การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลแบบฉีดกระทบของของเหลวของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก

Study on Liquid Jet Impingement Heat Transfer and Flow Behaviors of the Vapor Chambers with and without Mini-channel

สงกรานต์ วิริยะศาสตร์*, ไพศาล นาผล

ห้องปฏิบัติการเทอร์โม-ของไหลและการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน. (TFHT),
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ, 63 ถนนรังสิต-นครนายก อำเภอองครักษ์ จังหวัดนครนายก, 26120
*E-mail address: sw26973@gmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดกับห้องไอโดยใช้น้ำระบายความร้อนไหลแบบฉีดกระทบ ห้องไอที่นำมาศึกษาเป็นแบบที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กโดยติดตั้งอยู่ด้านในบริเวณอีวาปอเรเตอร์ โดยในการทดลองพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับห้องไออยู่ที่ 20-100 วัตต์ และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 0.053 กิโลกรัม/วินาที การศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขทำการจำลองแบบชั่วครู่และอยู่ในรูปแบบสามมิติภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนคงที่ จากการศึกษาพบว่าผลที่ได้จากระเบียบวิธีทางตัวเลขมีความสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง นอกจากนั้นยังพบว่าห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแบบไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก การศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขสามารถช่วยทำนายผลของการถ่ายเทความร้อนและแสดงพฤติกรรมการไหลของของไหลสองสถานะได้เป็นอย่างดีซึ่งจะเป็นประโยชน์และช่วยในการออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้นและยังช่วยลดระยะเวลาและค่าใช้จ่ายจากการทดลองจริง
คำหลัก: ห้องไอ; การถ่ายเทความร้อนแบบฉีดกระทบ; การไหลแบบสองสถานะ

Abstract

Experimental and numerical analysis on the heat transfer characteristics and fluid dynamic inside the Flat Plate Vapor Chamber (FPVC) have been studied. In experiments, the vapor chamber with and without mini-channel at the evaporator zone are tested. The experiments are performed for the power input and mass flow rate of 20 -100 W, and 0.053 kg/s, respectively. A multi-phase flow model with three-dimensional is used to analyses the heat transfer and flow characteristics of the problem under transient condition. It can be found that the results obtained from the model are reasonable agreement with those from the present experiment. In addition, the vapor chamber with mini-channel gives the heat transfer performance higher than without mini-channel. The results obtained from this study are useful for the design to improve vapor chamber thermal performance for the electronics cooling system and also diminished the expense and time of the real test.
Keywords: vapor chamber; jet impingement heat transfer; multi-phase flow

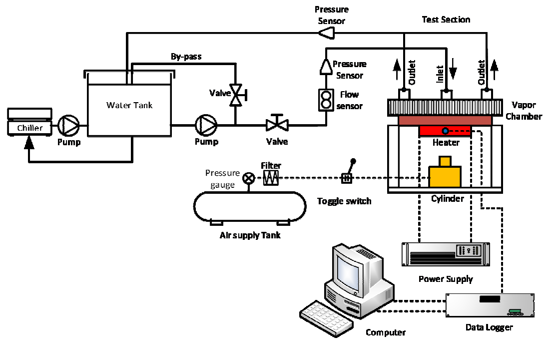
1. บทนำ

คอมพิวเตอร์ในยุคปัจจุบันนี้มีการพัฒนาอย่างก้าวกระโดดเพื่อตอบสนองกับการความต้องการของผู้บริโภคที่ต้องการการประมวลผลที่รวดเร็วขึ้น อย่างไรก็ตามความร้อนที่เกิดขึ้นกับซีพียูของคอมพิวเตอร์เหล่านี้ก็สูงขึ้นด้วยเช่นกันดังนั้นจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องพัฒนาเทคโนโลยีการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์เหล่านี้เพื่อรองรับกับภาระความร้อนที่เพิ่มขึ้น ห้องไอเป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีขีดความสามารถสูงมากกว่าฮีทซิ้งค์หรือท่อความร้อนแบบดั้งเดิมที่ 10-15 เปอร์เซ็นต์โดยที่ไม่ใช้พลังงานเพิ่มหรือมีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหว ห้องไอมีใช้อย่างแพร่หลายเพื่อระบายความร้อนให้กับซีพียูของซุปเปอร์คอมพิวเตอร์ เซิร์ฟเวอร์ซึ่งเป็นคอมพิวเตอร์ประมวลผลที่มีประสิทธิภาพสูงและต้องการประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่สูงด้วยเช่นกัน ในช่วงเวลาที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับห้องไอรวมถึงท่อความร้อนดังนี้ [1] สรุปให้เห็นว่าค่าความต้านทานความร้อนของห้องไอลดลงเมื่อขนาดของความร้อนเพิ่มขึ้น [2] สรุปให้เห็นว่าห้องไอสามารถถ่ายเทความร้อนให้กับซีพียูของคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคลได้อย่างมีประสิทธิภาพ [3] สรุปผลการศึกษาการใช้ความหนาของวิกซ์ที่ 0.05 มม.มีความเหมาะสมที่สุดสำหรับห้องไอที่มีขนาดบางมาก [4] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของห้องไอแบบสี่เหลี่ยมและพบว่าห้องไอเป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีความเหมาะสมที่จะนำมาแทนที่การระบายความร้อนของฮีทซิ้งค์เนื่องจากสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า [5] ศึกษาโดยการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของห้องไอที่ใช้น้ำ, เมทานอลและอะซิโตนเป็นสารทำงาน [6] ศึกษาเชิงทฤษฎีของห้องไอที่ใช้ระบายความร้อนในสถานะชั่วครู่ให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์หลายๆแบบ [7] [8] ศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองเพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของสารทำงานที่อยู่ภายในห้องไอ [9] ศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขการถ่ายเทความร้อนของห้องไอเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลอง จากการศึกษาพบว่าผลที่ได้จากการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง [10] ศึกษาและรูปแบบการเรียงตัวของวิกซ์ภายในห้องไอที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนของห้องไอ [11] ศึกษาด้วยการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขของห้องไอที่มีร่องในวิกซ์ จากการศึกษาพบว่าผลที่ได้จากการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง

