

## การเปรียบเทียบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ Conventional Vapor Chamber (CVC) กับ Loop Vapor Chamber (LVC)

วสันต์ ศรีเมือง \*

### บทคัดย่อ

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนระหว่างห้องไอแบบธรรมดา (Conventional Vapor Chamber, CVC) และห้องไอแบบวงรอบ (Loop Vapor chamber, LVC) ถูกทำการเปรียบเทียบ ชุดทดลองทำด้วยกล่องสแตนเลสที่มีฝาแตกต่างกัน กรณี CVC มีฝาเป็นแผ่นสี่เหลี่ยม และกรณี LVC มีฝาเป็นท่อรูปตัว U กลับหัวติดบนแผ่นสี่เหลี่ยม ในขณะที่ทำการทดลองได้เปลี่ยนอุณหภูมิที่จ่ายให้ส่วนทำระเหย ( $T_j$ ) ในช่วง 80 - 100°C โดยการเปลี่ยนแปลงแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายให้ฮีตเตอร์ (Heater) และใช้อากาศในห้องทดลองสำหรับระบายความร้อนส่วนควบแน่น ซึ่งได้เปลี่ยนความเร็วของอากาศ ( $V_{air}$ ) ในช่วง 1.0 - 1.8 m/s ผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนออกที่ส่วนควบแน่นทั้งกรณี CVC และ LVC เพิ่มขึ้นตาม  $T_j$  และ  $V_{air}$  ในการวิจัยนี้สรุปได้ว่า LVC มีค่าความต้านทานความร้อนต่ำกว่า CVC ประมาณ 309%

คำสำคัญ : เวเปอร์แชมเบอร์, ฮีตซิงค์, ลูปลอนเดนเซอร์, ซีพียู, ท่อความร้อน

---

ห้องปฏิบัติการวิจัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์ และ  
สถาบันคชกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

\* ผู้ติดต่อ, อีเมล: wasan.sr@rmuti.ac.th รับเมื่อ 24 กรกฎาคม 2555 ตอบรับเมื่อ 3 เมษายน 2556

## Comparative Heat Transfer Characteristics of Conventional Vapor Chamber (CVC) and Loop Vapor Chamber (LVC)

Wasan Srimuang<sup>\*</sup>

### Abstract

The heat transfer characteristics of a conventional vapor chamber (CVC) and a loop vapor chamber (LVC) are compared. The test module is made by a stainless box with difference covers : the cover of the CVC is a rectangular plate, and the cover of the LVC is a rectangular plate with overturn-U tubes. In the experiments, temperatures of heat source ( $T_j$ ) are supplied to an evaporator section in the range of 80 – 100 °C by a change of volts to an electrical heater. The fresh air in the experimental room is used for cooling a condenser section. The velocities ( $V_{air}$ ) of fresh air are varied from 1.0 – 1.8 m/s. The results of the present study show that the heat transfer rate of both CVC and LVC are increased with  $T_j$  and  $V_{air}$ . In conclusion, the thermal resistance of LVC is lower than that of CVC about 309%.

**Keywords :** Vapor chamber, Heat sink, Loop condenser, CPU, Heat pipe

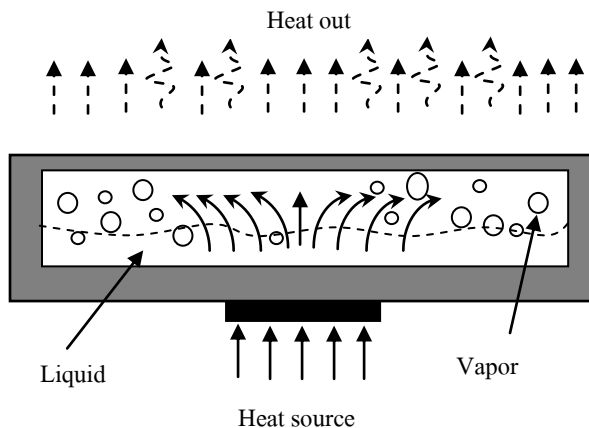
---

Heat pipe Heat Exchanger Research Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Isan.

<sup>\*</sup> Corresponding author, E-mail: wasan.sr@rmuti.ac.th Received 24 July 2012, Accepted 3 April 2013

## 1. บทนำ

Vapor chamber เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนชนิดหนึ่ง โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานกลจากภายนอกมาช่วยในการทำงาน หลักการส่งถ่ายความร้อนใน Vapor chamber แสดงดังรูปที่ 1 ซึ่งมีหลักการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานที่บรรจุอยู่ภายใน โดยสารทำงานจะเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ เมื่อได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนสูง จากนั้นสารทำงานดังกล่าวเคลื่อนที่ขึ้นไปส่วนบนของ Vapor chamber ซึ่งเรียกว่าส่วนควบแน่น โดยภายนอกของส่วนควบแน่นนี้จะมีอากาศอุณหภูมิห้องไหลผ่านเพื่อใช้ระบายความร้อนออก ดังนั้น สารทำงานที่มีสถานะเป็นไอ จะกลั่นตัวกลายเป็นของเหลว แล้วไหลตกกลับมายังส่วนทำ



รูปที่ 1 หลักการส่งถ่ายความร้อนของ Vapor chamber แบบธรรมดา (CVC)

ปัจจุบัน Vapor chamber ได้ถูกพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นตามลำดับ แต่อย่างไรก็ตาม ผู้วิจัยเห็นว่าสมรรถนะของ Vapor chamber ยังสามารถพัฒนาให้เพิ่มขึ้นได้อีก โดยการปรับปรุงรูปร่างของส่วนควบแน่นเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการระบายความร้อน

จากการทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนา Vapor chamber สรุปได้ดังนี้ R. Boukhanouf และคณะ [1] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ Flat plate heat pipe (FPHP) หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า Vapor chamber หรือบางครั้งเรียกว่า Vapor chamber แบบธรรมดา (CVC) ซึ่งประยุกต์เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนออกจาก CPU ของคอมพิวเตอร์ เขาศึกษาโดยใช้กล้องอินฟราเรด (Infra red, IR) ถ่ายภาพการกระจายอุณหภูมิที่ผิวบริเวณส่วนทำระเหยของ FPHP ทั้งในกรณีเต็มสารทำงานและไม่เต็มสารทำงาน ในขณะที่เพิ่มฟลักซ์ความร้อนจาก 4 ถึง 40 W/cm<sup>2</sup> ซึ่งได้เปรียบเทียบกับแบบแผ่นทองแดงสี่เหลี่ยมตันธรรมดา ผลการทดลองเขาพบว่าการกระจายอุณหภูมิของ FPHP ในกรณีเต็มสารทำงานจะมีการกระจายอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอตลอดพื้นที่ของผิวส่วนทำระเหย จุดที่อุณหภูมิสูงสุดต่างกับจุดอุณหภูมิต่ำสุดประมาณ 1 °C ซึ่งต่างจากกรณีไม่เต็มสารทำงาน โดยมีการกระจายอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอ สำหรับกรณีแบบแผ่นทองแดงสี่เหลี่ยมตันธรรมดาพบว่าการกระจายอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอ กล่าวคือ จุดที่อุณหภูมิสูงสุดต่างกับจุดอุณหภูมิต่ำสุดประมาณ 50 °C ในการศึกษาของ [1] สรุปได้ว่าค่าความต้านทานความร้อนของ FPHP (กรณีเต็มสาร) มีค่าต่ำกว่าแบบแผ่นทองแดงสี่เหลี่ยมตันธรรมดาถึง 40 เท่า งานวิจัยในลักษณะคล้ายกันรายงานโดย T. E. Tsai และคณะ [2] ซึ่งได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ Vapor chamber สำหรับระบายความร้อนระบบอิเล็กทรอนิกส์ โดยศึกษาระดับค่าความต้านทานความร้อน (R) อัตราส่วนการเต็มสารทำงานของ Vapor chamber ที่มีลักษณะพื้นผิวของส่วนทำระเหยต่างกัน นอกจากนี้ในงานของ [2] ยังได้ติดตั้งท่อเทอร์โมไซฟอนเข้าที่ส่วนบนของส่วนควบแน่นอีกด้วย จากการศึกษานี้เขาพบว่าการจ่ายไหลลดความร้อนเพิ่มขึ้น และการลดอัตราการเต็มสารทำงาน ส่งผลให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลง และยังพบว่า ลักษณะโครงสร้างของพื้นผิวส่วนทำระเหยมีผลต่อความต้านทานความร้อน เมื่อเปรียบเทียบกับแบบผิวเรียบธรรมดาพบว่า กรณีผิวแบบซินเตอร์

(sintered), แบบร่องเอียง (grooved) และแบบร่องตรง (etched) สามารถลดค่าความต้านทานความร้อนได้ 56, 13 และ 42% ตามลำดับ จากการศึกษาของ [2] สรุปได้ว่า สมรรถนะสูงสุดพบที่การใช้ผิวด้านในส่วนทำระเหยแบบซินเตอร์ซึ่งทดลองที่จ่ายความร้อนสูงสุด (140 W) และเติมสารทำงาน 20% ของปริมาตรภายใน ซึ่งมีความต้านทานความร้อนรวม ( $R_t$ ) เพียง 0.495 °C/W อีกรงานวิจัยหนึ่งที่ น่าสนใจ คือ S. S. Hsieh และคณะ [3] ได้ทำการศึกษาการกระจายความร้อนของ Flat Vapor Chamber (FVC) หรือ เรียกว่า Conventional Vapor Chamber (CVC) ที่ใช้สำหรับระบบความร้อนระบบอิเล็กทรอนิกส์ โดยการศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ในการศึกษา [3] นี้ได้ใช้ ขนาดพื้นที่ของฮีตเตอร์ต่างกัน ผลการทดลองนี้ พบว่าขนาดพื้นที่ของฮีตเตอร์ต่างกันมีผลน้อยมากต่อการกระจายอุณหภูมิที่ผิวของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น นอกจากนี้ยังพบว่า CVC สามารถระบายความร้อนออกได้ถึง 220 W/cm<sup>2</sup> และมีความต้านทานความร้อนประมาณ 0.2 °C/W สำหรับผลของการเปลี่ยนแปลงไหลความร้อนที่จ่ายให้ส่วนทำระเหยพบว่า เมื่อไหลความร้อนเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลงซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองของ [2] ที่ได้กล่าวมาข้างต้น S. F. Wang และคณะ [4] ได้ศึกษาผลของความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นที่มีผลต่อสมรรถนะของ Flat plate heat pipe (FPHP) ซึ่ง FPHP นี้มีความยาว 255 mm กว้าง 25 mm และใช้น้ำเป็นสารทำงาน ในการทดลองได้เปลี่ยนความยาวของส่วนทำระเหย ( $L_c$ ) ด้วยการเปลี่ยนความยาวของฮีตเตอร์ 5 ค่า ได้แก่  $L_c = 20, 30, 40, 50$  และ 70 mm ตามลำดับ ในขณะที่เดียวกันความยาวของส่วนควบแน่น ( $L_c$ ) เปลี่ยนแปลงโดยเปลี่ยนความยาวของกล่องระบายความเย็น ซึ่งเปลี่ยน 5 ค่า ได้แก่  $L_c = 20, 40, 50, 60, 80$  และ 100 mm ตามลำดับ จากการศึกษาเขาพบว่า การเพิ่ม  $L_c$  เป็นผลให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลงและยังทำให้ จิตจำกัดการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าการ

