

## การศึกษาเชิงทดลองสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อความร้อนแบบอีเจ็คเตอร์

### Experimental Study for Thermal Performance of Heat Pipe Equipped with Ejector

เมธาสิทธิ์ โชคฤทัย<sup>1</sup> ธนรัฐ ศรีวีระกุล<sup>1\*</sup> วรเชษฐ์ แสงสีดา<sup>1</sup> ณัฐฐิ์ สุวรรณภูมิ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี อ.วารินชำราบ จ.อุบลราชธานี 34190

<sup>2</sup>สาขาวิชาเทคโนโลยีเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏสุรินทร์ อ.เมือง จ.สุรินทร์ 32000

Metasit Chockruethai<sup>1</sup> Thanarath Sriveerakul<sup>\*1</sup> Worachate Sangsida<sup>1</sup> Nat Suvarnakuta<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchathani University,  
Warin Chamrap, Ubon Ratchathani 34190

Tel: 0-4535-3309 E-mail: tsriveerakul@yahoo.com

<sup>2</sup>Department of Mechanical Technology, Faculty of Industrial Technology, Surindra Rajabhat University,  
Muang, Surin 32000

Tel: 0-4404-1555 E-mail: n.suvarnakuta@hotmail.com

#### บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอผลเปรียบเทียบสมรรถนะการระบายความร้อนของท่อความร้อน 3 แบบ คือ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนที่ใช้อีเจ็คเตอร์ และท่อความร้อนที่ใช้อีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย สำหรับการระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกส์ โดยท่อความร้อนทั้ง 3 แบบจะใช้สารทำความเย็น R134a เป็นสารทำงาน ซึ่งจากผลการทดลองพบว่า ที่ระยะหัวฉีด 1.5 มิลลิเมตร จะมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเฉลี่ยสูงสุด อัตราการเติมสารทำงานและระยะการจุ่มของท่อความร้อนที่เหมาะสมเท่ากับ 50 เปอร์เซ็นต์ และ 200 มิลลิเมตร ตามลำดับ การเปรียบเทียบท่อความร้อนทั้ง 3 ชนิด ที่มีการหุ้มฉนวนหรือมีส่วนอะเดียแบติก ในระยะที่เท่ากันพบว่า ท่อความร้อนที่ใช้อีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย จะมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนช่วงขณะสูงสุด โดยมีค่าสูงกว่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนที่ใช้อีเจ็คเตอร์ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน และการระบายความร้อนแบบธรรมชาติ โดยเฉลี่ยร้อยละ 7.6 18.4 และ 24.8 ตามลำดับ

**คำหลัก** ท่อความร้อน อีเจ็คเตอร์ สมรรถนะเชิงความร้อน

#### Abstract

This paper presents comparative investigation between thermal performances of 3 types of heat pipe: thermosyphon heat pipe, heat pipe with ejector, and heat pipe with ejector and additional evaporation chamber, for hydraulic oil's cooling application. The working fluid for the three heat pipes was R134a. The experimental results show that the maximum value of average heat transfer rate occurred at the primary nozzle position of 1.5 mm. The optimum submerged distance and the refrigerant filling ratio were 200 mm and 50%, respectively. For the three heat pipes with equal distance of adiabatic section, the heat pipe with ejector and additional evaporation chamber provided the maximum instantaneous heat transfer rate of 7.6% over the heat pipe with ejector, 18.4% over the thermosyphon heat pipe, and 24.8% over the natural cooling process (without heat pipe).

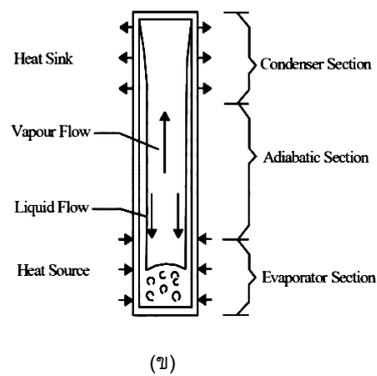
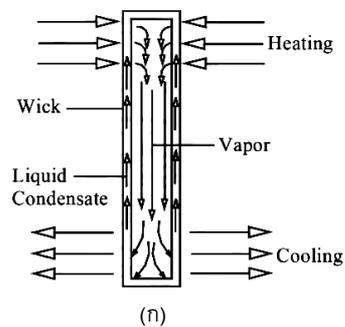
**Keywords:** Heat pipe, ejector, thermal performance

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) เป็นส่วนประกอบที่สำคัญในการระบายความร้อนออกจากระบบ เช่น ระบบเครื่องจักรกล อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ การส่งผ่านความร้อนในระบบพลังงานแสงอาทิตย์ การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในกระบวนการอุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะทำหน้าที่ลดหรือเพิ่มอุณหภูมิของของไหลในส่วนของที่ต้องการในกระบวนการทางความร้อน เช่น เครื่องจักรกลที่มีการทำงานร่วมกับระบบไฮดรอลิกส์จำเป็นต้องมีระบบการระบายความร้อนที่ดีเพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์ให้อยู่ในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสม [1-2] เป็นต้น ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีทั้งแบบที่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกมาช่วยในการแลกเปลี่ยนความร้อนและแบบที่ไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกที่เรียกว่า "ท่อความร้อน"