จากการทบทวนเอกสารพบว่ามีการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลแบบฉีดกระทบของของเหลวของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กอยู่ภายในน้อยมาก งานวิจัยนี้จึงนำเสนอผลการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดกับห้องไอโดยใช้น้ำระบายความร้อนไหลแบบฉีดกระทบเพื่อเปรียบผลที่ได้จากการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขและให้ทราบถึงพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน ความเร็วของสารทำงานและความเร็วของน้ำหล่อเย็นที่เกิดขึ้นขณะที่ห้องไอทำงาน

2. อุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 1 แสดงไดอะแกรมของชุดทดลองห้องไอที่ใช้ของเหลวแบบฉีดกระทบซึ่งประกอบไปด้วย 5 ส่วนหลักได้แก่ชุดทำน้ำหล่อเย็น ชุดติดตั้งชุดทดลอง ชุดควบคุมไฟฟ้า ส่วนเก็บข้อมูลการทดลองและส่วนสุดท้ายคือตัวอย่างชิ้นงานทดสอบ ชุดทำน้ำหล่อเย็นประกอบไปด้วยชิลเลอร์ทำความเย็น ถังกักเก็บน้ำหล่อเย็น ปั๊มน้ำ เซ็นเซอร์วัดความดันน้ำและวาล์ว ถังกักเก็บน้ำหล่อเย็นทำมาจากสเตนเลสความหนา 1 mm. หุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนหนา 5 mm. ใช้ปั๊มน้ำขนาด 24 L/m สำหรับปั๊มน้ำเข้าสู่ชุดทดสอบที่มีห้องไอติดตั้งอยู่โดยกำหนดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในการทดสอบที่ 3-12 L/m และใช้ปั๊มน้ำขนาด 72 L/m ปั๊มน้ำเข้าสู่ชิลเลอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นให้คงที่ที่ 20-25 °C

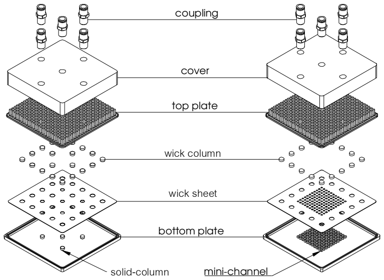


รูปที่ 1 ไดอะแกรมชุดทดสอบของห้องไอที่ใช้การไหลแบบฉีดกระทบที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก

ในการปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นจะใช้บอลวาล์วสองตัวโดยตัวแรกจะเปิดให้น้ำหล่อเย็นไหลผ่านเต็มที่และตัวที่สองเป็นวาล์วบายพาสเพื่อปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ไหลเข้าสู่ห้องไอที่ติดตั้งในส่วนของชุดทดสอบ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นจะถูกวัดโดยเซนเซอร์วัดอัตราการไหลของ Keyence FD-M ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนที่ 0.1 % และค่าความดันตกคร่อมที่น้ำหล่อเย็นไหลผ่านห้องไอที่ทางเข้าและทางออกของวัดโดยเซ็นเซอร์วัดความดัน OKAWA ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 0.1 % เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนภายในระบบระหว่างการทดสอบชุดทดสอบจะถูกหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนความหนาขนาด 5 mm. ยกเว้นตรงส่วนที่ติดตั้งฮีทเตอร์ซึ่งจะใช้อะคริลิกขึ้นรูปยึดติดแทน ในการทดลองแหล่งความร้อนจะใช้ทองแดงขึ้นรูปให้ได้ขนาดตามที่ต้องการและติดตั้งฮีทเตอร์แบบแท่งกลมอยู่ตรงกลางเพื่อให้ความร้อน ในระหว่างการทดสอบจะปล่อยแรงดันไฟฟ้าจากพาวเวอร์ซัพพลายแบบไฟกระแสตรงปรับค่าได้เป็นแหล่งจ่ายแรงดันไฟฟ้าให้กับฮีทเตอร์สร้างความร้อนให้กับแหล่งความร้อนเพื่อแทนความร้อนของ CPU โดยที่กึ่งกลางแหล่งความร้อนจะทำช่องขนาด 1 mm. เพื่อติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลชนิด T เพื่อวัดอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิทางน้ำเข้า อุณหภูมิทางน้ำออก และอุณหภูมิบรรยากาศซึ่งจะถูกบันทึกโดยเครื่องบันทึกอุณหภูมิแบบอนาล็อกส่งข้อมูลไปเก็บไว้ที่เครื่องคอมพิวเตอร์ตามเวลาจริงทุกๆ 15 นาทีหรือจนกว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆมีค่าคงที่

3. โครงสร้างห้องไอ

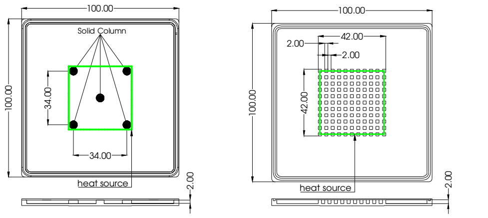
ห้องไอที่มีไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีส่วนประกอบ 2 ส่วนที่เหมือนกันได้แก่ส่วนห้องไอและฮีทซิ้ง ส่วนของห้องไอจะประกอบไปด้วยฐานล่าง ฐานบน วิกซ์ สารทำงาน ท่อเติมสารทำงานและฝาครอบส่วนน้ำหล่อเย็นดังแสดงในรูปที่ 2 ฐานล่างของห้องไอทำจากทองแดงขึ้นรูปด้วยเครื่อง CNC เพื่อให้มีช่องว่างด้านในสำหรับติดตั้งวิกซ์และบรรจุสารทำงาน ด้านข้างของฐานล่างจะเจาะรูขนาด 1.6 mm. เพื่อเป็นช่องสำหรับใส่ท่อเติมสารทำงาน ส่วนด้านล่างสุดซึ่งเรียกว่าอีวาปอเรเตอร์ซึ่งเป็นส่วนรับความร้อนจากแหล่งความร้อนจะทำพื้นผิวให้มีค่าความเรียบ 0.05 μ เพื่อลดค่าความต้านทานความร้อนของอากาศที่ผิวสัมผัสระหว่างห้องไอกับแหล่งความร้อน