เพิ่ม  $L_c$  ทำให้เกิดปรากฏการแห้งของ FPHP ได้ที่จ่ายไหลความร้อนต่ำ อย่างไรก็ตามมีประเด็นที่น่าสนใจจากงานของ [4] คือ กรณีความยาวของ  $L_c$  ใกล้เคียง  $L_c$  จะทำให้ FPHP มีสมรรถนะทางความร้อนที่ดี S. C. Wong และคณะ [5] ได้ทำการทดสอบสมรรถนะทางความร้อนของ Vapor chamber ในกรณีที่ใช้สารทำงานต่างกัน 3 ชนิด กล่าวคือ น้ำ, methanol และ acetone จากการศึกษาเขาพบว่า Vapor chamber ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานมีความต้านทานความร้อนต่ำสุด ในขณะที่ใช้ acetone มีความต้านทานความร้อนสูงสุด นอกจากนี้ยังได้นำเสนอผลของขนาดแผ่นฮีตเตอร์ (1.21, 4.41 และ 9.61 cm<sup>2</sup>) ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของ Vapor chamber จากการทดลองเขาพบว่า ค่าความต้านทานความร้อนลดลงเมื่อขนาดหน้าตัดฮีตเตอร์ใหญ่ขึ้น S. Lips [6] และคณะ ได้ทำการทดลองหาสมรรถนะของ FPHP ที่มีหน้าตัดส่วนทำระเหยเป็นร่องสี่เหลี่ยมตรง ผลการทดลองเขาพบว่า อัตราการเติมสารทำงาน, ขนาดของไหลความร้อน และความหนาของปริมาตรไอเหนือของเหลวมีผลอย่างยิ่งต่อสมรรถนะทางความร้อนของ FPHP ซึ่งความหนาของปริมาตรไอมิผลต่อการเปลี่ยนแปลงมุมโค้งงอของผิวของเหลว สรุปได้ว่า ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของ FPHP ในการศึกษาของ [6] สรุปได้ว่า อัตราการเติมสารทำงานที่เหมาะสมคือ 10-25% ซึ่งให้ค่าความต้านทานความร้อนอยู่ในช่วงต่ำสุด S. C. Wong และคณะ [7] ได้ศึกษาสมรรถนะของ Vapor chamber ที่มีร่องเอียงคู่ขนานกันบนพื้นผิวด้านในของแผ่นส่วนควบแน่น ซึ่งเขาได้ใช้ (ใส่ชนิดซินเตอร์หลายชั้น) ติดตั้งเฉพาะผิวส่วนทำระเหย ขนาดยาวและกว้างของ Vapor chamber เป็น 10 cm × 8.9 cm ซึ่งมีขนาดของฮีตเตอร์ 2 ขนาด กล่าวคือ ขนาด 2.1 x 2.1 cm<sup>2</sup> และ 1.1 x 1.1 cm<sup>2</sup> โดยมีการให้ไหลความร้อนที่เพิ่มขึ้นจาก 80 ถึง 300 W ผลการศึกษาพบว่า ทั้งความต้านทานความร้อนของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าลดลงเมื่อจ่ายไหลความร้อนเพิ่มขึ้น

จากการสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังกล่าวข้างต้นพบว่า Vapor chamber เป็นอุปกรณ์ที่นักวิจัยหลายท่านให้ความสนใจศึกษาเป็นอย่างมาก และผู้วิจัยสรุปได้ว่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของ Vapor chamber นั้น ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัยด้วยกัน เช่น ขนาดของ Vapor chamber, ชนิดของวัสดุที่ใช้ทำ Vapor chamber, ลักษณะการติดตั้ง, ชนิดของสารทำงาน, ความเร็วลมที่ระบายความร้อน และอุณหภูมิของแหล่งจ่ายความร้อน รวมทั้งลักษณะรูปร่างของส่วนควบแน่น ซึ่งในงานวิจัยนี้้นำประเด็นลักษณะรูปร่างของส่วนควบแน่นมาพิจารณาเพื่อเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนของ Vapor chamber

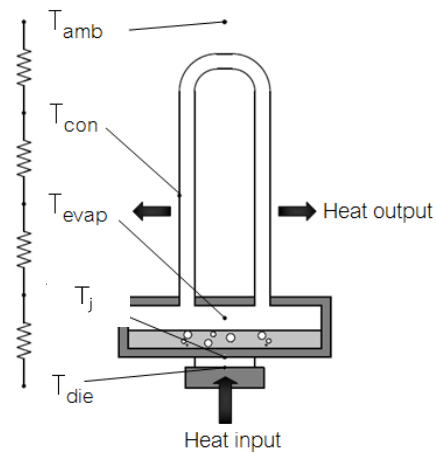
ในปัจจุบันยังไม่พบรายงานการศึกษาสมรรถนะของ Vapor chamber ที่มีท่อขนาดเล็กติดตั้งบนส่วนควบแน่น โดยการติดตั้งท่อขนาดเล็กบนแผ่นฝาครอบของส่วนควบแน่นนี้จะส่งเสริมกลไกให้มีการถ่ายเทความร้อนออกจากส่วนควบแน่นให้ดีขึ้นในสองเหตุผลหลักๆ ได้แก่ เหตุผลแรก การติดตั้งท่อขนาดเล็กบนส่วนควบแน่น เป็นการเพิ่มพื้นที่ในการระบายความร้อนให้มากขึ้น เหตุผลที่สอง ไอบางส่วนที่อยู่ภายใน Vapor chamber จะไหลเข้าไปในท่อขนาดเล็กที่ติดตั้งเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความร้อนที่อยู่ภายในไอถ่ายเทออกให้กับอากาศที่อยู่รอบนอกท่อขนาดเล็กได้ดีขึ้น

จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้น ในงานวิจัยนี้จึงมีจุดประสงค์ที่จะทราบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ Vapor chamber ที่เพิ่มขึ้นหลังจากที่ติดตั้งท่อขนาดเล็กบนส่วนควบแน่นว่ามีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเพียงไร

## 2. หลักการทำงานของ Loop Vapor Chamber (LVC)

รูปที่ 2 แสดงส่วนประกอบและหลักการทำงานของ LVC หรือบางครั้งเรียกว่า “Vapor chamber with tube condenser (VCTC)

$T_a$



รูปที่ 2 หลักการทำงานของ Vapor chamber ที่มีท่อขนาดเล็กติดตั้งบนส่วนควบแน่น (LVC)

สำหรับหลักการทำงานของ LVC จะมีลักษณะคล้ายกับ CVC กล่าวคือ เมื่อความร้อนถ่ายเทเข้าสู่ส่วนทำระเหย จะทำให้สารทำงานซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ซึ่งไอดังกล่าวนี้จะลอยขึ้นสู่ด้านบน และไหลเข้าไปยังท่อขนาดเล็กที่ติดตั้งอยู่บนส่วนควบแน่น ในขณะเดียวกันอุณหภูมิอากาศที่ใช้ระบายความร้อนซึ่งอยู่ด้านล่างมีค่าต่ำกว่า ดังนั้น ไอในท่อจึงเกิดการควบแน่นกลายเป็นของเหลวและไหลตกลงสู่ส่วนทำระเหยด้วยแรงโน้มถ่วง ดังนั้นในขณะที่ LVC ทำงาน สารทำงานที่อยู่ภายในจะเกิดการเปลี่ยนสถานะกลับไปมาตลอดเวลา เป็นผลให้ความร้อนถูกถ่ายเทจากแหล่งความร้อนสูง (heat source) ไปสู่แหล่งรับความร้อน (heat sink) ได้อย่างต่อเนื่อง

## 3. ทฤษฎี

สำหรับการคำนวณหาปริมาณการถ่ายเทความร้อน และปริมาณความต้านทานความร้อนของทั้ง CVC และ LVC มีรายละเอียด ดังนี้

- สมการการหาค่าการถ่ายเทความร้อนที่ออกจาก Vapor Chamber

$$Q_{out} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

เมื่อ  $m$  คืออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ไหลผ่าน ส่วนควบแน่น,  $C_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ อากาศที่ไหลผ่านส่วนควบแน่น ( $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$ ),  $T_{out}$  คือ อุณหภูมิ ของอากาศที่ไหลออกจากส่วนควบแน่น ( $^\circ\text{C}$ ) และ  $T_{in}$  คือ อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าส่วนควบแน่น ( $^\circ\text{C}$ )

- สมการหาค่าความต้านทานความร้อนรวม ( $R_t$ ) มีหน่วย เป็น ( $^\circ\text{C/W}$ ) หาได้จาก

$$R_t = \frac{T_j - T_a}{Q_{out}} \quad (2)$$

เมื่อ  $T_j$  หรือ  $T_{base}$  คือ อุณหภูมิของผนังส่วนทำระเหยที่ ติดกับฮีตเตอร์ ( $^\circ\text{C}$ ) และ  $T_a$  หรือ  $T_{amb}$  คือ อุณหภูมิของ อากาศที่ไหลออกจากส่วนควบแน่น ( $^\circ\text{C}$ )

#### 4. ชุดทดลองและขั้นตอนการทดลอง

##### 4.1 ชุดทดลอง

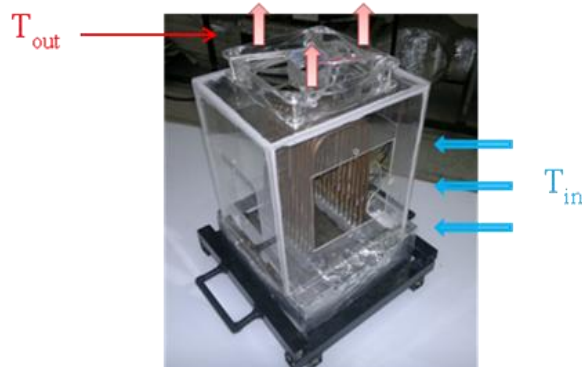
รูปที่ 3ก แสดงส่วนทำระเหยของ CVC รูปที่ 3ข แสดง ส่วนทำระเหย LVC รูปที่ 3ค แสดง LVC ที่ถูกลดด้วย ก่อพลาสติกใส ซึ่งด้านข้างกล่องทั้งสี่ด้านได้ทำช่องให้ อากาศไหลเข้า และด้านบนจะมีช่องซึ่งติดพัดลมและเป็น ช่องให้อากาศไหลออก



(ก)



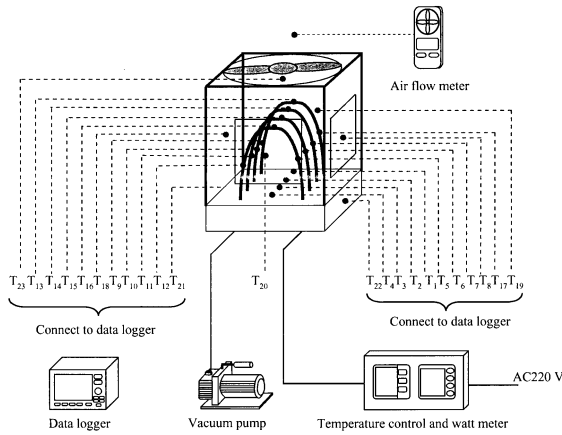
(ข)



(ค)

