้วยครีประบายความร้อนภายในคอนเดนเซอร์ซึ่งมีน้ำเป็นสารทำงานด้วยอัตราการเติม 50% โดยมีผลทำให้สมรรถนะเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 17% ในปีต่อมา Kim *et al.*¹¹ ได้ศึกษาการเดือดและการควบแน่นของเทอร์โมไซฟอนที่มีการติดตั้งแนวเอียงโดยเปลี่ยนอัตราการเติมในช่วง 25–100% และพบว่าอัตราการเติมเท่ากับ 50% เป็นอัตราการเติมที่เหมาะสมโดยมีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุด

จากงานวิจัยในอดีตจะเห็นได้ว่าสารทำงานภายในเทอร์โมไซฟอนทั้งที่เป็นสารทำความเย็นและน้ำนั้นจะมีอัตราการเติมที่เหมาะสมแตกต่างกันซึ่งมักจะขึ้นอยู่กับตัวแปรต่างๆ เช่น รูปแบบหรือรูปร่างของเทอร์โมไซฟอน อุณหภูมิการทำงานที่ต้องการ ฟลักซ์ความร้อน ของไหลเย็นสำหรับการควบแน่น วัสดุท่อและความยาวของท่อ วัตถุประสงค์ในการใช้งาน ลักษณะในการติดตั้ง เป็นต้น เพราะฉะนั้นในการออกแบบสร้างเทอร์โมไซฟอนที่มีรูปแบบ ขนาด และวัตถุประสงค์การใช้งานที่เปลี่ยนไปควรจะต้องมีการทดสอบอัตราการเติมสารทำงานที่เหมาะสมเพื่อสมรรถนะสูงสุดในการใช้งาน สำหรับงานวิจัยครั้งนี้เป็นการทดลองเพื่อหาอัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานที่เหมาะสมของเทอร์โมไซฟอนที่มีรูปแบบเป็นหม้อไอน้ำระบบปิดที่มีการออกแบบสร้างและทดสอบการทำงานไว้โดย Sukchana¹² ซึ่งมีวัตถุประสงค์ในการนำความร้อนไปใช้งาน โดยออกแบบให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือเทอร์โมไซฟอนนั้นสามารถรับความร้อนจากแหล่งความร้อนได้หลากหลายรูปแบบดังเช่น จากแหล่งความร้อนทั้ง จากไฟฟ้า หรือจากเชื้อเพลิงชนิดต่างๆ

การทดลอง

1. อุปกรณ์การทดลอง

เทอร์โมไซฟอนดัง Figure 1 จะมีอีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) เป็นหม้อต้มทรงกระบอกทำด้วยท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในเท่ากับ 123 mm และยาว 250 mm คิดเป็นปริมาตรความจุได้เท่ากับ 2,970 cc โดยมีท่อนำไอระเหยและท่อนำของเหลวกลับเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (ID) 13.84 mm ยาวรวมเท่ากับ 1,150 mm ซึ่งคิดเป็นปริมาตรความจุได้เท่ากับ 173 cc ปริมาตรรวมของเทอร์โมไซฟอนจะเท่ากับ 3,143 cc อีวาโปเรเตอร์ภายในมีท่อทองแดงขนาด 12.7 mm สำหรับสอตฮีเตอร์ไฟฟ้าเพื่อให้ความร้อนในการทดลอง โดยมีการพัฒนารูปแบบของอุปกรณ์ในการทดลองจาก Sukchana¹² ดัง Figure 2 บริเวณท่อทางออกของไอระเหยให้ใหญ่ขึ้นและมี

ความลาดเอียงเพื่อลดการหมุนวนของไอรระเหยบริเวณรอยต่อระหว่างท่อนำไอรระเหยกับอิวาโปรเรเตอร์ และลดระดับท่อสำหรับสอตฮีเตอร์ให้ต่ำลงติดกับผนังด้านในของอิวาโปรเรเตอร์ ในขณะที่คอนเดนเซอร์ (Condenser) ระบายความร้อนด้วยน้ำเย็นอุณหภูมิทางเข้าเฉลี่ย 25°C โดยการควบคุมอุณหภูมิด้วยระบบการทำน้ำเย็น (Chiller) และสามารถปรับอัตราการไหลสูงสุดได้ 15 l/min ควบคุมอัตราการไหลได้ด้วยวาล์วปรับอัตราการไหล (Flow Control Valve) และวาล์วลดความดัน (By Pass Valve) ตรวจสอบอัตราการไหลด้วยวิธีการตวงและชั่งด้วยเครื่องชั่งแบบตัวเลขเทียบกับเวลาเป็นอัตราการไหลเชิงมวลในหน่วย kg/s วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K โดย T1 และ T2 เป็นการวัดอุณหภูมิของเหลวและอุณหภูมิไอน้ำเพื่อนำมาเฉลี่ยเป็นค่าอุณหภูมิของอิวาโปรเรเตอร์ จุดวัดอุณหภูมิ T3, T4, T5 และ T6 เป็นการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ผิวด้านนอกของท่อทองแดงเพื่อใช้สำหรับสังเกตการทำงานเป็นวงจรของเทอร์โมไซฟอนร่วมกับการบันทึกผลการทดลอง สำหรับจุดวัดอุณหภูมิ T7 และ T8 เป็นการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลให้สัมผัสกับน้ำหล่อเย็นโดยตรงเพื่อนำผลต่างอุณหภูมิมาคำนวณหาปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้ และใช้เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยในการคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนรวมของระบบ

2. เงื่อนไขในการทดลอง

ในการทดลองนั้นมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อหาอัตราการเติมน้ำกลั่นที่เหมาะสมกับเทอร์โมไซฟอนที่ทำการทดลองเพื่อประโยชน์ในการประยุกต์ใช้งานต่อไป เนื่องจากมีการปรับปรุงรูปแบบของเทอร์โมไซฟอน ดัง Figure 2 ซึ่งจากงานวิจัยของ Gedik¹³ ได้สรุปและแนะนำไว้ว่าหากมีการปรับปรุงรูปแบบเทอร์โมไซฟอนให้เปลี่ยนไปจากเดิมหรือเมื่อใช้สารทำงานต่างกันเงื่อนไขในการใช้งานที่เหมาะสมจะแตกต่างกันโดยเฉพาะปริมาณการเติมสารทำงานและการระบายความร้อน เทอร์โมไซฟอนที่ใช้ในการทดลองจะมีปริมาตรของอิวาโปรเรเตอร์ที่มากกว่า 95% ของปริมาตรทั้งระบบ ซึ่งจะทำการทดลองโดยการเติมน้ำกลั่นในอัตราต่ำสุดเท่ากับ 5% ของปริมาตรรวมของระบบจะได้ปริมาตรน้ำเท่ากับ 157 cc เมื่อเติมเข้าไปในอิวาโปรเรเตอร์จะทำให้ระดับน้ำท่วมผิวท่อสำหรับสอตฮีเตอร์ไฟฟ้าพอดี และเติมในอัตราเพิ่มขึ้นเป็น 6, 7, 8, 9, 10, 11 และ 12% ตามลำดับ ในแต่ละอัตราการเติมน้ำกลั่นเป็นสารทำงานนั้นจะทดสอบด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 50, 75 และ 100 kW/m^2 โดยใช้ฮีเตอร์ไฟฟ้าที่มีกำลังคงที่ 3 ขนาดคือ 500, 750 และ $1,000\text{ W}$ และความยาวของแท่งฮีเตอร์จะเท่ากับ ความยาวของท่อสำหรับสอตฮีเตอร์พอดี โดยสามารถคำนวณให้เป็นฟลักซ์ความร้อนด้วยสมการที่ (1) และควบคุมกำลังของฮีเตอร์ให้คงที่ได้โดยการควบคุมแรงเคลื่อนของไฟฟ้าให้คงที่เท่ากับ 220 V และใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อ

เย็นคงที่เท่ากับ 1000 g/min ($16.66 \times 10^{-3}\text{ kg/s}$) ซึ่งจะทำให้ผลต่างอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก อยู่ในช่วง $7-14^{\circ}\text{C}$ โดยไม่มีผลกระทบต่อสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอนเดนเซอร์

3. เครื่องมือวัดผลการทดลอง

เครื่องมือวัดที่สำคัญในการทดลองประกอบด้วยสายเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนในการวัดเท่ากับ (Error) $\pm 0.1\%$ ร่วมกับเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger) ยี่ห้อ GRAPHTEC รุ่น GL820 มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.05\%$ วัดอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นด้วยการตวงและชั่งเทียบกับเวลาด้วยเครื่องชั่งแบบตัวเลขรุ่น BL-01 ที่มีย่านการวัด $3,000\text{ g}$ และมีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 1\%$ ในขณะที่ภาระทางความร้อนในการทดลองวัดด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าด้วยแบบตัวเลขยี่ห้อ MASTECH รุ่น M9805G ซึ่งมีย่านการวัดกระแส 200 A โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 2% ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดในการทดลองนั้นจะเป็นผลทำให้เกิดความไม่แน่นอนของพารามิเตอร์ที่ได้จากการวัดสูงสุดดัง Table 1