(a) (b)

รูปที่ 2 ส่วนประกอบของห้องไอ (a) ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก (b) มีช่องการไหลขนาดเล็ก

ฐานบนของห้องไอทำจากทองแดงโดยด้านบนติดตั้งครีบระบายความร้อนแบบแท่งเพื่อให้น้ำหล่อเย็นไหลผ่าน ส่วนพื้นด้านล่างเป็นแบบผิวเรียบหรือเรียกว่าด้านคอนเดนเซอร์ ส่วนสุดท้ายได้แก่ฝาครอบส่วนน้ำหล่อเย็นทำจากอลูมินัมขึ้นรูปโดยให้ด้านในเว้าสามารถครอบปิดฐานบนของห้องไอได้พอดีโดยปลายครีบระบายความร้อนที่อยู่บนฐานบนจะสัมผัสกับส่วนบนของฝาครอบส่วนน้ำหล่อเย็น ส่วนที่แตกต่างระหว่างห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กได้แก่ชิ้นส่วนฐานล่างดังแสดงในรูปที่ 3



(a) (b)

รูปที่ 3 โครงสร้างฐานด้านล่างของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก (a) ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก (b) มีช่องการไหลขนาดเล็ก

ห้องไอที่ทำการทดลองทั้งที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีขนาด 100 x 100 x 22.8 mm. โดยที่ส่วนฐานของห้องไอมีความสูงเท่ากับ 4.5 mm. และส่วนน้ำหล่อเย็นสูง 18.3 mm. ความสูงด้านในห้องไอจากอีวาปอเรเตอร์ถึงคอนเดนเซอร์เท่ากับ 2 mm. ด้านล่างสุดในห้องไอติดตั้งแผ่นวิกซ์หนา 0.5 mm. และมีเสาวิกซ์เส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 6 mm. หนา 2 mm. วางสลับกันเพื่อเพิ่มความแข็งแรงและช่วยให้สารทำงานที่เกิดจากการกลั่นตัวจากคอนเดนเซอร์กลับมายังอีวาปอเรเตอร์ได้รวดเร็วขึ้น ส่วนบนสุดของห้องไอซึ่งเป็นส่วนน้ำหล่อเย็นจะมีครีบแบบแท่งขนาด 2 x 2 x 8 mm. จำนวน 529 แท่ง ติดตั้งอยู่เพื่อถ่ายเทความร้อนจากคอนเดนเซอร์ไปสู่น้ำหล่อเย็นโดยขนาดของช่องการไหลระหว่างครีบเท่ากับ 2 mm. แผ่นวิกซ์และเสาวิกซ์เป็นผงทองแดงที่มีขนาด 100 - 300 μ ที่ผ่านการอบด้วยอุณหภูมิสูงเพื่อให้เกาะกันเป็นผลึกและทำความสะอาดด้วยไนโตรเจนเพื่อเพิ่มแรงตึงผิวระหว่างของแข็งกับสารทำงานและมีค่าความพรุนเท่ากับ 40 % สารทำงานซึ่งได้แก่น้ำบริสุทธิ์(di water) ถูกบรรจุเข้าไปในห้องไอผ่านทางท่อบรรจุสารทำงานที่ปริมาตรเท่ากับ 30 % ของพื้นที่ ห้องไอแบบที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กจะติดตั้งเสาทองแดงรูปวงกลมจำนวน 5 เสาเพื่อเพิ่มความแข็งแรงเพื่อรับแรงกด ขณะที่ห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กจะติดตั้งครีบแบบแท่งให้มีขนาด 42 x 42 mm. มีครีบแบบแท่งขนาด 2 x 2 x 2 mm. จำนวน 121 แท่ง มีช่องว่างระหว่างครีบเท่ากับ 2 mm. เพื่อช่วยให้การถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนไปยังห้องไอมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น ในการทดลองจะใช้กาวนำความร้อนที่มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 1.5 W/m.°C ทาระหว่างผิวสัมผัสของแหล่งความร้อนและห้องไอเพื่อลดความต้านทานความร้อนเนื่องจากช่องว่างของอากาศระหว่างผิวทั้งสองด้าน

4. การวิเคราะห์ความต้านทานความร้อน

ค่าความต้านทานความร้อนรวมของห้องไอที่ใช้การไหลแบบฉีดกระทบที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กสามารถหาได้จากผลต่างอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ($T_{heat-source}$) และน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า ($T_{w,inlet}$) หารด้วยค่าความร้อนที่ให้กับระบบดังแสดงในสมการที่ 1

$$R_{tot} = \frac{T_{heat-source} - T_{w,inlet}}{Q} \qquad (1)$$

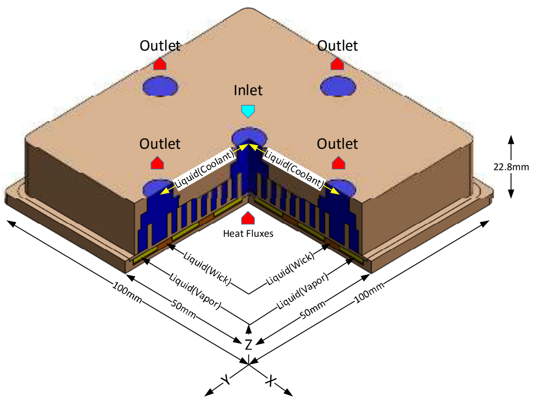
กาวนำความร้อนใช้ลดความต้านทานความร้อนเนื่องจากช่องว่างของอากาศระหว่างพื้นผิวของแหล่งความร้อนกับห้องไอ ค่าความต้านทานความร้อนจากผิวสัมผัสของแหล่งความร้อนมายังฐานของห้องไอสามารถแสดงในรูปของความต้านทานความร้อนของกาวนำความร้อนดังสมการที่ 2

$$R_{TIM} = \frac{T_{heat-source} - T_{base}}{Q} = \frac{t_{TIM}}{k_{TIM} A_{contact}} \qquad (2)$$

