

การทดสอบสมรรถนะอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบเทอร์โมไซฟอน Performance Test of the Thermosyphon Hydraulic Oil Cooling

วิจิตรา ไกรแสงหิรัญ^{1*} ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง², ภาณุวัชร อึ้งโสภภาพงษ์²

^{1,2}ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES – MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
1518 ถนนประชาธนาภรณ์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทรศัพท์ 02-555-2000 ต่อ 8315, 08-1626-1055, โทรสาร 02-587-4350, 02-586-9541

*ติดต่อ: k.wijitra@hotmail.com, tss@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการทดสอบสมรรถนะของอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์โดยใช้ท่อเทอร์โมไซฟอน โดยวิธีการพาความร้อนแบบบังคับ ท่อเทอร์โมไซฟอนทำจากท่อทองแดงถูกติดตั้งที่ผิวด้านนอกของท่อ ท่อเทอร์โมไซฟอนนี้ใช้สารทำงานเป็น R-134a การศึกษาและวิเคราะห์ที่ใช้หลักการสมดุลมวลและพลังงาน การทดสอบแบ่งเป็น 2 ขั้นตอน ขั้นตอนแรกเป็นการทดสอบเพื่อหาปริมาตรของสารทำงานที่ต้องบรรจุภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิของอิวาโปรเตอร์เท่ากับ 50 °C เพื่อให้ได้ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและนำไปใช้กำหนดขนาดของอุปกรณ์ระบายความร้อน ขั้นตอนที่สองนำท่อเทอร์โมไซฟอนที่ได้จากการทดสอบในขั้นตอนแรกมาทดสอบสมรรถนะเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และประสิทธิผลของอุปกรณ์ระบายความร้อน ตัวแปรประกอบด้วยค่าความเร็วลม 7 ค่า และอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกส์ 5 ค่า ผลที่ได้จากการทดสอบพบว่าที่ค่าความเร็วลม 3.09 m/s อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 80 °C ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 586.16 W ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ 15.33 W/m²·K และค่าประสิทธิผลสูงสุดเท่ากับ 0.57 ตามลำดับ

คำหลัก: การทดสอบสมรรถนะ, น้ำมันไฮดรอลิกส์, สารทำงาน R-134a, การระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบเทอร์โมไซฟอน, การพาแบบบังคับ

Abstract

This research was a test the performance of cooling hydraulic oil by using thermosyphon tube. The air by means forced convection. Thermosyphon tubes made of copper tube by the outside surface of the pipe was attached fins. Thermosyphon tubes used working fluid was R-134a. The study and analysis have used the mass and energy balance principle. The experiment was divided into two stages. The first step was a test to find the volume of the working fluid to be fill under the evaporator temperature equal to 50°C. To achieve thermosyphon with maximum heat transfer rate and to determine the size of used cooling equipment. The second step, to take the thermosyphon, through the implementation of the first step test to determine the rate of heat transfer performance, the overall heat transfer coefficient and effectiveness of the cooling device. Experimental parameters consists of wind speed was 7 values and the hydraulic oil temperature was 5 Values. The results of the tests showed that the wind speed of 3.09 m / s, temperature of the hydraulic oil's equal to 80°C, the rate of heat transfer equal to 586.16 W. the overall heat transfer coefficient equal to 15.33 W/m²·K and the maximum effectiveness is equal to 0.57, respectively.

ETM-67

Keywords: performance test, hydraulic oil, R-134a working fluid, thermosyphon hydraulic oil cooling, forced convection