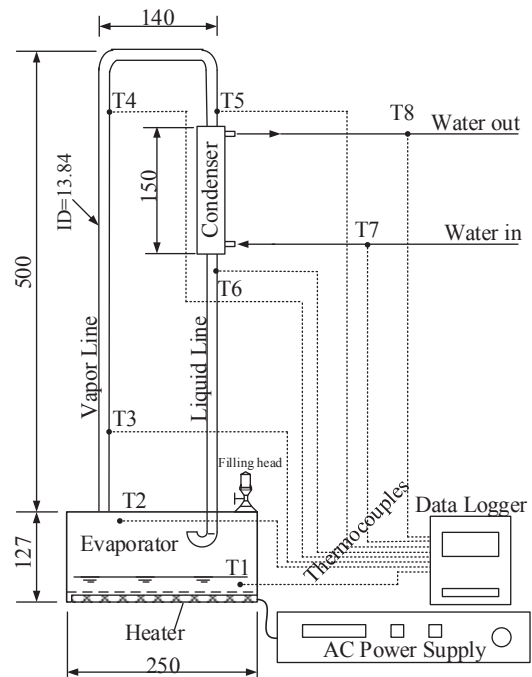


Figure 1 Diagram of a thermosyphon with evaporator as a boiler

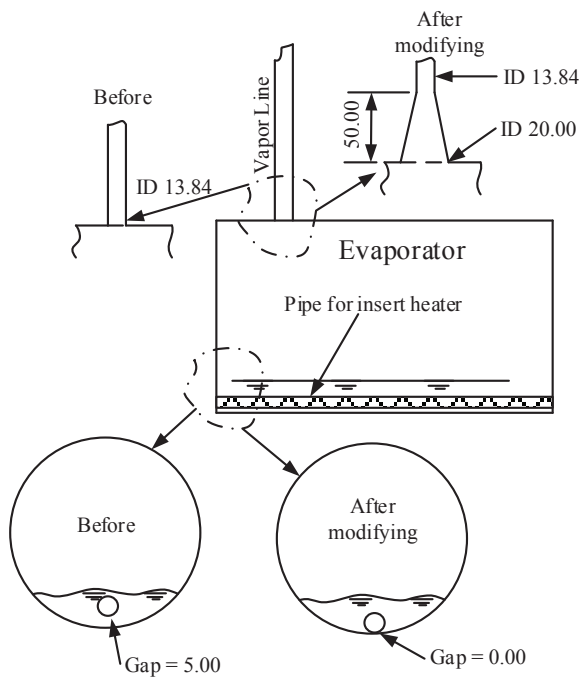


Figure 2 Development of vapor line and pipe for insert the heater

Table 1 The uncertainty of the parameters from the measurements in the experiment

Parameters	Maximum uncertainties
Temperature	± 0.14 °C
Cooling water mass flow rate	± 0.166 × 10 ⁻³ kg/s
Heat load	± 10.0 W (0.1 kW/m ²)

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

ในการทดลองเพื่อหาอัตราการเติมน้ำที่เหมาะสมนั้น จะใช้รูปแบบท่อของเหลวไหลกลับที่มีส่วนปลายโค้งเป็นตัวยู¹² ซึ่งเป็นลักษณะการออกแบบที่ทำให้สารทำงานในหม้อน้ำ วงจรปิดไหลได้ครบวงจรเช่นเดียวกับเทอร์โมไซฟอนชนิด วงจรทั่วไป โดยเริ่มการทดลองจากการคำนวณปริมาณความร้อน (q_{boil} , W) เพื่อตรวจสอบว่าการเติมน้ำกลั่นในอัตราต่ำสุด เท่ากับ 5% สามารถใช้กับปริมาณความร้อนขนาด 1,000 W โดยไม่มีการเหือดแห้ง (Dry-out) หรือคำนวณปริมาณความร้อนเป็นฟลักซ์ความร้อน (q) ด้วยสมการที่ (1) ได้เท่ากับ 100 kW/m² และ หาได้จากสมการที่ (2) โดย q_{boil} สามารถคำนวณ ได้ด้วยสมการที่ (3) Sukchana and Pratinthong¹⁴ ซึ่งเป็น สมการที่สามารถใช้กับสารทำงานที่มีสถานะของเหลวทั่วไป และได้ผลการคำนวณดังใน Figure 3 พบว่าฟลักซ์ความร้อน ที่สามารถใช้ได้จริงสูงกว่าฟลักซ์ความร้อนที่ใช้ในการทดลอง ประมาณ 10–25 เท่า ซึ่งฟลักซ์ความร้อนจากการคำนวณ