เมื่อ T_{base} คืออุณหภูมิที่ฐานของห้องไอ, k_{TIM} คือค่าการนำความร้อนของกาวความร้อน, t_{TIM} คือความหนาของกาวความร้อน ในที่นี้จะสมมุติให้มีค่าเท่ากับ 0.01 mm. และ $A_{contact}$ คือพื้นที่ที่สัมผัสกันระหว่างแหล่งความร้อนกับห้องไอ จากสมการที่สองจะได้ค่าอุณหภูมิที่ฐานของห้องไอ T_{base}

5. การจำลองด้วยวิธีทางตัวเลข

ในการศึกษาด้วยวิธีทางตัวเลขเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดขึ้นกับห้องไอจะอยู่ในรูปของสามมิติ ลักษณะโครงสร้างของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีขนาดและรูปร่างเท่ากับงานที่ทำการทดลองจริงดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่ 5 แบบลำลองของห้องไอที่ใช้ในการจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ห้องไอในแบบจำลองที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีขนาด 100 x 100 x 22.8 mm. โดยที่ส่วนฐานของห้องไอมีความสูงเท่ากับ 4.5 mm. และส่วนน้ำหล่อเย็นสูง 18.3 mm. ความสูงด้านในห้องไอจากอีวาปอเรเตอร์ถึงคอนเดนเซอร์เท่ากับ 2 mm. ด้านล่างสุดในห้องไอวางแผ่นวิกซ์หนา 0.5 mm. และมีเสาวิกซ์เส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 6 mm. หนา 2 mm. โดยกำหนดให้มีความพรุนเท่ากับ 40 % ในแบบจำลองพื้นที่ส่วนที่เป็นช่องว่างระหว่างแผ่นวิกซ์ไปจนถึงคอนเดนเซอร์จะแทนที่ด้วยปริมาตรของของเหลวเพื่อกำหนดให้เป็นส่วนของการไหลของไอขณะทำการจำลอง ส่วนบนสุดของห้องไอซึ่งเป็นส่วนน้ำหล่อเย็นจะติดตั้งครีบแบบแท่งขนาด 2 x 2 x 8 mm. จำนวน 529 แท่ง โดยขนาดของช่องการไหลระหว่างครีบเท่ากับ 2 mm. โดยกำหนดให้ที่ทางเข้า 1 ช่องเป็นความเร็วของน้ำหล่อเย็นและไหลออกสู่บรรยากาศ 4 ช่องโดยกำหนดให้การไหลภายในครีบระบายความร้อนเป็นแบบปั่นป่วนการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขทำการจำลองแบบชั่วครู่และอยู่ในรูปแบบสามมิติภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนคงที่ ผนังรอบๆห้องไอกำหนดให้ไม่เกิดการสูญเสียความร้อน ในแบบของการจำลองจะกำหนดให้วิกซ์มีความพรุนเท่ากับ 40 เปอร์เซ็นต์และสารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในห้องไอจะถูกกำหนดให้เกิดการเดือดและกลั่นตัว

6. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รูปแบบการจำลองทางคณิตศาสตร์ประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่องที่มีสมการมวล พลังงานและโมเมนตัมซึ่งแสดงอยู่ในรูปต่างๆดังนี้;

ผนังที่เป็นของแข็ง

$$(\rho c)_W \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_W \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{3}$$

ขอบเขตของวิกซ์

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\rho}{\varepsilon}\left(\frac{\partial u_1}{\partial t}+u_1\frac{\partial u_1}{\partial x}+v_1\frac{\partial u_1}{\partial y}+w_1\frac{\partial w_1}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p_1}{\partial x}-\frac{\mu_1}{K}u_1+\frac{\mu_1}{\varepsilon}\left[\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2}\right]-\frac{C_E}{K^{0.5}}|V|V \tag{4}$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon}\left(\frac{\partial v_1}{\partial t}+u_1\frac{\partial v_1}{\partial x}+v_1\frac{\partial v_1}{\partial y}+w_1\frac{\partial v_1}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p_1}{\partial y}-\frac{\mu_1}{K}u_1+\frac{\mu_1}{\varepsilon}\left[\frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_1}{\partial z^2}\right]-\frac{C_E}{K^{0.5}}|V|V \tag{5}$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon}\left(\frac{\partial w_1}{\partial t}+u_1\frac{\partial w_1}{\partial x}+v_1\frac{\partial w_1}{\partial y}+w_1\frac{\partial w_1}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p_1}{\partial z}-\frac{\mu_1}{K}u_1+\frac{\mu_1}{\varepsilon}\left[\frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_1}{\partial z^2}\right]-\frac{C_E}{K^{0.5}}|V|V \tag{6}$$

สมการพลังงาน:

$$(\rho c)_{wi}\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u_1\frac{\partial T}{\partial x}+v_1\frac{\partial T}{\partial y}+w_1\frac{\partial T}{\partial z}\right) = \lambda_w\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{7}$$

ขอบเขตของไอ

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial u_V}{\partial x}+\frac{\partial v_V}{\partial y}+\frac{\partial w_V}{\partial z} = 0 \tag{8}$$