ท่อความร้อน (heat pipe) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกคิดค้นโดย R.S. Gaugler ในปี ค.ศ. 1942 และถูกพัฒนาจนสามารถใช้งานได้จริง ในปี ค.ศ. 1960 โดย G.M. Grover มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็ว ซึ่งส่วนกลไกบำรุงรักษาน้อยความสามารถในการนำความร้อนสูงและรวดเร็วกว่าแท่งทองแดงตัน ประมาณ 10 ถึง 100 เท่า และยังสามารถทำงานได้ดีแม้มีอุณหภูมิแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย โดยมีลักษณะเป็นท่อทองแดงปลายปิด ภายในเป็นสุญญากาศ ซึ่งจะบรรจุสารทำงาน เช่น ฟร็อน แอมโมเนีย มีเทน น้ำ และสารทำความเย็น เป็นต้น โดยทั่วไปท่อความร้อนสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท [3] คือ 1) ท่อความร้อนแบบมาตรฐาน (standard heat pipe) ดังแสดงในรูปที่ 1 (ก) ท่อความร้อนประเภทนี้จะประกอบไปด้วยภาชนะบรรจุ (container) สารทำงาน (working fluid) และส่วนโครงสร้างวัสดุพรุนหรือวิกต์ (wick) หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบมาตรฐาน คือ สารทำงานในส่วนควบแน่น (condenser) จะถูกดูดส่งของเหลวควบแน่นกลับไปยังส่วนการระเหย (evaporator) ด้วยวิธีการวิกต์ ดังนั้นการใช้งานจึงไม่มีข้อจำกัดเกี่ยวกับตำแหน่งในการติดตั้งที่ต้องขึ้นกับแรงโน้มถ่วง 2) ท่อความร้อนแบบไรรีกต์หรือแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) ดังแสดงในรูปที่ 1 (ข) ท่อความร้อนประเภทนี้ จะแบ่ง

ออกเป็น 3 ส่วน ตามหลักการทำงานคือ ส่วนระเหย (evaporator) ส่วนไม่ถ่ายเทความร้อน (adiabatic) และส่วนควบแน่น (condenser) โดยมีหลักการทำงานคือ เมื่อสารทำงานได้รับความร้อนจะระเหยกลายเป็นไอ นำความร้อนเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นที่อยู่ด้านบนซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าและจะปลดปล่อยความร้อนที่บริเวณส่วนควบแน่น จากนั้นสารทำงานจะกลับตัวเป็นของเหลวไหลย้อนกลับมาตามผนังด้านในของท่อสุบริเวณส่วนระเหยโดยอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลก เพื่อรับความร้อนกลับไปทำงานอีกครั้ง ดังนั้นการทำงานของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนจึงต้องวางส่วนควบแน่นให้อยู่สูงกว่าส่วนระเหยเสมอ



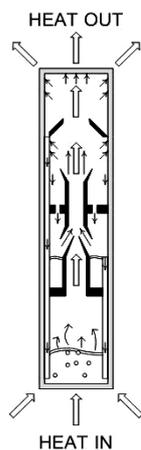
รูปที่ 1 ท่อความร้อน [3]  
 (ก) ท่อความร้อนแบบมาตรฐาน  
 (ข) ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

สมรรถนะเชิงความร้อนหรือสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อน (thermal performance) ของท่อความร้อนนั้น จะขึ้นอยู่กับปัจจัยต่างๆ เช่น ขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อความร้อน ความยาวของท่อความร้อนทั้งในส่วนที่ระเหยและส่วนควบแน่น ชนิดหรือวัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อน อุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนและแหล่งระบาย

ความร้อน ชนิดของสารทำงาน [4] รวมถึงขีดจำกัดการทำงานต่างๆ ของท่อความร้อน เป็นต้น

จากการทบทวนวรรณกรรมพบว่า ได้มีการศึกษาและพัฒนาการทำงานของท่อความร้อนอย่างต่อเนื่อง ตัวอย่างเช่น มีการพัฒนาท่อความร้อนโดยการปรับเปลี่ยนโครงสร้างภายใน การจัดวางตำแหน่งของท่อระบายความร้อนเพื่อเพิ่มการไหลเวียนของสารทำงาน [5] ซึ่งจะพบว่าหากอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานเพิ่มขึ้นจะส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามไปด้วย [6] รวมทั้งการเพิ่มอุปกรณ์ที่เรียกว่า "ฮีตเตอร์" ซึ่งมีคุณสมบัติที่ช่วยในการถ่ายเทมวลสารเข้ามาประยุกต์ใช้งานร่วมกับท่อความร้อน [7]

หลักการทำงานของท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์คือ เมื่อส่วนทำระเหยได้รับความร้อนจะเกิดไอของสารทำงานลอยตัวเคลื่อนที่ผ่านหัวฉีดหลักของฮีตเตอร์ ซึ่งจะทำให้ความเร็วของไอเพิ่มสูงขึ้นก่อนไหลเข้าสู่หัวฉีดรอง ในขณะที่เดียวกันเมื่อไอของสารทำงานผ่านหัวฉีดหลักจะมีความสามารถเหนียวของไหลความดันต่ำกว่าเข้ามาผสม ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างไอของสารทำงานที่ออกจากหัวฉีดหลักกับของไหลความดันต่ำที่อยู่รอบข้าง ดังแสดงในรูปที่ 2 จึงทำให้บริเวณส่วนควบแน่นเกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น