รูปที่ 3 ชุดทดสอบ (ก) ฝา CVC (ข) ฝา LVC และ (ค) LVC ที่ถูกลดด้วยก่อกพลาสติก

รูปที่ 4 แสดงวงจรชุดทดสอบและอุปกรณ์ต่างๆ ซึ่ง ประกอบไปด้วย เทอร์โมคัปเปิ้ล (Thermocouple) ยี่ห้อ OMEGA ชนิด K ใช้ร่วมกับเครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) ยี่ห้อ Yokogawa รุ่น DX 200 ฮีตเตอร์ขนาด 400 W ซึ่งมีความต้านทาน 115  $\Omega$  เครื่องวัดความเร็วลม (Anemometer air velocity meter), ชุดควบคุมอุณหภูมิ (Temperature controller), เครื่องทำสุญญากาศ (Vacuum pump) แบบ single stage รุ่น SP-2 และพัดลมระบายความร้อน แบบ DC 12 V ชนิดปรับความเร็วลมได้



รูปที่ 4 การต่อชุดทดสอบเข้ากับอุปกรณ์ต่างๆ เพื่อทดลอง

4.2 ขั้นตอนการทดลอง

ก่อนเริ่มการทำงานได้ทำสุญญากาศภายใน Vapor chamber โดยใช้เครื่องทำสุญญากาศ จากนั้นเริ่มการทำงาน (ในสถานะของเหลว) ปริมาณ 50 % ของปริมาตรภายใน จากนั้นนำสายเทอร์โมคัปเปิลต่อเข้ากับผิวนอกของ Vapor chamber ณ จุดต่างๆ และอีกด้านหนึ่งของเทอร์โมคัปเปิลต่อเข้ากับเครื่องบันทึกอุณหภูมิ ในระหว่างการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของฮีตเตอร์ 3 ค่า ได้แก่ 80 90 และ 100 °C ร่วมกับเปลี่ยนค่าความเร็วลมระบายความร้อนส่วนควบแน่นอีก 3 ค่าเช่นกัน ได้แก่ 1.0 1.4 และ 1.8 m/s ตามลำดับ ซึ่งค่าอุณหภูมิและค่าความเร็วดังกล่าวเป็นค่าที่ใกล้เคียงกับสภาวะการทำงานจริงของ CPU ของคอมพิวเตอร์

5. ผลและอภิปรายการทดลอง

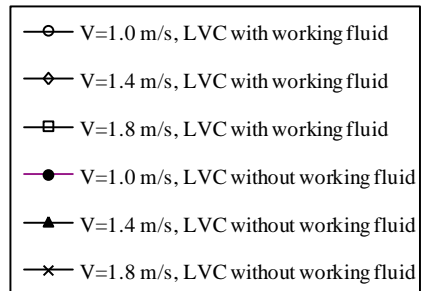
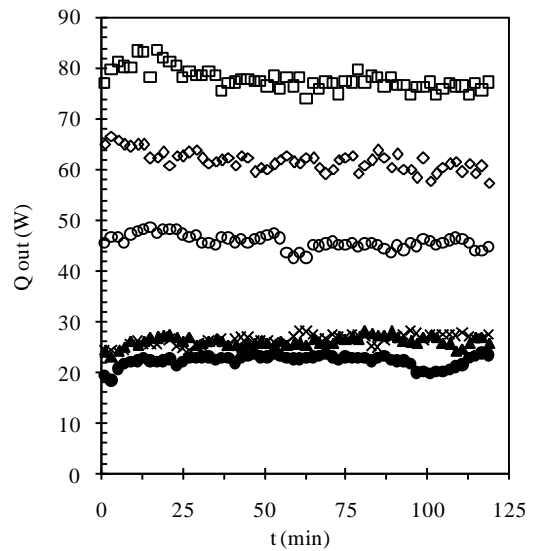
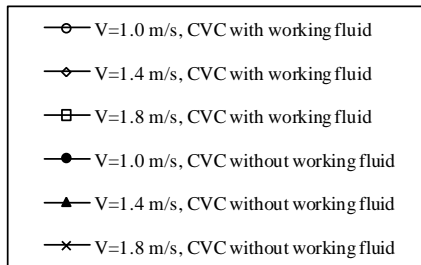
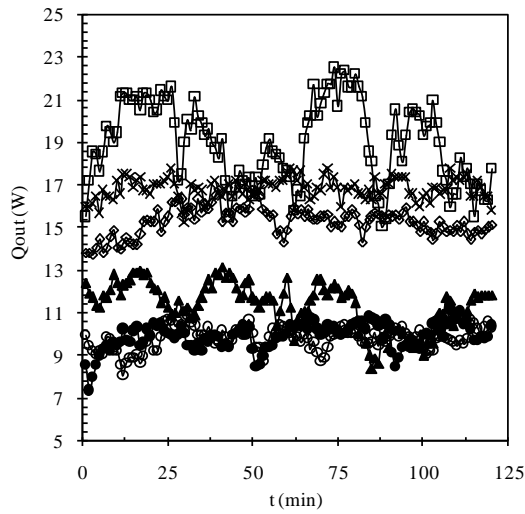
จากผลการทดลองหาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CVC และ LVC ผู้วิจัยได้แบ่งการนำเสนอออกเป็นสองประเด็นดังนี้ (1) การเปลี่ยนแปลงค่าของ  $Q_{out}$  กรณีเดิมสารทำงานและไม่เดิมสารทำงานของ CVC และ LVC และ (2) ผลของ  $V_{air}$  ที่มีต่อ  $R_f$  ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