สมการโมเมนตัม:

$$\rho_V\left(\frac{\partial u_V}{\partial t}+u_V\frac{\partial u_V}{\partial x}+v_V\frac{\partial u_V}{\partial y}+w_V\frac{\partial u_V}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p_V}{\partial x}+\mu_V\left[\frac{\partial^2 u_V}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u_V}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u_V}{\partial z^2}\right]_V \tag{9}$$

$$\rho_V\left(\frac{\partial v_V}{\partial t}+u_V\frac{\partial v_V}{\partial x}+v_V\frac{\partial v_V}{\partial y}+w_V\frac{\partial v_V}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p_V}{\partial y}+\mu_V\left[\frac{\partial^2 v_V}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_V}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_V}{\partial z^2}\right]_V \tag{10}$$

$$\rho_V\left(\frac{\partial w_V}{\partial t}+u_V\frac{\partial w_V}{\partial x}+v_V\frac{\partial w_V}{\partial y}+w_V\frac{\partial w_V}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p_V}{\partial z}+\mu_V\left[\frac{\partial^2 w_V}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_V}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_V}{\partial z^2}\right]_V \tag{11}$$

สมการพลังงาน:

$$(\rho c_p)_V \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_V \frac{\partial T}{\partial x} + v_V \frac{\partial T}{\partial y} + w_V \frac{\partial T}{\partial z}\right) = \lambda_V \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad (12)$$

7. ขอบเขตการจำลอง

7.1 วิกซ์/ผิวสัมผัสไอ

กฎทรงมวล:

$$\overset{\circ}{m} = -\rho_V w_V = \varepsilon \rho_1 w_1 \quad (13)$$

ทฤษฎีจลน์ของก๊าซสำหรับความต้านทานความร้อน:

$$\overset{\circ}{m} = \frac{2a_{cc}}{2-a_{cc}} \left(\frac{M}{2\pi R T_{in}}\right)^{1/2} \left[p_{sat}(T_{in}) - p_V\right] \quad (14)$$

สมดุลพลังงาน:

$$\overset{\circ}{m} C_{pl} T_{in} - \lambda_{Wi} \frac{\partial T_{Wi}}{\partial n} = \overset{\circ}{m} C_{pv} T_{in} - \lambda_V \frac{\partial T_V}{\partial n} + \overset{\circ}{m} h_{fg} \quad (15)$$

สมการโมเมนตัม:

$$p_V - p_L - \overset{\circ}{m}(w_V - w_L) = \frac{2\sigma}{r_{eff}} = p_C \quad (16)$$

สมการความต่อเนื่องของความเค้นเฉือน:

$$\mu_V \frac{\partial U_V}{\partial z} = \mu_L \frac{\partial U_L}{\partial z}, \mu_V \frac{\partial V_U}{\partial z} = \mu_L \frac{\partial V_L}{\partial z} \quad (17)$$

7.2 ขอบเขตไอ

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0, U_V = 0, \upsilon_V = 0, \text{and } W_V = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0, U_V = 0, \upsilon_V = 0, \text{and } W_V = 0 \quad (19)$$

7.3 ขอบเขตวิกซ์

ของเหลว/พื้นผิวสัมผัสของแข็ง:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0, U_L = 0, \upsilon_L = 0, \text{and } W_L = 0 \quad (20)$$

สมการพลังงาน:

$$\lambda_W \frac{\partial T}{\partial n} = h_w (T - T_w) \quad (21)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ทางเข้าไหลผ่านฮีทซิ้งค์, (h_w) ในแบบจำลองได้จากการทดลอง

ฮีทเตอร์/ผิวสัมผัสอีวาปอเรเตอร์:

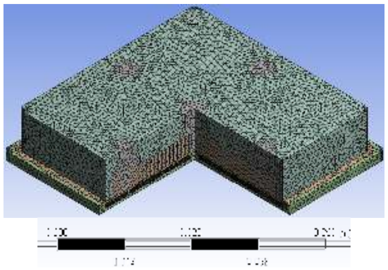
$$\lambda_W \frac{\partial T}{\partial n} = q'' \quad (22)$$

ผนังรอบห้องไอสมมติให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อน:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (23)$$

8. ขนาดและรูปร่างของกริด

ในการออกแบบกริดของแบบจำลองจะกำหนดให้การเชื่อมต่อของกริดโค้งเข้าหากัน(Curvature) ขนาดและรูปร่างของกริดจะถูกกำหนดโดยโปรแกรมให้มีรูปร่างตามความเหมาะสมยกเว้นส่วนที่เป็นวิกซ์จะถูกกำหนดให้มีขนาดเท่ากับ 0.0005 m ซึ่งมีขนาดเล็กกว่าเพื่อประสิทธิภาพในการแสดงผลดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 ลักษณะของกริดในแบบจำลองของห้องไอ

เพื่อให้ผลที่ได้จากการจำลองมีค่าความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุดก่อนการจำลองจะทำการหาค่ากริดที่เหมาะสมที่สุดเพื่อนำมาใช้ในการคำนวณและแสดงผล ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กจะจำลองที่กริดเท่ากับ 5.4 x 10^5, 6.9 x 10^5, 8.8 x 10^5 กริด และห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กเท่ากับ 5.6 x 10^5, 7.1 x 10^5, 9.2 x 10^5 กริด จากผลจากการจำลองพบว่าจำนวนกริดของห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กเท่ากับ 6.9 x 10^5 กริดและห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กเท่ากับ 7.1 x 10^5 กริดให้ค่าคำตอบใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุดโดยมีค่าความเบี่ยงเบนน้อยกว่า 5 เปอร์เซ็นต์

9. ผลและสรุปผล

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดกับห้องไอโดยใช้น้ำระบายความร้อนไหลแบบฉีดกระทบ ห้องไอที่นำมาศึกษาเป็นแบบที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กโดยติดตั้งอยู่ด้านในบริเวณอีวาปอเรเตอร์ โดยในการทดลองพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับห้องไออยู่ที่ 20-100 W และอัตรา

การไหลของน้ำหล่อเย็น 0.053 kg/s การศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขทำการจำลองแบบชั่วครู่และอยู่ในรูปแบบสามมิติภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนคงที่