ETM-67

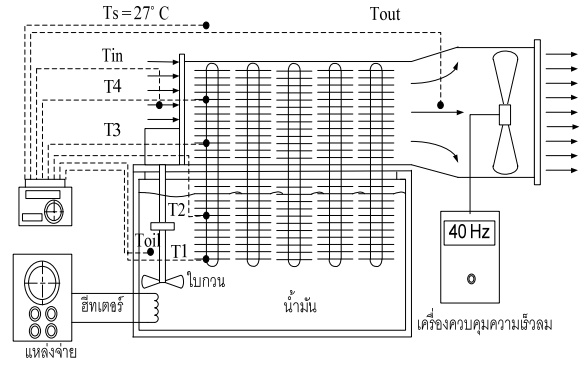
1. บทนำ

การทำงานของระบบไฮดรอลิกส์ในเครื่องจักรอุตสาหกรรมพบว่าปัญหาเกี่ยวกับอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกส์มีค่อนข้างสูง ดังนั้นการพิจารณาอุปกรณ์เพื่อใช้ในการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกส์จึงเป็นสิ่งสำคัญที่มีผลต่ออายุการใช้งานของเครื่องจักร จากการศึกษาเบื้องต้นพบว่าท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพทำงานด้วยหลักการถ่ายเทความร้อนแฝงของสารทำงานภายในเทอร์โมไซฟอนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงแม้มีอุณหภูมิแตกต่างเพียงเล็กน้อย ใช้หลักการของความร้อนแฝงและแรงโน้มถ่วงของโลก จากจุดเด่นของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนมีการประยุกต์โดยทำการวิเคราะห์ตัวแปรต่าง ๆ เช่น ชนิดของสารทำงาน วัสดุท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน ปริมาตรการเติมสารทำงาน มุมที่ใช้ในการทดสอบรวมทั้งการประยุกต์ใช้งาน [2, 3, 4] ซึ่งพบว่าท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนเป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง ทำงานโดยไม่ต้องมีต้นกำลังขับ [7] การทดสอบสมรรถนะอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบเทอร์โมไซฟอนด้วยอากาศแบบบังคับในครั้งนี

2 ชุดทดสอบการระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์

2.1 อุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 1 อุปกรณ์การทดลองประกอบด้วยส่วนให้ความร้อนและระบายความร้อน อุปกรณ์ถังน้ำมันไฮดรอลิกส์ขนาด 20 L หุ้มฉนวนป้องกันการสูญเสียความร้อน ติดตั้งใบพัดสำหรับกวนน้ำมันให้เกิดการไหลเวียนภายในบรรจุ น้ำมันไฮดรอลิกส์เบอร์ 68 มวล 13 kg ให้ความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ 220 V คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศแบบการพาความร้อนแบบบังคับที่อัตราการไหลเชิงมวลที่ $80 \times 10^3 - 178 \times 10^3$ kg/s วัตถุอุณหภูมิผิวท่อด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$ เก็บข้อมูลด้วยเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger) ค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$ และวัดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้สำหรับฮีตเตอร์ด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าแบบตัวเลขย่านการวัด 6000 W ความละเอียด 1 W โดยมีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$



รูปที่ 1 แสดงหลักการของชุดระบายความร้อนด้วยอากาศแบบบังคับของท่อเทอร์โมไซฟอน

2.2 เงื่อนไขการทดลอง

ชุดทดสอบการระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์ประกอบด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 11.3 mm จัดวางท่อแบบสลับหว่างส่วนอิวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ติดครีบบวงแหวนทำด้วยเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 32 mm ความถี่ครีบท่อกับ 8 ครีบบต่อความยาว 25.4 mm ให้ความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าที่ 40, 50, 60, 70 และ 80 °C ตามลำดับ อัตราการไหลเชิงมวลที่ $80 \times 10^3 - 178 \times 10^3$ kg/s อุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ยที่ 27 °C วัตถุอุณหภูมิผิวท่อด้วยเทอร์โมคัปเปิลเก็บข้อมูลด้วยเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger)

3. ทฤษฎีและการคำนวณ

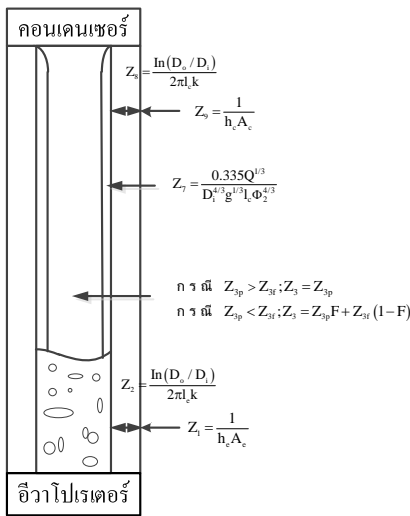
การคำนวณเพื่อออกแบบและสร้างอุปกรณ์ระบายความร้อนมีอยู่ 2 วิธี คือการคำนวณจากขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนและการคำนวณจากความต้านทานความร้อนรวมของท่อเทอร์โมไซฟอน แต่ละท่อความต้านทานรวมได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q = \frac{\Delta T}{Z_{\text{theory}}} \quad (1)$$

ซึ่งค่าความต้านทานความร้อนรวม Z_{theory} มีคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนอย่างหนึ่งที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

ETM-67

แบบเทอร์โมไซฟอน ซึ่งประกอบด้วย Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_7 , Z_8 และ Z_9 โดยมีลักษณะดังภาพที่ 2