นั้นจะเพิ่มขึ้นตามปริมาณการเติมของสารทำงานโดยปริมาณ ของสารทำงานชั้นต่ำนั้นจะต้องมีระดับสูงกว่าระดับของ ฮีทเตอร์ที่สอดเข้าไปในฮีวาโปรเตอร์ จากนั้นเริ่มการทดลองโดย เปลี่ยนแปลงอัตราการเติมสารทำงานและให้ ฟลักซ์ความร้อน คงที่เท่ากับ 75 kW/m² คำนวณหาอัตราการถ่ายโอนความร้อน ด้วยสมการที่ (4)¹² สุดท้ายทำการทดลองโดยเปลี่ยนแปลง ฟลักซ์ความร้อนสำหรับทุกๆ อัตราการเติมสารทำงาน และเปรียบเทียบสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของ เทอร์โมไซฟอนด้วยสมการที่ (5) และค่าความต้านทานความร้อนรวมซึ่งสามารถคำนวณด้วยสมการที่ (6)¹² เพื่อเป็นการ พิจารณาอัตราการเติมที่เหมาะสมด้วยค่าความต้านทาน ความร้อนรวมทั้งระบบ

$$q = \frac{Q_{evap}}{S_E} \tag{1}$$

$$q_{evap} = V \cdot I \tag{2}$$

โดยที่ q คือฟลักซ์ความร้อน (kW/m²), Q_{evap} คือปริมาณ ความร้อนที่ให้ในฮีวาโปรเตอร์ (kW), V คือแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ ป้อนให้ฮีทเตอร์ (220 V), I กระแสไฟฟ้าที่วัดได้ขณะฮีทเตอร์ ทำงาน (Ampere) และ S_E คือพื้นที่ผิวของท่อให้ความร้อนใน ฮีวาโปรเตอร์ (m²)

$$q_{boil} = 0.12h_{fg}S_E(\rho_v)^{0.5}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \tag{3}$$

โดยที่ g คืออัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s²), h_{fg} คือความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของน้ำ (kJ/kg), ρ_l, ρ_v คือความหนาแน่นของน้ำและไอน้ำ (kg/m³) และ σ คือแรงตึงผิวของของไหล (mN/m)

$$Q_{cond} = mc_p(T8 - T7) \tag{4}$$

$$\eta = \frac{Q_{cond}}{Q_{evap}} \tag{5}$$

โดยที่ Q_{cond} คือปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอน ได้บริเวณคอนเดนเซอร์ (W), m คืออัตราการไหลเชิงมวลของ น้ำหล่อเย็น (kg/s), c_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของ น้ำหล่อเย็น (kJ/kg.°C), s คือผลต่างของอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น (°C)

$$Z = \frac{\Delta T}{Q_{cond}} \quad (6)$$

โดยที่ คือค่าความต้านทานความร้อนรวม (°C/W), ΔT คือผลต่างของอุณหภูมิอิวาโปรเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์ (°C), ซึ่ง $\Delta T = \left[\frac{T1+T2}{2} - \frac{T7+T8}{2} \right]$

1. สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อน

เป็นการทดลองเพื่อตรวจสอบอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและการหุ้มฉนวนกันความร้อนว่ามีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของอุปกรณ์ทดลองหรือไม่ โดยทดสอบด้วยอัตราการไหลเท่ากับ 1000 g/min (คิดเป็นอัตราการไหลเชิงมวลเท่ากับ 16.66 g/s) ฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 50, 75 และ 100 kW/m² ด้วยอัตราการเติมสารทำงานเท่ากับ 5% ดัง Figure 4 จะเห็นได้ว่า ผลต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้นตามฟลักซ์ความร้อนที่ให้แก่อิวาโปรเรเตอร์ซึ่งอยู่ในช่วง 7–14°C โดยมีอัตราส่วนของความร้อนที่ถ่ายโอนได้ต่อความร้อนที่ให้ (Q_{cond} / Q_{evap}) เฉลี่ย 96% ทั้ง 3 ฟลักซ์ความร้อนที่ทำการทดสอบ ซึ่งอยู่ในช่วง 94–97% จากงานวิจัยเดิมของ Sukchana¹² ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานเช่นกัน แสดงว่าการหุ้มฉนวนของอุปกรณ์ทดลองนั้นสามารถป้องกันการสูญเสียความร้อนได้เป็นอย่างดีและอยู่ในเกณฑ์ที่ดีของการทดลองทางวิศวกรรม¹⁵ และยังพบว่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ใช้ทดลองนั้นไม่มีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนเมื่อฟลักซ์ความร้อนอยู่ในช่วง 50 ถึง 100 kW/m² ทั้งนี้รูปแบบของเทอร์โมไซฟอนที่ทำการทดลองนั้นเพื่อการนำความร้อนไปใช้งานจึงต้องหุ้มฉนวนให้สามารถนำความร้อนไปยังคอนเดนเซอร์ได้ดีกว่าเทอร์โมไซฟอนที่ใช้สำหรับระบายความร้อนทั่วไปเช่น^{1, 2, 6} เป็นการทดสอบเทอร์โมไซฟอนที่ออกแบบเพื่อวัตถุประสงค์ในการระบายความร้อนและใช้สารทำความเย็นเป็นสารทำงาน ซึ่งพบว่าสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนหรือความร้อนที่ถ่ายเทได้บริเวณคอนเดนเซอร์มีค่าเฉลี่ยอยู่ในช่วง 50 - 80 %