5.1 การเปลี่ยนแปลงของ  $Q_{out}$  กรณีเดิมสารทำงานและไม่เดิมสารทำงาน

ในการวิจัยนี้ใช้สมมติฐานว่าไม่มีความร้อนสูญเสียออกจากระบบ เนื่องจากการหุ้มฉนวนภายนอกชุดทดลองอย่างดี ดังนั้นค่าความร้อนที่ออกจากส่วนควบแน่น ( $Q_{out}$ ) จะเท่ากับความร้อนที่จ่ายให้กับส่วนทำระเหย ( $Q_{in}$ ) ซึ่งค่า  $Q_{out}$  ได้มาจากการคำนวณโดยใช้สมการ (1) ในการทดลองนี้ได้ทดลองทั้ง 3 อุณหภูมิ กล่าวคือ 80, 90 และ 100 °C แต่เลือกนำเสนอเฉพาะ 100 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิสูงสุดในเงื่อนไขของการทดลองนี้ ได้ควบคุมอุณหภูมิของส่วนทำระเหย  $T_j = 100$  °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิสูงสุด และเปลี่ยนแปลงความเร็วอากาศที่ไหลผ่านส่วนควบแน่น 3 ค่า คือ  $V_{air} = 1.0, 1.4$  และ 1.8 m/s ตามลำดับ

รูปที่ 5 แสดงค่า  $Q_{out}$  ของ CVC ในกรณีไม่เดิมสารทำงาน ซึ่งพบว่าค่า  $Q_{out}$  เพิ่มขึ้นจาก 9.5 W เป็น 16.81 W สำหรับในกรณีเดิมสารทำงานจะมีค่า  $Q_{out}$  เพิ่มขึ้นจาก 9.71 W เป็น 18.97 W พบว่าค่าของ  $Q_{out}$  ในกรณีเดิมสารทำงานมีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่าในกรณีไม่เดิมสารทำงานประมาณ 12.85% ซึ่งเป็นการเพิ่มขึ้นค่อนข้างต่ำ แสดงให้เห็นว่า การเพิ่มความเร็วมีผลต่อการระบายความร้อนเพียงเล็กน้อย

สำหรับกรณี LVC ซึ่งได้ทำการทดลองในเงื่อนไขเดียวกันกับ CVC ที่กล่าวมาในข้างต้น ผลการทดลองแสดงดังรูปที่ 6 พบว่าค่า  $Q_{out}$  กรณีไม่เดิมสารทำงานที่  $V_{air} = 1.0, 1.4$  และ 1.8 m/s มีค่า  $Q_{out} = 22.28, 26.20$  และ 26.30 W ตามลำดับ สำหรับในกรณีเดิมสารทำงานจะมีค่า  $Q_{out} = 45.71, 61.51$  และ 77.49 W ตามลำดับ หรืออาจกล่าวได้ว่ากรณีเดิมสารทำงาน ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นจากกรณีไม่เดิมสารทำงานประมาณ 23.43, 35.31 และ 51.19 W ตามลำดับ



รูปที่ 5 การเปลี่ยนแปลง  $Q_{out}$  ของ CVC ที่  $T_j = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$  ในกรณีเติมและไม่เติมสารทำงาน

นอกจากนี้ยังพบว่า ค่า  $Q_{out}$  ของทั้ง CVC และ LVC จะเพิ่มตามความเร็วของอากาศที่ระบายความร้อนส่วนควบแน่น ถ้าหากเปรียบเทียบค่า  $Q_{out}$  ระหว่าง CVC กับ LVC จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า LVC ที่เติมสารทำงานจะมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าแบบ CVC ประมาณ 309 % ทั้งนี้อาจจะมีสาเหตุจาก LVC มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากกว่า CVC เนื่องจากได้ติดตั้งท่อขนาดเล็กไว้บนส่วนควบแน่น ซึ่งเป็นการสะท้อนความจริงที่ว่า การเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น

ผู้วิจัยได้พยายามค้นหาผลงานวิจัยของคนอื่นๆ ในอดีตที่แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพื่อมาทำการเปรียบเทียบ แต่อย่างไรก็ตาม ยังไม่พบงานวิจัยในอดีตใดที่มีเงื่อนไขและนำเสนอค่าในลักษณะเดียวกัน

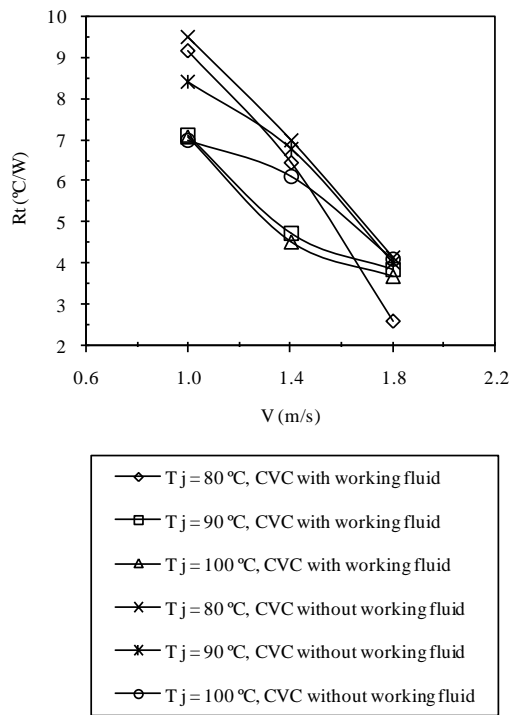
รูปที่ 6 การเปลี่ยนแปลง  $Q_{out}$  ของ LVC ที่  $T_j = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$  ในกรณีเติมและไม่เติมสารทำงาน

จากรูปที่ 5 และ 6 จะเห็นว่า เมื่อเพิ่มความเร็วของพัดลมขึ้น ทำให้  $Q_{out}$  เพิ่ม ทั้งนี้เนื่องจากว่า ความเร็วของลมที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่นำมาระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่น ซึ่งทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามสมการที่ (1)