รูปที่ 2 ท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์

จากการศึกษาที่กล่าวมาข้างต้นนั้นทำให้เชื่อได้ว่าการนำฮีตเตอร์มาใช้ร่วมกับท่อความร้อนจะส่งผลทำให้สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนเพิ่มมากขึ้น อย่างไรก็ตามที่ผ่านมานงานวิจัยที่เกี่ยวกับท่อ

ความร้อนที่ใช้งานร่วมกับฮีตเตอร์ส่วนใหญ่จะเป็นการศึกษาเชิงทฤษฎี [8-9] ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงทำการศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนด้วยวิธีการทดลอง โดยพิจารณาจากผลของอัตราการถ่ายโอนความร้อนและค่าประสิทธิผลการทำงานของท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์เปรียบเทียบกับท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนในการระบายความร้อนให้กับน้ำมันไฮดรอลิกส์

## 2. วัสดุอุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

### 2.1 วัสดุอุปกรณ์

วัสดุอุปกรณ์หลักที่ใช้ในงานวิจัยนี้ได้แก่

1) ท่อความร้อน 3 ชนิดได้แก่ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์ และท่อความร้อนที่มีฮีตเตอร์และกระเปาะระเหย ดังแสดงในรูปที่ 3 ถึง 5 ซึ่งโครงสร้างหลักของท่อความร้อนเป็นท่อทองแดง Type L มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาด 25.4 มิลลิเมตร ความยาว 500 มิลลิเมตร และมีสารทำความเย็นเบอร์ R-134a เป็นสารทำงาน

2) การออกแบบฮีตเตอร์ [10] ในท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์ และท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์และกระเปาะระเหย จะมีอัตราส่วนห้องผสมประมาณ 7 เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดหลักและหัวฉีดรองเท่ากับ 2.5 และ 6.6 มิลลิเมตร ตามลำดับ

3) ถังสแตนเลสขนาด 160×160×500 มิลลิเมตร ภายในถังบรรจุน้ำมันไฮดรอลิกส์เบอร์ L 32 ปริมาตร 0.01024 ลูกบาศก์เมตร ซึ่งจะมีระดับความสูงของน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 400 มิลลิเมตร

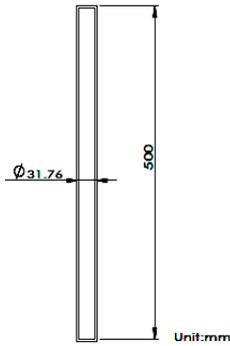
4) ฮีตเตอร์ขนาด 3,000 วัตต์

5) เทอร์โมคัปเปิ้ล Type - K, Data logger และ คอมพิวเตอร์

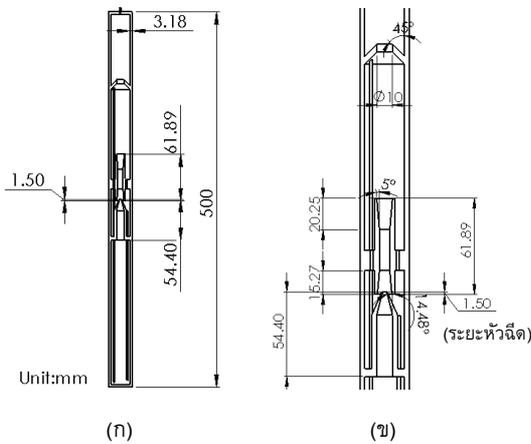
### 2.2 วิธีการทดลอง

ในงานวิจัยนี้จะศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน 3 แบบ คือ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์ และท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์และกระเปาะระเหย โดยแบ่งการทดลองออกเป็น 3 การทดลองหลักคือ 1) การหาตำแหน่งหัวฉีดหลักที่เหมาะสม 2) การหาระยะการจุ่มและปริมาณของสารทำงานที่เหมาะสม และ 3) การเปรียบเทียบการถ่ายโอนความร้อนที่มี adiabatic section

ของท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ



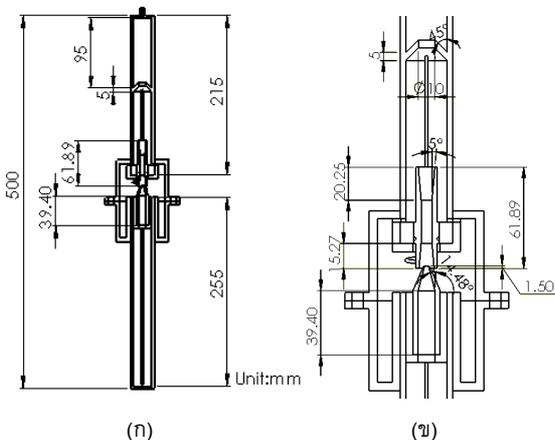
รูปที่ 3 ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน