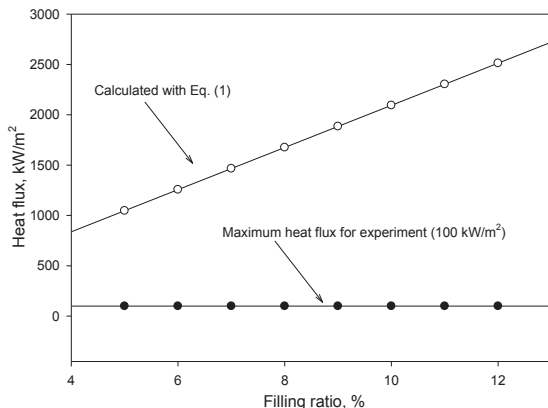


Figure 3 The maximum heat flux that can be used in the experiment

2. ผลกระทบต่ออุณหภูมิอิวาโปรเรเตอร์

การทดลองโดยการเติมน้ำกลั่นด้วยอัตราการเติมอยู่ในช่วง 5–12% โดยปริมาตรรวมของระบบและเป็นการทำงานภายใต้สภาวะอากาศ โดยทดลองกับฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 50, 75 และ 100 kW/m² ด้วยอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นคงที่เท่ากับ 16.66×10^{-3} kg/s ผลการทดลองดัง Figure 5 โดยเมื่อพิจารณาอัตราการเติมคงที่จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิอิวาโปรเรเตอร์หรือจุดเดือดของน้ำ $(T1+T2) / 2$ สูงขึ้นเมื่อได้รับฟลักซ์ความร้อนที่มากขึ้นซึ่งเป็นผลจากความดันภายในระบบที่เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นตามอัตราการเกิดไอระเหยที่เพิ่มขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนที่ได้รับ และเมื่อพิจารณาฟลักซ์ความร้อนคงที่จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของอิวาโปรเรเตอร์มีแนวโน้มคงที่ในช่วงอัตราการเติมต่ำๆ และเพิ่มสูงขึ้นเมื่ออัตราการเติมมากกว่า 7% ซึ่งเป็นผลจากปริมาณของน้ำภายในอิวาโปรเรเตอร์ที่ทำให้ปริมาตรช่องว่างที่เหลือในระบบมีความสัมพันธ์กับอัตราการเกิดไอระเหย เมื่อพิจารณาฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 100 kW/m² แนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอิวาโปรเรเตอร์สูงมากขึ้นเมื่ออัตราการเติมมากกว่า 9% เนื่องจากอัตราการเติมของสารทำงานนั้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาตรช่องว่างที่เหลือในระบบไม่สัมพันธ์กับอัตราการระเหยของไอน้ำ จึงทำให้ความดันในระบบเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วซึ่งจะแสดงผลเป็นอุณหภูมิอิวาโปรเรเตอร์ที่สูงขึ้นตามความสัมพันธ์กันทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานภายใต้ความดันและอุณหภูมิในภาชนะปิดซึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงที่สัมพันธ์กัน