รูปที่ 2 แสดงความต้านทานทางความร้อนของ
ท่อเทอร์โมไซฟอน

จากภาพที่ 2 ส่วนอีวาโปเรเตอร์คิดค่าความต้านทาน Z_1 และ Z_2 เนื่องจากคิดต้านทานความร้อนโดยการพาความร้อนที่ผิวภายนอกและความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนที่ผิวภายนอก Z_3 คือ ความต้านทานความร้อนจากการติดต่อของสารทำงานภายในเทอร์โมไซฟอนของส่วนอีวาโปเรเตอร์ หาได้เมื่อค่าของ Z_3 แยกเป็น 2 กรณี กรณีแรก $Z_{3,p} > Z_{3,f}$ กรณี $Z_{3,p} < Z_{3,f}$ โดย $Z_{3,f}$ เกิดจากความต้านทานความร้อนของของเหลวที่เกิดขึ้นจากฟิล์มของเหลวในส่วนอีวาโปเรเตอร์ และ $Z_{3,p}$ เกิดจากความต้านทานความร้อนเนื่องจากการเดือดที่เกิดขึ้นจากของเหลวของท่อเทอร์โมไซฟอน Z_7 คือความต้านทานความร้อนจากการควบแน่นของสารทำงานในท่อที่ส่วนคอนเดนเซอร์ Z_8 และ Z_9 คือ ความต้านทานความร้อนโดยการพาความร้อนที่ผิวภายนอกบริเวณส่วนคอนเดนเซอร์และความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนที่ผนังที่ส่วนคอนเดนเซอร์ จากนั้นทำการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม คำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_c}} \quad (4)$$

ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
คำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\varepsilon = \frac{Q}{(m C_p)_{\min} \Delta T_{\max}} \quad (5)$$

เมื่อ $(m C_p)_{\min}$ คือผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวล
กับความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่มีค่าน้อย

4 ผลการทดลอง

4.1 การทดสอบปริมาตรการเติม R-134a

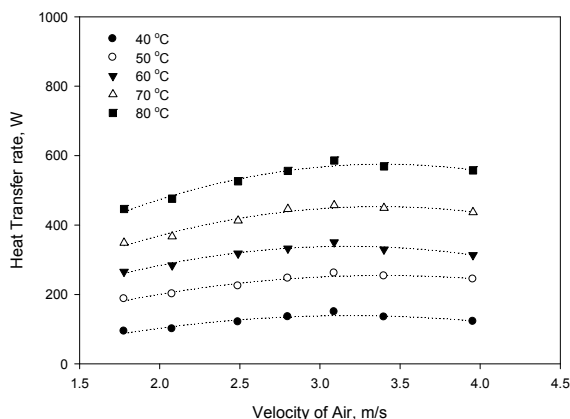
การทดสอบเพื่อหาปริมาตรการเติมสารทำงาน R-134a
ที่เหมาะสม เพื่อใช้เป็นปริมาตรการเติมสำหรับชุดอุปกรณ์
ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบท่อความร้อน
เทอร์โมไซฟอน ซึ่งมีขั้นตอนการทดลองโดยทำการเติม
สารทำงาน 30% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ โดยปรับ
อัตราการให้ความร้อนแก่ส่วนอีวาโปเรเตอร์แบบอุณหภูมิ
คงที่เท่ากับ 50°C ส่วนคอนเดนเซอร์ระบายความร้อน
ด้วยน้ำเย็นอุณหภูมิคงที่เท่ากับ 27°C ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล
บริเวณผิวท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนทำการอ่านค่า
จากเครื่องอ่านอุณหภูมิคูแวนโน้มของอุณหภูมิจนกระทั่ง
เข้าสู่สภาวะคงที่จึงทำการบันทึกผลทำการทดลองซ้ำ
โดยเปลี่ยนปริมาตรการเติมสารทำงานเป็น 40, 50, 60,
70 และ 80% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ตามลำดับ
พบว่าปริมาตรการเติมสารทำงานที่มีผลต่อสมรรถนะ
ทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอน โดยมีปริมาตรการเติม
สารทำงาน 30% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ ให้อัตราการถ่ายเท
ความร้อนต่ำเนื่องจากปริมาณสารทำงานในส่วนอีวาโปเรเตอร์
มีน้อย และเมื่อเติมสารทำงานเป็น 40% ส่งผลให้อัตรา
การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น [3, 5] เนื่องจากปริมาณ
สารทำงานที่เพิ่มขึ้นทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้
อย่างต่อเนื่อง