(ก) (ข)

รูปที่ 4 ท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์

- (ก) ขนาดท่อความร้อนฮีตเตอร์
- (ข) ส่วนขยายฮีตเตอร์

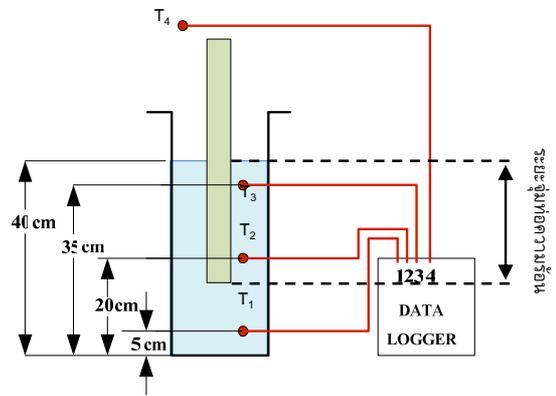


(ก) (ข)

รูปที่ 5 ท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์และกระเปาะระเหย

- (ก) ขนาดท่อความร้อนฮีตเตอร์
- (ข) ส่วนขยายฮีตเตอร์

การทดลองเพื่อหาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนทั้งสามแบบนี้ ทำโดยการตรวจสอบอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ที่มีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ลไว้ที่ภาชนะบรรจุน้ำมันไฮดรอลิกส์ 3 จุด ( $T_1, T_2, T_3$ ) และอุณหภูมิอากาศ 1 จุด ( $T_4$ ) ซึ่งจะใช้ Data logger เป็นเครื่องบันทึกข้อมูล จากนั้นจะใช้ฮีตเตอร์เป็นอุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำมันไฮดรอลิกส์ โดยควบคุมให้อุณหภูมิคงที่อยู่ที่  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  จึงหยุดการทำงานของฮีตเตอร์ และทำการวัดอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำมันภายในภาชนะบรรจุน้ำมันไฮดรอลิกส์ ทั้ง 3 จุด ดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ และระยะการจุ่มท่อความร้อน

2.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการวิจัย

การพิจารณาอัตราการถ่ายโอนความร้อนของอากาศจะพิจารณาจากสมการที่ 1 และผลที่ได้จากการทดลองสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายโอนความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกส์ได้จากสมการที่ 2

$$Q_c = \frac{(mC_p)_{air} (T_{c,o} - T_{c,i})}{\Delta t} \quad (1)$$

$$Q_h = \frac{(mC_p)_{oil} (T_{h,i} - T_{h,o})}{\Delta t} \quad (2)$$

โดยที่  $Q_c$  คืออัตราการถ่ายโอนความร้อนของอากาศ  $Q_h$  คืออัตราการถ่ายโอนความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกส์ที่สามารถทำได้จริง  $m$  คือมวล  $C_p$  คือความจุความร้อนจำเพาะ  $T_{c,i}$  คืออุณหภูมิเริ่มต้นของอากาศ  $T_{c,o}$  คืออุณหภูมิที่เวลาใดๆของอากาศ  $T_{h,i}$  คือ อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำมันไฮดรอลิกส์  $T_{h,o}$  คืออุณหภูมิที่เวลาใดๆของน้ำมันไฮดรอลิกส์ และ  $\Delta t$  คือเวลาที่ใช้ในการทดลอง

โดยที่อัตราการถ่ายโอนความร้อนสูงสุด ( $Q_{max}$ ) จะพิจารณาจากสองกรณีคือ

$$1) \text{ เมื่อ } \frac{(mC_p)_{air}}{\Delta t} < \frac{(mC_p)_{oil}}{\Delta t}$$

ซึ่งทำให้ผลต่างของ ( $T_{c,o} - T_{c,i}$ ) มากกว่า ( $T_{h,i} - T_{h,o}$ ) และสามารถคำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อนสูงสุด ( $Q_{max}$ ) จากสมการที่ 3

$$Q_{max} = \frac{(mC_p)_{air} (T_{h,i} - T_{c,i})}{\Delta t} \quad (3)$$

$$2) \text{ เมื่อ } \frac{(mC_p)_{air}}{\Delta t} > \frac{(mC_p)_{oil}}{\Delta t}$$

ซึ่งทำให้ผลต่างของ ( $T_{h,i} - T_{h,o}$ ) มากกว่า ( $T_{c,o} - T_{c,i}$ ) และสามารถคำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อนสูงสุด ( $Q_{max}$ ) จากสมการที่ 4

$$Q_{max} = \frac{(mC_p)_{oil} (T_{h,i} - T_{c,i})}{\Delta t} \quad (4)$$

เนื่องจากงานวิจัยนี้มีการทดลองในพื้นที่และบริเวณที่อากาศถ่ายเทได้สะดวก โดยจากการทดลองพบว่าค่าอุณหภูมิของอากาศในระหว่างการทดลองเปลี่ยนไปน้อยมาก ( $T_{c,o} \approx T_{c,i}$ ) ซึ่งจะทำให้ผลต่างของ ( $T_{h,i} - T_{h,o}$ ) มากกว่า ( $T_{c,o} - T_{c,i}$ ) จึงสามารถคำนวณค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนสูงสุด ( $Q_{max}$ ) ได้จากสมการที่ 4