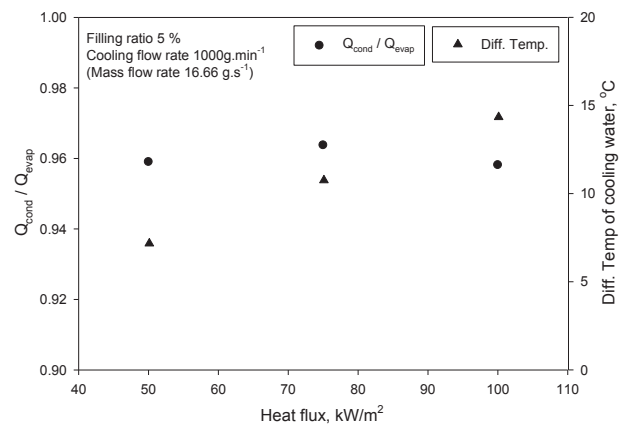


Figure 4 Heat transfer performance of the experimental equipment

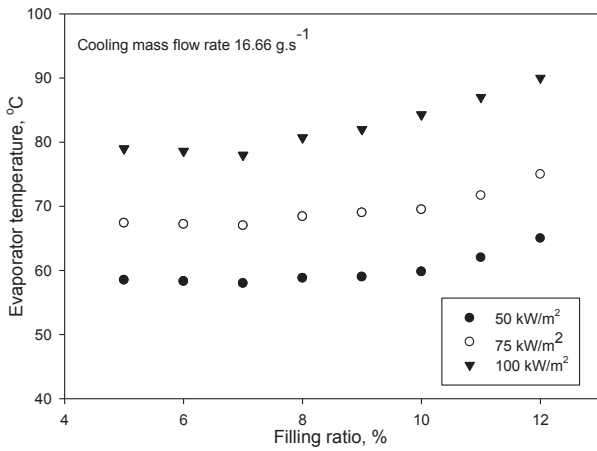


Figure 5 Effect of heat flux and filling ratio on the evaporator temperature

3. ผลกระทบต่อค่าความต้านทานความร้อนรวม

เมื่อพิจารณาผลของอัตราการเติมต่อค่าความต้านทานความร้อนรวมดัง Figure 6 โดยคำนวณด้วยสมการที่ (6) และใช้ปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้บริเวณคอนเดนเซอร์คำนวณได้จากสมการที่ (4) ซึ่งการใช้ค่าความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้ในการคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนนั้นจะมีความถูกต้องสูงกว่าการใช้ค่าความร้อนที่ให้บริเวณอีวาโปเรเตอร์ในการคำนวณเนื่องจากเป็นความร้อนที่ผ่านการสูญเสียและความต้านทานรวมของระบบมาแล้ว¹² จากรูปจะเห็นได้ว่าค่าความต้านทานความร้อนรวมลดลงเมื่ออัตราการเติมเพิ่มขึ้นซึ่งพบว่าอัตราการเติม 7% มีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำที่สุดทั้ง 3 ฟลักซ์ความร้อนที่ทำการทดลองซึ่งเป็นจุดเหมาะสมในการใช้งานทั้งอัตราการเติม ฟลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์ และเมื่อพิจารณาฟลักซ์ความร้อนใน Figure 7 พบว่าในการทดลองด้วยอัตราการเติมเท่ากันเมื่อฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้ค่าความต้านทานความร้อนรวมลดลงและมีแนวโน้มลดลงได้อีกหากฟลักซ์ความร้อนสูงกว่า 100 kW/m² เนื่องจากอัตราการเติม 7% นั้นสามารถรับฟลักซ์ความร้อนได้สูงถึง 1,400 kW/m² หรือประมาณ 14 เท่าของฟลักซ์ความร้อนสูงสุดที่ใช้ในการทดลอง (ดู Figure 2) นอกจากนี้แล้วยังมีสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ด้านอุณหภูมิวิกฤตที่สูงกว่า 300 °C จึงสามารถใช้กับฟลักซ์ความร้อนสูงได้ดี ซึ่งจากการทดลองพบว่าค่า Z ต่ำสุดเท่ากับ 0.062 °C/W ด้วยฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 100 kW/m² และอัตราการเติมเท่ากับ 7% ของปริมาตรรวมภายในเทอร์โมไซฟอน ซึ่งผลการทดลองก่อนการปรับปรุงอีวาโปเรเตอร์¹² นั้นได้ค่า Z ต่ำสุดเท่ากับ 0.065 °C/W และอัตราการเติมที่เหมาะสมเท่ากับ 10% ด้วยฟลักซ์ความร้อน 100 kW/m² เท่ากัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการปรับปรุงท่อทางเดินของ

ไอรระเหยและตำแหน่งของการให้ความร้อนนั้นมีผลต่อค่าความต้านทานความร้อนรวมและอัตราการเติมสารทำงานที่ลดลง