ตารางที่ 1 แสดงการเปรียบเทียบผลอุณหภูมิของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่ได้จากการทดลองและการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขเมื่อขนาดของความร้อนเพิ่มขึ้น พบว่าเมื่อขนาดของค่าความร้อนเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของห้องไอทั้งที่มีและไม่มีช่องการไหลรวมทั้งผลที่ได้จากการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขมีค่าสูงขึ้นตามลำดับเนื่องจากเมื่อค่าความร้อนสูงขึ้นห้องไอรับความร้อนเพิ่มมากขึ้นในขณะเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนก็เพิ่มขึ้นตามไปด้วย ค่าความคลาดเคลื่อนของผลที่ได้จากการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กพบว่ามีค่าเท่ากับ 11 % ขณะที่ห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีค่าเท่ากับ 7 %

ตารางที่ 1 เปรียบเทียบอุณหภูมิของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่ได้จากการทดลองและการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลข

ความร้อน (W)	มีช่องการไหลขนาดเล็ก (°C)			ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก (°C)		
	ระเบียบวิธีทางตัวเลข	ทดลอง	% ความคลาดเคลื่อน	ระเบียบวิธีทางตัวเลข	ทดลอง	% ความคลาดเคลื่อน
20	32.59	28.84	11.51	34.07	31.67	7.04
40	38.37	35.45	7.61	41.38	40.40	2.37
60	44.40	42.67	3.90	49.85	48.63	2.45
80	50.03	48.77	2.52	55.89	56.98	1.95
100	55.86	55.45	0.73	63.15	63.75	0.95

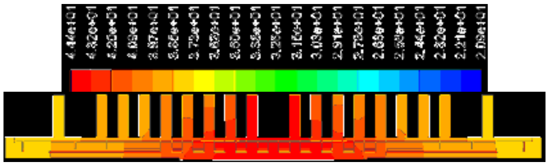
จากตารางที่ 2 แสดงการเปรียบเทียบผลของความต้านทานความร้อนของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่ได้จากการทดลองและการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลข พบว่าเมื่อขนาดของค่าความร้อนเพิ่มขึ้นค่าความต้านทานความร้อนของห้องไอทั้งที่มีและไม่มีช่องการไหลรวมทั้งผลที่ได้จากการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขมีค่าลดลงตามลำดับเนื่องจากเมื่อค่าความร้อนสูงขึ้นห้องไอรับความร้อนเพิ่มมากขึ้นในขณะเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนก็เพิ่มขึ้นตามไปด้วยทำให้ค่าความต้านทานความร้อนของห้องไอลดลง ผลการศึกษาที่ได้จากการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขของห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีค่าความต้านทานความร้อนน้อยกว่าห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก โดยค่าความต้านทานความร้อนจากการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขของห้องไอแบบที่มีช่องการไหลขนาดเล็กมากกว่าแบบไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กเท่ากับ 16-23 % ขณะที่ผลที่ได้จากการทดลองเท่ากับ 3-19 %

ตารางที่ 2 เปรียบเทียบค่าความต้านทานความร้อนของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่ได้จากการทดลองและการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลข

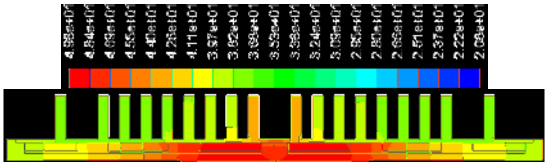
ความร้อน (W)	ระเบียบวิธีทางตัวเลข (°C/W)			ทดลอง (°C/W)		
	มีช่องการไหลขนาดเล็ก	ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก	ความแตกต่าง (%)	มีช่องการไหลขนาดเล็ก	ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก	ความแตกต่าง (%)
20	0.53	0.44	16.98	0.65	0.63	3.07
40	0.48	0.37	22.91	0.51	0.44	13.72
60	0.46	0.36	21.73	0.48	0.39	18.75
80	0.45	0.35	22.22	0.43	0.36	16.28
100	0.43	0.34	20.93	0.42	0.35	16.67

รูปที่ 7 การส่งถ่ายอุณหภูมิของห้องไอที่ได้จากการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขที่ X = 50 mm. ห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก พบว่าอุณหภูมิที่ฐานของห้องไอมีค่าสูงสุดและบริเวณรอบฐานมีค่าต่ำสุด ความร้อนจะถูกส่งถ่ายจากฐานของห้องไอซึ่งเป็นบริเวณที่รับความร้อนจากแหล่งความร้อนก่อนที่จะกระจายสู่วิกซ์, ช่องไอและไหลขึ้นสู่ด้านบนซึ่งเป็นส่วนของฮีทซิ้งค์ที่มีครีบระบายความร้อนติดตั้งอยู่ก่อนที่ความร้อนจะถูกถ่ายเทออกไปด้วยของไหลหล่อเย็น และความร้อนส่วนหนึ่งจะกระจายตัวไปยังด้านข้างของห้องไอและค่อยๆ ลดลงจนถึงขอบด้านนอกสุด จะเห็นได้ว่าห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กสามารถกระจายความร้อนออกสู่ด้านข้างในแนวแกน Y ได้เป็นอย่างดีซึ่งจะช่วยให้การถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น เมื่อพิจารณา

การถ่ายเทความร้อนของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่อีวาปอเรเตอร์โดยอุณหภูมิที่ฐานของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กเท่ากับ 44.4 °C และ 49.8 °C ตามลำดับซึ่งชี้ให้เห็นว่าห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กทั้งนี้เนื่องจากพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นทำให้ถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น



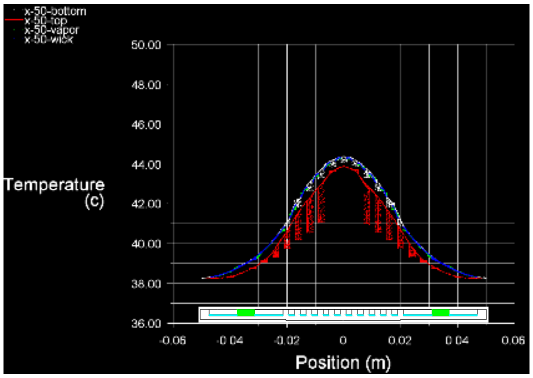
(a)