### 5.2 ผลของ $V_{air}$ ที่มีต่อ $R_t$

การเปลี่ยนความเร็วอากาศที่ใช้ระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่น ( $V_{air}$ ) จะมีผลต่อความต้านทานของความร้อน ( $R_t$ ) ที่เกิดขึ้นด้วย ซึ่งค่าความต้านทานความร้อนของทั้ง CVC และ LVC หาได้จากสมการ (2) ผลของ  $V_{air}$  ที่มีต่อ  $R_t$  แสดงดังรูปที่ 7, 8 และ 9

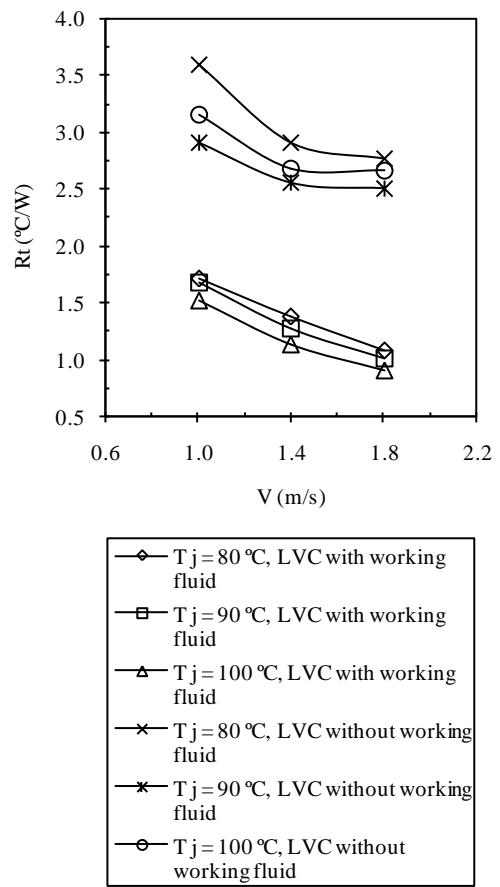




รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $V_{air}$  กับ  $R_t$  ของ CVC

รูปที่ 7 พบว่า กรณี CVC ไม่เติมสารทำงาน ที่  $T_j = 80$  °C และ  $V = 1.0$  m/s มีค่า  $R_t$  สูงที่สุดเท่ากับ 9.49 °C/W และที่  $T_j = 100$  °C และ  $V = 1.8$  m/s มีค่า  $R_t$  ต่ำที่สุดเท่ากับ 4.10 °C/W และกรณีเติมสารทำงาน ที่  $T_j = 80$  °C และ  $V = 1.0$  m/s มีค่า  $R_t$  สูงที่สุด = 9.18 °C/W และที่  $T_j = 100$  °C และ  $V = 1.8$  m/s มีค่า  $R_t$  ต่ำที่สุด = 3.67 °C/W พิจารณาได้ว่า ค่า  $R_t$  ของ CVC ในกรณีที่เติมสารทำงานมีค่าสูงกว่าในกรณีที่เติมสารทำงาน อาจมีสาเหตุ เนื่องจากในกรณีที่เติมสารทำงานนั้น สารทำงานมีการเปลี่ยนแปลงสถานะและเคลื่อนที่ ส่งผลให้ความร้อนถ่ายเทได้มากขึ้น

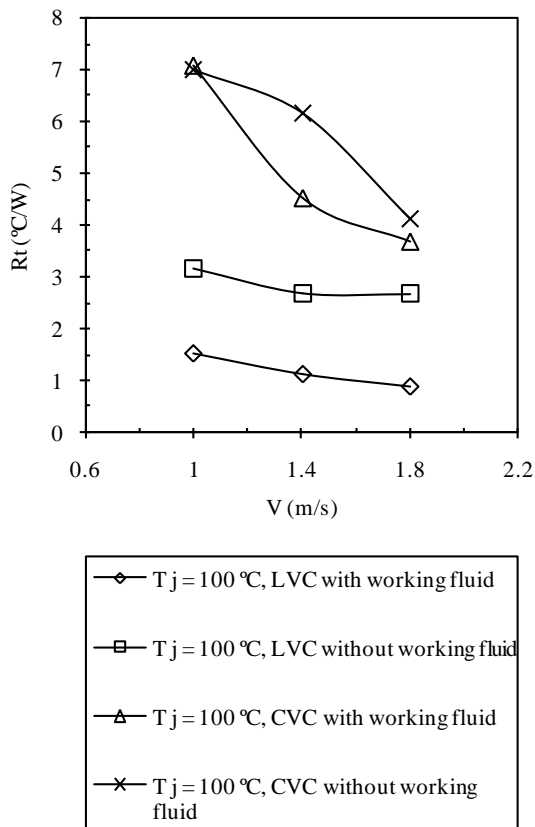
รูปที่ 8 แสดงผลของ  $V_{air}$  ที่มีต่อ  $R_t$  ของ LVC ซึ่งพบว่า ที่  $T_j = 80$  °C และ  $V_{air} = 1.0$  m/s ในกรณีที่เติมสารทำงาน มีค่า  $R_t$  สูงที่สุดเป็น 3.59 °C/W และที่  $T_j = 100$  °C และ  $V_{air} = 1.8$  m/s มีค่า  $R_t$  ต่ำที่สุดเป็น 2.66 °C/W และกรณีเติมสารทำงาน ที่  $T_j = 80$  °C และ  $V_{air} = 1.0$  m/s จะมีค่า  $R_t$  สูงที่สุดเป็น 1.71 °C/W และที่  $T_j = 100$  °C และ  $V_{air} = 1.8$  m/s มีค่า  $R_t$  ต่ำที่สุดเป็น 0.89 °C/W