4. ความสัมพันธ์ของตัวแปรและผลการทดลอง

ความสัมพันธ์ของตัวแปรจากการทดลองประกอบด้วย อัตราการเติม ฟลักซ์ความร้อน ที่มีผลต่อค่าความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอนที่มีอีวาโปเรเตอร์เป็นหม้อต้ม ซึ่งจะเป็นพื้นผิวความสัมพันธ์ของตัวแปรดัง Figure 8 จะเห็นได้ว่าอัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานนั้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าความต้านทานความร้อนรวมน้อยกว่าฟลักซ์ความร้อน โดยฟลักซ์ความร้อนจะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าความต้านทานความร้อนน้อยลงเมื่อมีค่ามากกว่า 75 kW/m² และอัตราการเติมที่เหมาะสมนั้นอาจมีการเปลี่ยนแปลงได้เมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงกว่าการทดลองในครั้งนีหรือเข้าใกล้ปริมาณความร้อน q_{boil} ของแต่ละอัตราการเติม นอกจากนี้ปริมาณการเติมสารทำงานนั้นต้องสัมพันธ์กับตำแหน่งของการให้ความร้อนแก่อีวาโปเรเตอร์เนื่องจากอุปกรณ์ทดลองมีลักษณะของอีวาโปเรเตอร์เป็นหม้อต้มโดยต้องมีระดับสูงกว่าตำแหน่งการให้ความร้อนเล็กน้อย ดังผลการวิจัยครั้งนี้จะเห็นได้ว่าเมื่อตำแหน่งการให้ความร้อนต่ำลงมีผลต่ออัตราการเติมสารทำงานที่ลดลงด้วย ทั้งนี้อัตราการเติมของสารทำงานนั้นจะต้องพิจารณาควบคู่กับฟลักซ์ความร้อนใช้งานและปริมาณความร้อนที่สารทำงานสามารถใช้งานได้ตามอัตราการเติม โดยเฉลี่ยอัตราการเติมน้ำเป็นสารทำงานจากผลการทดลองที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าความต้านทานความร้อนรวมเพียงเล็กน้อยจะอยู่ในช่วงอัตราการเติมเท่ากับ 5 - 10%