ดังนั้นจะทำให้สามารถหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (heat effectiveness,  $\varepsilon$ ) จากสมการที่ 5

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{max}} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (5)$$

แต่อย่างไรก็ตามอาจจะมีความร้อนรั่วไหลหรือสะสมตัวอยู่ในชุดระบายความร้อนบางส่วน ซึ่งในงานวิจัยนี้จะไม่นำมาคิดเพราะถือว่ามีค่าน้อย

นอกจากนี้ในงานวิจัยยังได้แสดงค่าสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนเชิงเปรียบเทียบของการถ่ายโอนความร้อนระหว่างท่อความร้อนที่ใช้ฮีตเตอร์ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนกับการระบายความร้อนแบบธรรมชาติ โดยที่ค่าสมรรถนะเชิงเปรียบเทียบของการถ่ายโอนความร้อนนิยามดังนี้

สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนเชิงเปรียบเทียบ(%)

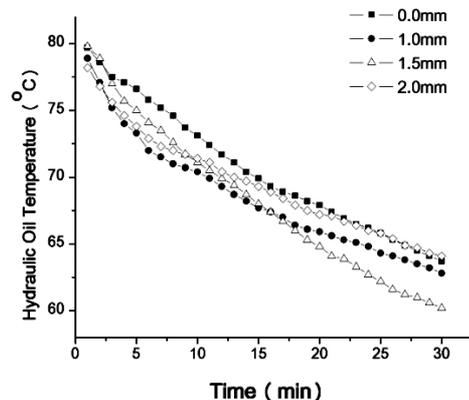
$$= \left( \frac{Q_{heat\ pipe} - Q_{natural\ sinking}}{Q_{natural\ sinking}} \right) \times 100 \quad (6)$$

โดยที่  $Q_{heat\ pipe}$  คืออัตราการถ่ายโอนความร้อนเมื่อใช้ท่อความร้อน และ  $Q_{natural\ sinking}$  คืออัตราการถ่ายโอนความร้อนเมื่อไม่ใช้ท่อความร้อน

### 3. ผลการวิจัย

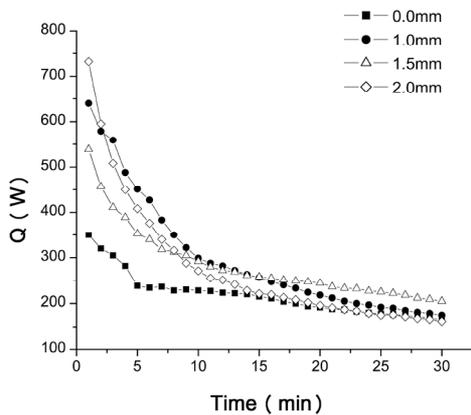
#### 3.1 อิทธิพลระยะหัวฉีดหลักของฮีตเตอร์ต่อค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน (Q)

ในหัวข้อนี้ จะศึกษาอิทธิพลของระยะหัวฉีดหลักของท่อความร้อนฮีตเตอร์และกระเปาะระเหยต่ออุณหภูมิ น้ำมันไฮดรอลิกส์ และค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน โดยจะทำการปรับระยะหัวฉีดหลักของฮีตเตอร์ในระยะ 0.0 1.0 1.5 และ 2.0 มิลลิเมตร (ระยะห่างระหว่างปากทางออกของหัวฉีดและปากทางเข้าของฮีตเตอร์) อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำมันไฮดรอลิกส์ประมาณ 80 °C เวลาที่ใช้ในการทดลอง 30 นาที



รูปที่ 7 อิทธิพลระยะหัวฉีดหลักต่ออุณหภูมิ น้ำมันไฮดรอลิกส์

จากรูปที่ 7 พบว่าอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง โดยที่เวลา 30 นาที ระยะหัวฉีดเท่ากับ 1.5 มิลลิเมตร สามารถลดอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกได้มากกว่าระยะหัวฉีดเท่ากับ 0.0 1.0 และ 2.0 มิลลิเมตร คิดเป็นร้อยละ 5.8 4.3 และ 6.4 ตามลำดับ



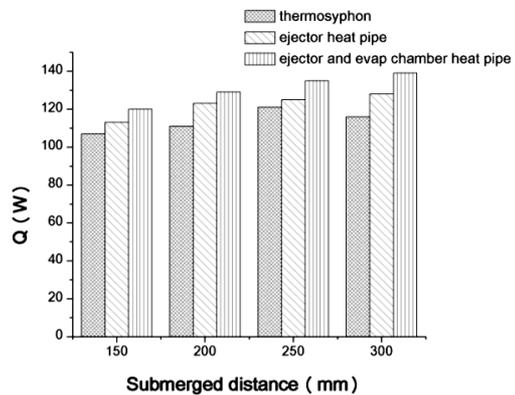
รูปที่ 8 อิทธิพลของระยะหัวฉีดหลักต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อนชั่วขณะ