รูปที่ 8 ผลของ  $V_{air}$  ที่มีต่อ  $R_t$  ของ LVC

สังเกตได้ว่าค่า  $R_t$  ของ LVC ในกรณีไม่เติมสารทำงาน จะสูงกว่าในกรณีเติมสารทำงาน ซึ่งสอดคล้องกับผลของ CVC ในรูปที่ 8 ดังที่ได้กล่าวผ่านมาแล้ว ทั้งนี้อาจมีสาเหตุ เนื่องจากว่าในกรณีที่เติมสารทำงานนั้น สารทำงานจะสามารถพาความร้อนได้มากขึ้น ถ้าหากเปรียบเทียบค่า  $R_t$  ระหว่าง CVC กับ LVC จะเห็นได้ว่า LVC มีค่า  $R_t$  ต่ำกว่า CVC เนื่องจากว่า LVC ได้มีการติดตั้งท่อบนส่วนควบแน่นซึ่งจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและช่วยทำให้การถ่ายเทความร้อนดียิ่งขึ้น เพื่อให้ชัดเจนมากยิ่งขึ้น ผู้วิจัยได้เปรียบเทียบค่า  $R_t$  ของ CVC และ LVC ซึ่งแสดงดังรูปที่ 9 จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า ค่า  $R_t$  ของ CVC สูงกว่า LVC ทั้งในกรณีเติมและไม่เติมสารทำงาน ถ้าพิจารณาเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลง  $R_t$  ของ LVC ระหว่างเติมสารและไม่เติม

สาร พบว่าที่  $T_j = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$  และ  $V_{\text{air}} = 1.0\text{ m/s}$  ทั้งกรณีเติมสารทำงานและไม่เติมสารทำงาน จะมีความแตกต่างของ  $R_t = 1.64\text{ }^{\circ}\text{C/W}$  และที่  $V_{\text{air}} = 1.8\text{ m/s}$  จะมีความแตกต่างของ  $R_t = 1.77\text{ }^{\circ}\text{C/W}$  ซึ่งแสดงให้เห็นว่าค่า  $R_t$  ในกรณีที่เติมสารและไม่เติมสารทำงานจะมีค่าแตกต่างกันสูงกว่า CVC



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $V_{\text{air}}$  กับ  $R_t$  ของ CVC และ LVC ที่  $T_j = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$

เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่าง  $R_t$  กับ  $V_{\text{air}}$  พบว่า การเพิ่ม  $V_{\text{air}}$  เป็นผลให้ค่า  $R_t$  ลดลง นั่นหมายความว่า การเพิ่มความเร็วของอากาศระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่น การติดตั้งท่อไค้งบนส่วนควบแน่น และการเติมสารทำงาน จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจาก Vapor chamber ได้มากขึ้น

สำหรับการลดลงของค่า  $R_t$  เมื่อความเร็วของอากาศระบายความร้อนเพิ่มขึ้นนั้น หากพิจารณาสมการที่ (1) จะเห็นว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามความเร็วลม และพิจารณาสมการ (2) จะเห็นว่า หากอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าความต้านทานลดลง ดังนั้นสรุปได้ว่าการเพิ่มความเร็วของอากาศระบายความร้อนทำให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลง

### 6. สรุปผล

การเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนระหว่าง CVC และ LVC ทั้งกรณีเติมและไม่เติมสารทำงาน รวมทั้งการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่จ่ายให้กับส่วนทำระเหย และความเร็วของอากาศที่ใช้ระบายออกจากส่วนทำระเหย สรุปได้ดังนี้

LVC มีความสามารถถ่ายโอนความร้อนผ่านตัวเองได้มากกว่า CVC ซึ่งกรณีเติมสารทำงานทั้ง CVC และ LVC ทำให้สมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าการไม่เติมสารทำงาน รวมทั้งค่าความร้อนที่ระบายออกจากส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นตามความเร็วลมที่ใช้ระบายและอุณหภูมิของแหล่งจ่าย นอกจากนี้ยังสรุปได้ว่าความต้านทานความร้อนลดลงเมื่อความเร็วของอากาศที่ใช้ระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นตาม

### 7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณศูนย์ประสานงานนักเรียนทุนรัฐบาลทางด้านวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี (ศนวท.) กระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ที่สนับสนุนงบประมาณสำหรับการทำวิจัยนี้

## 8. เอกสารอ้างอิง

- [1] R. Boukhanouf, A. Haddad, M.T. North and C. Buffone, “Experimental investigation of a plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera”, *Applied Thermal Engineering*, 26, 2006, pp. 2148-2156.
- [2] T. E. Tsai, H. H. Wu, C. C. Chang and Sih-Li Chen, “Two-phase closed thermosyphon vapor-chamber system for electronic cooling”, *International communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 2010, pp. 484-489.
- [3] S. S. Hsieh, R. Y. Lee, J. C. Shyu and S. W. Chen, “Thermal performance of flat vapor chamber heat spreader”, *Energy Conservation and Management*, 49, 2008. Pp. 1774-1784.
- [4] S. F. Wang, J. Chen, Y. Hu and W. Zhang. “Effect of evaporation section and condensation section length on thermal performance of flat plate heat pipe”, *Applied Thermal Engineering*, 31, 2011, pp. 2367-2373.
- [5] S. C. Wong, S. F. Huang and K. C. Hsieh, “Performance tests on novel vapor chamber”, *Thermal Engineering*, 31, 2011, pp. 1757-1762.
- [6] S. Lips, F. Lefevre and Bonjour, “Combined effects of the filling ratio and the vapour space thickness on the performance of a flat heat pipe”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2010, pp. 694-702.
- [7] S. C. Wong, K. C. Hsieh, J. D. Wu and W. L. Han, “A novel vapor chamber and its performance”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2010, pp. 2377-2384.