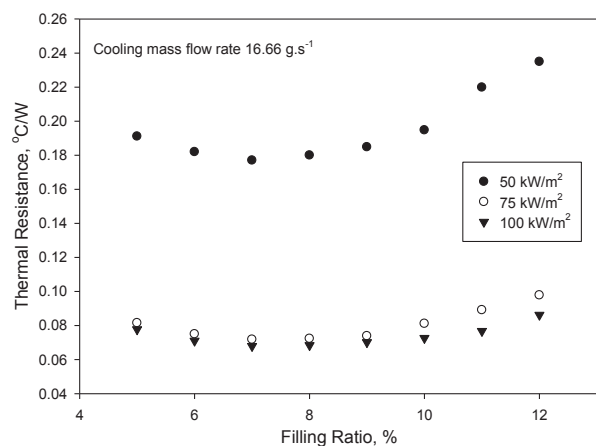


Figure 6 Total thermal resistance with different of heat flux and filling ratio

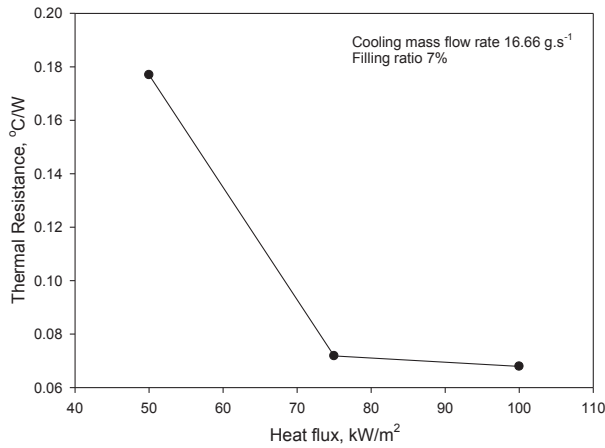


Figure 7 Thermal resistance with filling ratio of 7%

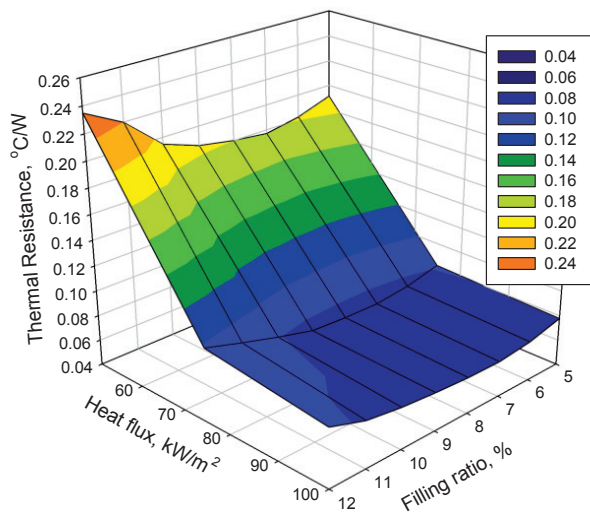


Figure 8 The relations of heat flux filling ratio and total thermal resistance

สรุปผลการทดลอง

การทดลองเพื่อหาอัตราการเติมน้ำกลั่นเป็นสารทำงานที่เหมาะสมกับหม้อไอน้ำแบบเทอร์โมไซฟอนด้วยอัตราการเติมในช่วง 5–12% พบว่าที่อัตราการเติม 7% นั้นมีผลทำให้หม้อไอน้ำมีประสิทธิภาพสูงกว่าอัตราการเติมอื่นๆ ในการทดลองโดยพิจารณาจากค่าความต้านทานความร้อนรวม ซึ่งจากการทดลองด้วยฟลักซ์ความร้อนสูงสุดเท่ากับ 100 kW/m² พบว่าค่าความต้านทานความร้อนรวมยังคงมีแนวโน้มลดลงซึ่งแสดงว่าเทอร์โมไซฟอนที่มีอัตราเป็นหม้อต้มนั้นยังคงมีประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อนที่ดีขึ้นเมื่อให้ฟลักซ์ความร้อนสูงกว่า 100 kW/m² ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความต้องการในการใช้งานว่าต้องการอุณหภูมิของไอน้ำเท่าใดก็จะสามารถคำนวณหา ฟลักซ์ความร้อนใช้งานได้ด้วยค่าความต้านทานความร้อนรวม โดยการทดลองในครั้งนี้พบค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเท่ากับ 0.062 °C/W ด้วยอัตราการเติม 7% และฟลักซ์ความร้อน 100 kW/m² นอกจากนี้ยังพบว่าอัตราการเติม

ในช่วง 5 - 10% กระทบต่อผลต่างของค่าความต้านทานความร้อนเพียงเล็กน้อยโดยไม่มีผลกระทบต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่ทำการทดลอง

เอกสารอ้างอิง

- Hagens, H., Ganzevles, F.L.A., Van Der Geld, C.W.M. and Grooten, M.H.M. Air heat exchangers with long heat pipes: experiments and predictions. *Applied Thermal Engineering*. 2007 ; 27: 2426–2434.
- Grooten, M.H.M. and Geld, C.W.M. Predicting heat transfer in long, r-134a filled thermosyphons. *ASME Journal of Heat Transfer*. 2009 ; 131: 1-9.
- Gorecki, G. Investigation of two-phase thermosyphon performance filled with modern HFC refrigerants. *Heat and Mass Transfer*. 2018 ; 54: 2131–2143.
- Sukchana, T. and Thadniam, V. Effect of position of evaporator and condenser on heat transfer performance of r-134a loop thermosyphon. *UBU Engineering Journal*. 2019 ; 12 (1) : 25–33. (In Thai).
- Sukchana, T. Heat Transfer Performance of a Single-Pipe Thermosyphon with adiabatic length of 7.5le employing environmentally friendly refrigerant as a working fluid. *KMUTT Research and Development Journal*. 2019 ; 42 (4) : 345–388. (In Thai).
- Sukchana, T. Study of heat transfer performance of a loop thermosyphon using an environment-friendly refrigerants as a working fluid. *The Journal of KMUTNB*. 2020 ; 30 (2) : 199–208. (In Thai).
- Aghel, B., Rahimi, M., and Almasi, S. Heat transfer enhancement of two-phase closed thermosyphon using a novel cross-flow condenser. *Heat Mass Transfer*. 2017 ; 53: 765–773.
- Jafari, D., Marco, P.Di., Filippeschi, S., Franco, A. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2017 ; 88: 111–123.
- Lataoui, Z., Jemni, A. Experimental investigation of a stainless steel two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2017 ; 121: 721–727.
- Naresh, Y., Balaji, C. Experimental investigations of heat transfer from an internally finned two phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2017 ; 112: 1658–1666.

11. Kima, Y., Shina, D.H., Kima, J.S., Youb, S.M., Leea, J. Boiling and condensation heat transfer of inclined two-phase closed thermosyphon with various filling ratios. *Applied Thermal Engineering*.2018 ; 145: 328–342.
12. Sukchana, T. Design, construction and testing of a horizontal thermosyphon boiler. *KMUTT Research and Development Journal*. 2020 ; 43 (1) : 67–78. (In Thai).
13. Gedik, E. Experimental Investigation of the Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon at Different Operating Conditions. *Energy and Buildings*. 2016 ; 127: 1096–1107.
14. Sukchana, T., and Pratinthong, N. 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*. 2017 ; 114: 527–535.
15. Taylor, J.R. *An introduction to error analysis: The study of uncertainties in physical measurements ; University Sci. Book ; 1997.*