จากรูปที่ 8 พบว่าในช่วงเวลา 0 - 10 นาที ค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว ที่ระยะหัวฉีดเท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 มิลลิเมตร มีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนใกล้เคียงกัน และระยะหัวฉีดเท่ากับ 0.0 มิลลิเมตร มีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนน้อยที่สุด หลังจากนั้น ในช่วงเวลา 15 - 30 นาที พบว่าระยะหัวฉีดเท่ากับ 0.0 1.0 และ 2.0 มิลลิเมตร มีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนใกล้เคียงกัน และระยะหัวฉีดเท่ากับ 1.5 มิลลิเมตร มีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนเฉลี่ยมากกว่าระยะหัวฉีดเท่ากับ 0.0 1.0 และ 2.0 มิลลิเมตร คิดเป็นร้อยละ 20.6 4.7 และ 13.4 ตามลำดับ

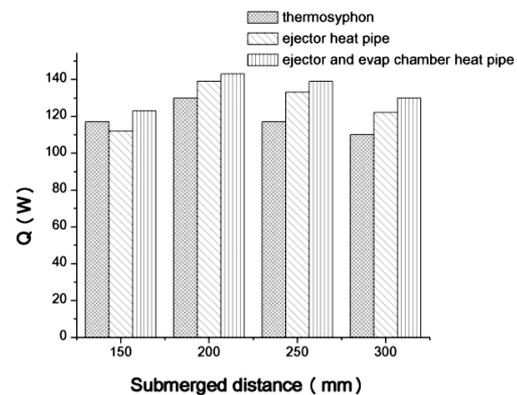
ทั้งนี้เนื่องจากสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ภายในต่อความร้อนจะขึ้นอยู่กับภาระเหนี่ยวนำสารทำงานที่บริเวณรอบข้างของหัวฉีดหลัก โดยในระยะเวลาที่เหมาะสมของหัวฉีดหลักจะทำให้อีเจ็คเตอร์สามารถเหนี่ยวนำสารทำงานที่บริเวณรอบข้างของหัวฉีดหลักได้ดีมากยิ่งขึ้น จึงส่งผลให้บริเวณส่วนควบแน่นเกิดการถ่ายโอนความร้อนดีขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะใช้ระยะของหัวฉีดหลักเท่ากับ 1.5 มิลลิเมตร สำหรับการทดลองอื่นๆ

### 3.2 อิทธิพลของระดับการเติมสารทำงานและระยะการจุ่มต่อความร้อนที่มีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน

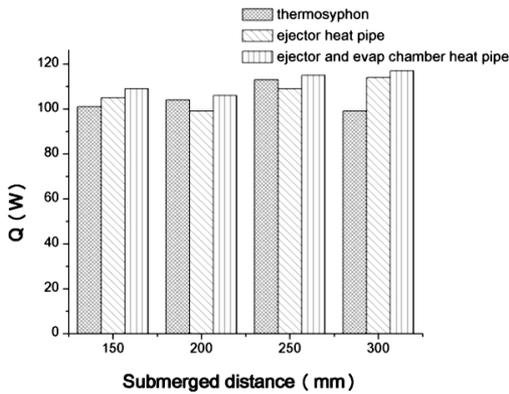
ในหัวข้อนี้ จะศึกษาระดับการเติมสารทำงานและระยะการจุ่มของต่อความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายโอนความร้อน โดยการกำหนดระดับการเติมปริมาตรสารทำงานคิดเป็น 37.5 50 และ 62.5 เปอร์เซ็นต์ ของปริมาตรทั้งหมดในต่อความร้อน ที่ระยะการจุ่มต่อความร้อน (ระยะห่างระหว่างปลายของส่วนระเหยกับผิวด้านบนของน้ำมันไฮดรอลิก) 150 200 250 และ 300 มิลลิเมตร ลงในอ่างน้ำมันไฮดรอลิก



รูปที่ 9 อัตราการถ่ายโอนความร้อน (Q) ที่ระยะการจุ่มต่อความร้อนต่างๆ และที่ระดับเติมสารทำงาน 37.5%



รูปที่ 10 อัตราการถ่ายโอนความร้อน (Q) ที่ระยะการจุ่มต่อความร้อนต่างๆ และที่ระดับเติมสารทำงาน 50%



รูปที่ 11 อัตราการถ่ายโอนความร้อน (Q) ที่ระยะการจุ่มท่อความร้อนต่างๆ และที่ระดับเติมสารทำงาน 62.5%

ใช้เวลาทำการทดลอง 60 นาที อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ  $80^{\circ}\text{C}$  เพื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายโอนความร้อนระหว่างท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์ และท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย ซึ่งได้ผลการทดลองดังแสดงในรูปที่ 9 ถึง 11

จากผลการทดลองที่ระดับการเติมสารทำงาน 37.5 เปอร์เซ็นต์ พบว่าท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่ดีที่สุดในระยะการจุ่มที่แตกต่างกัน โดยท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 121 W ที่ระยะการจุ่ม 250 มิลลิเมตร ท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์ มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 128 W ที่ระยะการจุ่ม 300 มิลลิเมตร และท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 139 W ที่ระยะการจุ่ม 300 มิลลิเมตร