ETM-67

4.2 การทดสอบสมรรถนะอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์

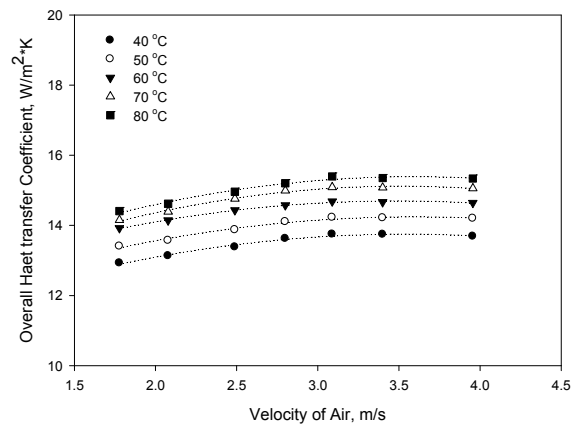
เพื่อหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน โดยส่วนคอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศแบบบังคับ ที่ปริมาตรการเติมสารทำงาน 40% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ ทำการทดสอบโดยให้อัตราความร้อนแก่น้ำมันไฮดรอลิกส์ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบอุณหภูมิคงที่เท่ากับ 40, 50, 60, 70 และ 80 °C ตามลำดับ ส่วนคอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศความเร็วลมเท่ากับ 1.78, 2.08, 2.49, 2.80, 3.09, 3.40 และ 3.96 m/s อุณหภูมิอากาศแวดล้อมเท่ากับ 27 °C ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลที่ตำแหน่งที่ต้องการวัดอุณหภูมิเข้ากับเครื่องอ่านอุณหภูมิดูแนวโน้มของอุณหภูมิจนกระทั่งเข้าสู่สภาวะคงที่จึงทำการบันทึกผล

รูปที่ 3 เป็นการทดลองความเร็วอากาศไหลเข้าส่วนคอนเดนเซอร์ที่ 1.78, 2.08, 2.49, 2.80, 3.09, 3.40 และ 3.96 m/s ที่อุณหภูมิต่าง ๆ เพื่อศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อน พบว่าความเร็วลมที่สูงขึ้นส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อความเร็วลมมากกว่า 3.09 m/s ส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง เป็นผลมาจากความเร็วลมสูงเกินไป ซึ่งที่ความเร็วลมเท่ากับ 3.09 m/s และอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 80 °C ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 586.16 W



รูปที่ 3 แสดงค่าความเร็วลมกับอัตราการถ่ายเทความร้อน

จากรูปที่ 4 เป็นการทดลองความเร็วอากาศไหลเข้าส่วนควบแน่นที่ 1.78, 2.08, 2.49, 2.80, 3.09, 3.40 และ 3.96 m/s ที่อุณหภูมิต่างๆ เพื่อศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อน พบว่าความเร็วลมที่สูงขึ้นส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ซึ่งที่ความเร็วลม 3.09 m/s ให้อัตราสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 15.33 W/m²·K ที่อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 80 °C

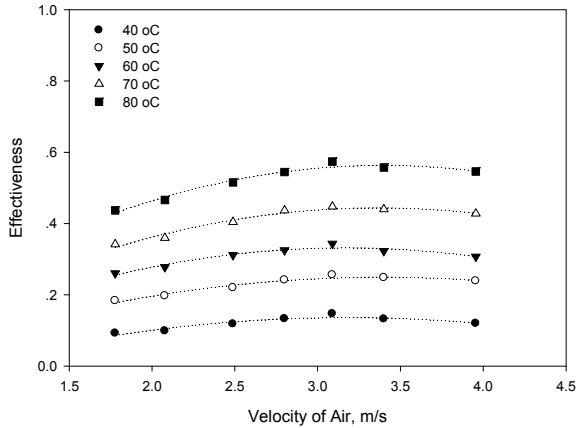


รูปที่ 4 ความเร็วลมกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

จากรูปที่ 5 การทดลองความเร็วอากาศไหลเข้าส่วนควบแน่นที่ 1.78, 2.08, 2.49, 2.80, 3.09, 3.40 และ 3.96 m/s ที่อุณหภูมิต่าง ๆ เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อน พบว่าความเร็วลมที่สูงขึ้นส่งผลต่อประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับรูปที่ 3 และ 4 เช่นเดียวกับเอกสารอ้างอิง [6] ซึ่งที่ความเร็วลม 3.09 m/s ให้อัตราประสิทธิภาพสูงสุด โดยค่าประสิทธิภาพของชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบเทอร์โมไซฟอนมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.57 ที่อุณหภูมิ น้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 80 °C ซึ่งค่าประสิทธิภาพของชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนทำได้จริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่สามารถทำได้ เนื่องจากส่วนครีบบระบายความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่ใช้ในการทดลองเป็นครีบลูก ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพของ

ETM-67

ชุดอุปกรณ์มีค่าค่อนข้างต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์ระบายความร้อนโดยทั่วไป ซึ่งปกติจะใช้ครีบอลูมิเนียมหรือครีบทองแดง



รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ของความเร็วลมกับค่าประสิทธิภาพ

5. สรุปผลการทดลอง

การทดสอบสมรรถนะอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบเทอร์โมไซฟอน โดยใช้สารทำงาน R-134a ที่ปริมาณการเติมเท่ากับ 40% ของปริมาตรอีวาโปเรเตอร์ ซึ่งได้ผลการทดลองไปในทางเดียวกันกับเอกสารอ้างอิง [3, 5] พบว่าอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกส์และความเร็วลมส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนโดยการพาความร้อนแบบบังคับ เมื่อความเร็วลมมีค่าเพิ่มสูงขึ้นส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นตามเช่นเดียวกันกับเอกสารอ้างอิง [4, 6] แต่เมื่อความเร็วลมสูงกว่า 3.09 m/s ส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงซึ่งเป็นผลมาจากความเร็วของอากาศมากเกินไป จึงทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับส่วนระบายความร้อนมีค่าการถ่ายเทความร้อนลดน้อยลง ซึ่งผลการทดลองมีแนวโน้มเดียวกันกับผลการคำนวณทางทฤษฎี จากการทดลองพบว่าที่อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 80 °C ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 586.16 W ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ 15.33 W/m²·K และค่าประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 0.57

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES – MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน – อวกาศคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีการถ่ายโอนความร้อน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพาธานี ที่เอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์ในการทำวิจัยครั้งนี้

7. รายการสัญลักษณ์

A_e	พื้นที่ผิวอีวาโปเรเตอร์, m ²
A_c	พื้นที่ผิวคอนเดนเซอร์, m ²
D_i	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ, m
D_o	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, m
F	อัตราการเติมสารทำงาน, %
g	ค่าแรงโน้มถ่วงโลก, m/s ²
h_e	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกของอีวาโปเรเตอร์, W/m ² ·K
h_c	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกของคอนเดนเซอร์, W/m ² ·K
k	ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ, W/m·K
l_a	ความยาวของแอดเดียบาดติก, m
l_c	ความยาวของคอนเดนเซอร์, m
l_e	ความยาวของอีวาโปเรเตอร์, m
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
ΔT	ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์, K
ΔT_{max}	คือ อุณหภูมิแตกต่างสูงสุด, K
$Z_{th,t}$	ค่าความต้านทานความร้อนรวมทางทฤษฎี, K/W
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, W/m ² ·K
e	ประสิทธิภาพ
Φ_2	สมบัติทางกายภาพของการควบแน่น

ETM-67

ต่อความร้อนวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกล
แห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22 ปทุมธานี : คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์, 2551 : 406-410.

8. เอกสารอ้างอิง

1. M.R. Sarmasti emami, et al. "Effect of Aspect Ratio and Filling Ratio on Thermal Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon." Iranian Journal of Science & Technology. 32 (2008) : 39-51.
2. T. Parametthanuwat, et al. "Thermosyphon Installation for Energy Thrift in a Smoked Fish Sausage Oven (TISO)." Energy Journal. 35 (2010) : 2836-2842.
3. Thanaphol Sukchana, Naris Pratinthong. "A Technique of Heat Pipe Filling with R-134a." Eco-Energy and Materials Science and Engineering Symposium. 10 (2012) : 298-306.
4. Chatchai Nimmol, Wirote Ritthong. "Application of Thermosyphon Heat Pipes for Paddy Dehydration Process." KKU Engineering Journal. 6 (2012) : 862-879.
5. วิจิตรา ไกรแสงหิรัญ และชนาคม สุนทรชัยนาคแสง. "การทดสอบการระบายความร้อนแบบอิสระของอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์ด้วยท่อเทอร์โมไซฟอน." ในเอกสารประกอบการประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 9. นครนายก : คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร, 2556 : 451-454.
6. นันทกร ดีเสมอ, นริส ประทีนทอง และรุ่งโรจน์ สงค์ประกอบ. "การระบายความร้อนภายในตู้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์โดยใช้ท่อความร้อน." ในเอกสารประกอบการประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 8. มหาสารคาม : คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม, 2555 :1-7.
7. ณรงค์ สีหาช่อง, พิชัย นิ่มชนะ และปรีชา เคนหาญ. "การลดความแตกต่างของอุณหภูมิภายในแท่งคอนกรีต