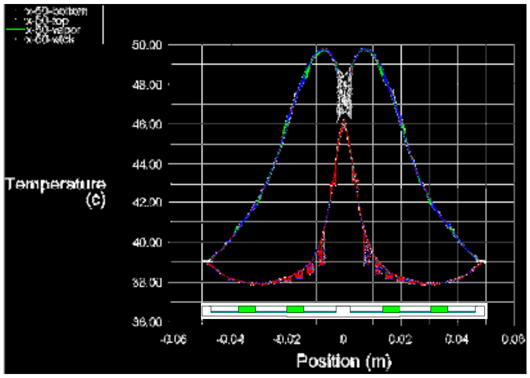
(b)

รูปที่ 7 การส่งถ่ายอุณหภูมิของห้องไอ (°C) ที่ได้จากการศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขที่ X = 50 mm. (a) มีช่องการไหลขนาดเล็ก (b) ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก

รูปที่ 8 (a) และ (b) แสดงกราฟอุณหภูมิของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่ตำแหน่ง X = 50 mm. โดยจะแสดงอุณหภูมิของฐาน, วิกซ์, ไอ, และฮีทซิ้งค์พบว่าอุณหภูมิที่สูงที่สุดของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กจะอยู่ที่ตำแหน่งกึ่งกลางและมีค่าลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่อกระจายตัวออกด้านข้าง ห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิได้สม่ำเสมอกว่าห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กเนื่องจากช่องการไหลขนาดเล็กรับความร้อนจากแหล่งความร้อนและนำไปถ่ายเทที่ฮีทซิ้งค์โดยตรงทำให้อุณหภูมิรอบๆช่องการไหลขนาดเล็กมีความสม่ำเสมอ อุณหภูมิของฐานห้องไอ, วิกซ์, และไอใกล้มีค่าเท่ากันขณะที่อุณหภูมิที่ฐานของฮีทซิ้งค์มีค่าต่ำกว่า 2 องศาเซลเซียสโดยที่ครีบระบายความร้อนซึ่งเป็นส่วนที่สัมผัสกับน้ำหล่อเย็นอุณหภูมิค่าต่ำที่สุด เมื่อพิจารณาห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กจะพบว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆขึ้นลงไม่สม่ำเสมอและอุณหภูมิที่ตำแหน่งกึ่งกลางมีค่าต่ำสุดเมื่อเทียบกับบริเวณอื่นที่สัมผัสกับแหล่งความร้อนเนื่องจากมีเสาทองแดงติดตั้งอยู่จึงทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้เร็วขึ้นทำให้อุณหภูมิจุดนี้มีค่าต่ำ



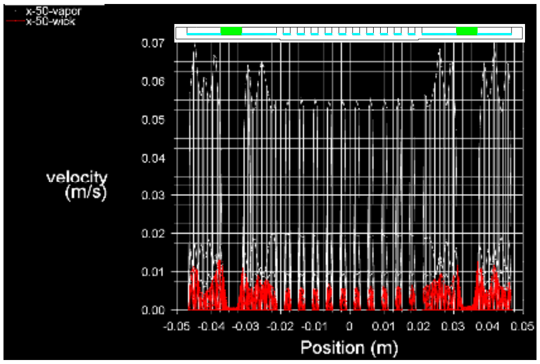
(a)



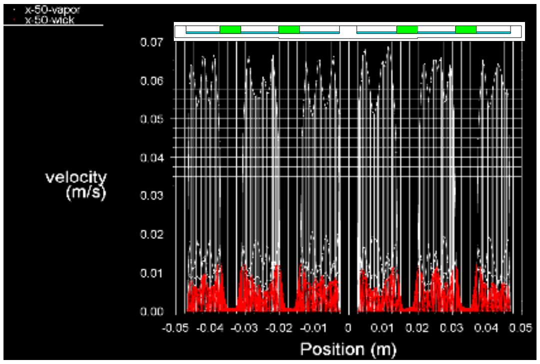
(b)

รูปที่ 8 การส่งถ่ายอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆของห้องไอ (°C) ที่ตำแหน่ง X = 50 mm. (a) มีช่องการไหลขนาดเล็ก (b) ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก

รูปที่ 9 (a) (b) แสดงค่าความเร็วของไอและของเหลวภายในวิกซ์ที่ตำแหน่ง X = 50 mm. ของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก จากกราฟพบว่าค่าความเร็วของไอและของเหลวภายในวิกซ์มีค่าใกล้เคียงกัน โดยที่ห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กความเร็วของสารทำงานมีค่าเท่ากับ 0.053 m/s ขณะที่ห้องไอที่ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีค่าเท่ากับ 0.068 m/s เนื่องจากค่าความร้อนมีค่าคงที่จึงทำให้ความเร็วของไอมีค่าคงที่



(a)

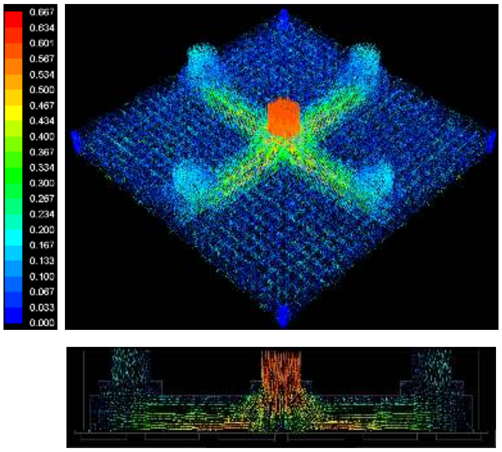


(b)

รูปที่ 9 ความเร็วของไอและของเหลวภายในวิกซ์ (m/s) ที่ตำแหน่ง X = 50 mm. (a) มีช่องการไหลขนาดเล็ก (b) ไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก

ความเร็วของไอระหว่างช่องการไหลของห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีค่าต่ำกว่าบริเวณอื่นเนื่องจากพื้นที่ของวิกซ์ด้านล่างที่ติดกับแหล่งความร้อนลดลงเนื่องจากความร้อนบางส่วนถูกถ่ายเทไปยังครีบแบบแท่งที่ติดตั้งอยู่จึงทำให้ไอบริเวณนี้ลดลงความเร็วของไอจึงลดลงตามไปด้วย ความเร็วของสารทำงานที่เกิดขึ้นภายในวิกซ์ของห้องไอที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กให้ค่าที่ใกล้เคียงกันที่ 0.004-0.012 m/s ซึ่งความเร็วที่ต่ำที่สุดจะอยู่ตรงกึ่งกลางของเสาวิกซ์เนื่องจากสารทำงานสามารถไหลผ่านเพื่อชนะแรงตึงผิวส่วนรอบนอกเสาวิกซ์ได้ง่ายกว่ากึ่งกลางความเร็วรอบเสาวิกซ์จึงมีค่ามากกว่า

รูปที่ 10 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของน้ำหล่อเย็นในรูปของสามมิติและที่ตำแหน่ง X = 52 mm. พบว่าความเร็วสูงสุดเกิดขึ้นที่ตรงกึ่งกลางที่ทางเข้าและค่อยๆ ลดลงเมื่อไหลออกสู่บรรยากาศทั้งสี่ช่อง โดยความเร็วที่ทางเข้ามีค่าเท่ากับ 0.67 m/s และที่ทางออกความเร็วจะมีค่าลดลงเมื่อไหลผ่านช่องว่างระหว่างครีบระบายความร้อนที่ 0.15 m/s ลักษณะรูปแบบการไหลจะมีรูปร่างเครื่องหมายบวกทั้งนี้เนื่องจากตำแหน่งการวางช่องการไหลที่ทางออกทั้งสี่ช่องวางในตำแหน่งทำมุมกัน 90° ความเร็วที่ขอบของทั้งสี่ด้านของห้องไอจะมีความเร็วต่ำสุดที่ 0.05 m/s เนื่องจากไม่มีช่องทางออกของสารหล่อเย็น



รูปที่ 10 เวกเตอร์ความเร็วของน้ำหล่อเย็น (m/s) แบบสามมิติและที่ตำแหน่ง X = 52 มม.

10. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดกับห้องไอโดยใช้น้ำระบายความร้อนไหลแบบฉีดกระทบ ห้องไอที่นำมาศึกษาเป็นแบบที่มีและไม่มีช่องการไหลขนาดเล็กโดยติดตั้งอยู่ด้านในบริเวณอีวาปอเรเตอร์ โดยในการทดลองพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับห้องไออยู่ที่ 20-100 W และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 0.053 kg/s การศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขทำการจำลองแบบชั่วครู่และอยู่ในรูปแบบสามมิติภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนคงที่ จากการศึกษาพบว่าผลที่ได้จากระเบียบวิธีทางตัวเลขมีความสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง นอกจากนั้นยัง

พบว่าห้องไอที่มีช่องการไหลขนาดเล็กสามารถถ่ายเท-ความร้อนได้ดีกว่าห้องไอไม่มีช่องการไหลขนาดเล็ก การศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขสามารถช่วยทำนายผลของการถ่ายเทความร้อนและแสดงพฤติกรรมการไหลของของไหลสองสถานะได้เป็นอย่างดีซึ่งจะเป็นประโยชน์และช่วยในการออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้นและยังช่วยลดระยะเวลาและค่าใช้จ่ายจากการทดลองจริง

11. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณห้องปฏิบัติการเทอร์โม-ของไหลและการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TFHT) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ในการสนับสนุนสถานที่และอุปกรณ์เพื่อการวิจัย

12. เอกสารอ้างอิง

[1] M.C. Tsai, S.W. Kang, K.V. de Paiva, Experimental studies of thermal resistance in a vapor chamber heat spreader, Applied Thermal Engineering 56 (2013) 38-44.

[2] P. Naphon, S. Wongwises, S. Wiriyasart, On the thermal cooling of central processing unit of the PCs with vapor chamber, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 1165-1168.

[3] R. Ranjan, J.Y. Murthy, S.V. Garimella, D.H. Altman, M.T. North, Modeling and design optimization of ultrathin vapor chambers for high heat flux applications, IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology 2 (2012) 1465-1479.

[4] S.S. Hsieh, R.Y. Lee, J.C. Shyu, S.W. Chen, Analytical solution of thermal resistance of vapor chamber heat sink with and without pillar, Energy Conversion and Management 48 (2007) 2708-2717.

[5] S.C. Wong, S.F. Huang, K.C. Hsieh, Performance tests on a novel vapor chamber, Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1757-1762.

[6] S. Harmand, R. Sonan, M. Fakès, H. Hassan, Transient cooling of electronic components by flat heat pipes, Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1877-1885.

[7] Y. KOITO, Numerical visualization of heat transfer in a vapor chamber. Kumamoto University, Japan.

[8] Y. Koito, H. Imura, M. Mochizuki, Y. Saito, S. Torii, Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1669-1676.

[9] Y.S. Chen, K.H. Chien, T.C. Hung, C.C. Wang, Y.M. Ferng, B.S. Pei, Numerical simulation of a heat sink embedded with a vapor chamber and calculation of effective thermal conductivity of a vapor chamber, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2655–2664.

[10] Y. Peng, W. Liu, N. Wang, Y. Tian, X. Chen, A novel wick structure of vapor chamber based on the fractal architecture of leaf vein, International Journal of Heat and Mass Transfer 63 (2013) 120-133.

[11] Z. Ming, L. Zhongliang, M. Guoyuan, The experimental and numerical investigation of a grooved vapor chamber, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 422-430.

[12] ANSYS FLUENT Theory guide, Release 14.0, November 2011, ANSYS, Inc.