ที่ระดับสารทำงาน 50 เปอร์เซ็นต์ พบว่าท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่ดีที่สุดที่ระยะการจุ่มเดียวกันคือที่ระยะ 200 มิลลิเมตร โดยที่ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 130 W ท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 139 W และท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์และกระเปาะระเหยมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 143 W

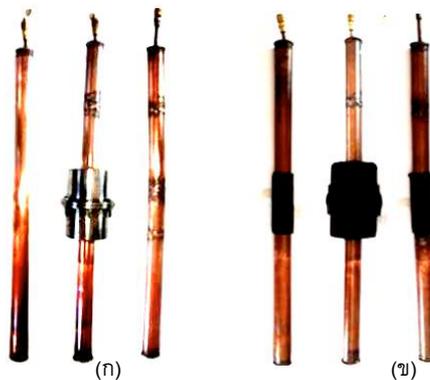
ที่ระดับสารทำงาน 62.5 เปอร์เซ็นต์ พบว่าท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่ดีที่สุดในระยะการจุ่มที่แตกต่างกัน โดยที่ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนมีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 113 W ที่ระยะการจุ่ม 250 มิลลิเมตร ท่อความร้อนที่ใช้

ไอ้เจ็คเตอร์ มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 114 W ที่ระยะการจุ่ม 250 มิลลิเมตร และท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 117 W ที่ระยะการจุ่ม 300 มิลลิเมตร

ทั้งนี้เนื่องจากกลไกการทำงานของท่อความร้อนเป็นการรับพลังงานความร้อนจากภายนอกเข้าทางส่วนระเหย จากนั้นสารทำงานจะระเหยกลายเป็นไอและเคลื่อนตัวไปที่ส่วนควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อน ซึ่งเป็นการทำงานแบบต่อเนื่อง ดังนั้นเมื่อทำการปรับระดับสารทำงาน และระยะการจุ่มของท่อความร้อน จะทำให้ตัวแปรการทำงานของท่อความร้อนเปลี่ยนแปลงไป เช่น ความดันของสารทำงาน ความเร็วของไอที่เคลื่อนตัวหลังได้รับความร้อน ความดันของสารทำงานขณะเป็นของเหลว หลังผ่านการควบแน่น เป็นต้น ซึ่งเมื่อใดที่ตัวแปรเหล่านี้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสม จะทำให้ท่อความร้อนส่งถ่ายความร้อนได้ดี

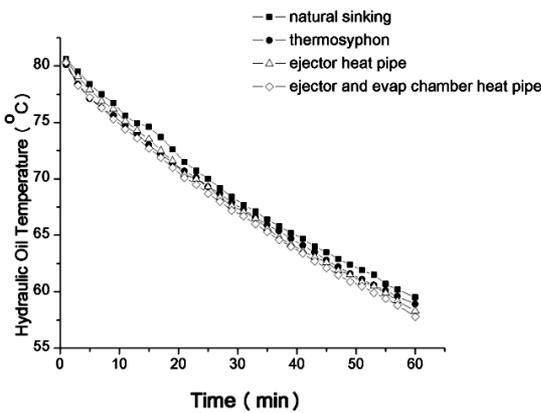
### 3.3 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่มี adiabatic section ของท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ

เนื่องจากท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย มีพื้นที่ผิวภายนอกที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างไปจากท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน และท่อความร้อนที่ใช้ไอ้เจ็คเตอร์ ดังนั้นในหัวข้อนี้ จึงได้ทำการหุ้มฉนวนให้กับท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ ในระยะที่เท่ากันคือที่ระยะเท่ากับ 100 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 12 เพื่อให้เป็น adiabatic section จึงถือได้ว่าท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ มีพื้นที่ส่วนรับความร้อนและส่วนระบายความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เท่ากันหลังจากทำการหุ้มฉนวน

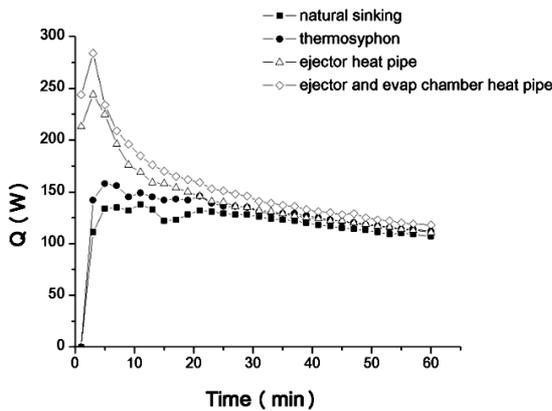


รูปที่ 12 ท่อความร้อน (ก) ท่อความร้อนไม่มี adiabatic section (ข) ท่อความร้อนมี adiabatic section

จากผลที่ได้ในหัวข้อที่ 3.1 และ 3.2 การทดลองนี้จะใช้ค่าระยะหัวฉีดหลักเท่ากับ 1.5 มิลลิเมตร ที่ระดับการเติมสารทำงาน 50 เปอร์เซ็นต์ และที่ระยะจุ่มเท่ากับ 200 มิลลิเมตร เพื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์และค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนระหว่างท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์ ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย และการถ่ายโอนความร้อนแบบธรรมชาติ ดังแสดงในรูปที่ 13 และ 14



รูปที่ 13 อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์



รูปที่ 14 อัตราการถ่ายโอนความร้อน (Q ณ เวลาใดๆ) ของท่อความร้อน

ตารางที่ 1 การเปรียบเทียบการถ่ายโอนความร้อนที่มี adiabatic section ของท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ กับการระบายความร้อนแบบธรรมชาติ

Type	Q (W)	$\mathcal{E}$	Relative Performance (%)
การระบายความร้อนแบบธรรมชาติ	107	0.408	-
ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน	111	0.423	3.7
ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์	112	0.435	4.7
ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย	118	0.450	10.3

จากรูปที่ 13 พบว่าอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์มีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง โดยที่เวลา 60 นาที ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย สามารถลดอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกส์ได้มากกว่าท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน และการระบายความร้อนแบบธรรมชาติ คิดเป็นร้อยละ 0.9 1.9 และ 2.9 ตามลำดับ

จากรูปที่ 14 พบว่าในช่วงเวลา 0 - 4 นาที ค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน ณ เวลาใดๆ ของน้ำมันไฮดรอลิกส์ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์ และท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย มีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนใกล้เคียงกัน ซึ่งจะมีค่ามากกว่าท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน และการระบายความร้อนแบบธรรมชาติ ประมาณร้อยละ 74.3 หลังจากนั้นการถ่ายโอนความร้อนทั้งหมดจะมีค่าลดลง จนกระทั่งสิ้นสุดการทำงานในเวลา 60 นาที โดยที่ท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย จะมีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน ณ เวลาใดๆ สูงกว่าท่อความร้อนที่ใช้ฮีเจ็คเตอร์ ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน และการระบายความร้อนแบบธรรมชาติ โดยเฉลี่ยร้อยละ 7.6 18.4 และ 24.8 ตามลำดับ

จากผลการทดลอง สามารถคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนเฉลี่ย (Q) ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (effectiveness,  $\mathcal{E}$ ) และสมรรถนะเชิงเปรียบเทียบ (relative performance) ซึ่งสรุปได้ดังตารางที่ 1

#### 4. สรุปผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาการปรับเปลี่ยนระยะหัวฉีดหลักของอีเจ็คเตอร์ การปรับระดับสารทำงานและระยะการจุ่มท่อความร้อน มีผลทำให้ค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนที่ใช้อีเจ็คเตอร์เปลี่ยนแปลงไป โดยที่ระยะหัวฉีดเท่ากับ 1.5 มิลลิเมตร ระดับสารทำงาน 50 เปอร์เซ็นต์ และระยะการจุ่ม 200 มิลลิเมตร อัตราการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนจะมีค่าสูงสุด ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนทั้ง 3 แบบ ที่มี adiabatic section พบว่าท่อความร้อนที่ใช้อีเจ็คเตอร์และกระเปาะระเหย จะมีค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน ณ เวลาใดๆ สูงที่สุด โดยจากการทดลองภายในระยะเวลา 60 นาที มีค่าประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนและค่าสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนเชิงเปรียบเทียบสูงสุด

#### 5. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี ที่ให้ทุนสนับสนุนการทำวิจัยมา ณ โอกาสนี้ด้วย

#### 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] จิระพล กลิ่นบุญ และ สุรเดช วิไลวารินทร์. 2552. ผลของสารทำงานของท่อความร้อนสำหรับการระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, เชียงใหม่, ประเทศไทย, 4 - 7 พฤศจิกายน 2552.
- [2] ธวัช สมนา. 2551. การระบายความร้อนน้ำมันในห้องเกียร์ของระบบสายพานโดยใช้ท่อความร้อน. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
- [3] Engineering Science Data Unit. 1981. Heat pipe - performance of two phase closed thermosyphon. Item No. 81038 U.K.
- [4] ธีรพงศ์ บริรักษ์ และ สมบัติ ทีฆทรัพย์. 2552. การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของท่อความร้อนโดยการปรับเปลี่ยนสารทำงาน. วารสารวิชาการ มหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเซีย. หน้า 13-20.
- [5] Daniel, R., Koenig, Santa Fe and Mex, N. 1982. Entirely passive heat pipe apparatus capable of operating against gravity. U.S. Patent 4,336,837 filed February 11, 1981 and issued June 29, 1982.
- [6] Ong, K.S. and Haider, A.M. 2003. Performance of R-134a-filled thermosyphon. Applied Thermal Engineering, 23: 2373-81.
- [7] Riffat, S.B. and Holt, A. 1998. A novel heat pipe/ejector cooling. Applied Thermal Engineering, 18: 93-101.
- [8] Ling, Z. 2004. A study on the new separate heat pipe refrigerator and heat pump. Applied Thermal Engineering, 24 :2737-2745.
- [9] Behrooz, M.Z. and Ahad, A. 2010. First and second laws analysis of the heat pipe/ejector refrigeration cycle. Energy, 35 :3307-3314.
- [10] Engineering Sciences Data Unit. 1992. Ejectors and Jet Pumps. Computer Program for Design and Performance for Compressible Gas Flow, Item No. 92042. U.K.