

ผลกระทบของทิศทางการไหลที่ทางเข้าและทางออกของฮีตซิงก์ ต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน Effect of Flow Direction at Inlet and Outlet of Heat Sink on Heat Transfer Performance

ธนธรณ์ เหมพิจิตร และ ขวลิต กิตติชัยการ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

E-mail: thanathorn.h@ku.th, fengclk@ku.ac.th

บทคัดย่อ

เนื่องจากในปัจจุบันได้มีการพัฒนาอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์อย่างต่อเนื่อง ทั้งในด้านความต้องการให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์มีประสิทธิภาพที่สูง ขนาดที่เล็ก และมีการระบายความร้อนที่ดี ส่งผลทำให้มีการวิจัยและพัฒนาครีบบระบายความร้อนที่อยู่ในฮีตซิงก์กันอย่างกว้างขวาง โดยปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของฮีตซิงก์มีหลากหลายปัจจัย ทั้งรูปทรงต่างๆ ขนาดของครีบบระบายความร้อน ระยะช่องว่างระหว่างครีบบแต่ละครีบบจำนวน ลักษณะการวางของครีบบระบายความร้อน ตำแหน่งการวางของแหล่งกำเนิดความร้อน ชนิดของไหลที่ไหลอยู่ในฮีตซิงก์ และลักษณะการไหลเข้าและออกของฮีตซิงก์ งานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นไปที่การจำลองการไหลของสารทำความเย็น รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนของครีบบระบายความร้อนรูปทรงกระบอกขนาดเล็กในฮีตซิงก์ ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ที่มีผลเนื่องจากทิศทางการไหลเข้าและออกจากฮีตซิงก์ของสารทำความเย็น โดยในการศึกษาจะพิจารณาทิศการไหลรูปทรง V ที่ทำมุมกับแนวระนาบของผิวด้านข้างของฮีตซิงก์ เป็นมุม 0 ถึง 90 องศา การลดลงของความดันคือน้อยกว่า 3000 ปาสคาล ครีบบระบายความร้อนทำจากอลูมิเนียม 6061 ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.66 มิลลิเมตร วางแบบเยื้องศูนย์กลาง (Stagger) และค่าความพรุนคือ 0.67

จากผลการศึกษาพบว่า หากมีการปรับองศาการทำมุมระหว่างขาเข้าหรือขาออกกับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์มากจะส่งผลทำให้ฮีตซิงก์มีการระบายความร้อนได้มากขึ้น โดยมุมของขาเข้าและขาออกของสารทำความเย็นที่เหมาะสมที่สุดคือ 75 องศา เนื่องจากทำให้เกิดการไหลวนของสารทำความเย็นที่ทางเข้ามาก เป็นผลให้เกิดการกระจายตัวทางความร้อนที่ดีบริเวณฐานของฮีตซิงก์ และส่งผลทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้น

คำสำคัญ :

ฮีตซิงก์; ครีบบระบายความร้อนรูปทรงกระบอกขนาดเล็ก; วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

Abstract

Nowadays, to achieve a high performance of small size electronic device, it requires a high performance of liquid cooling and heat sink. There are many factors affecting heat sink performance such as fin shapes, fin dimension, gap space of fins, number of fins, array of fins,

position of heat surface and type of cooling liquid in heat sink to be considered. This research focused on a simulation of cooling liquid flow through micro pin fins in heat sink by using commercial Computational Fluid Dynamics Programme (CFD). An effect of flow direction at inlet and outlet of heat sink was studied. The angle between inlet and outlet to the side surface of heat sink was varied from 0 to 90 degrees. The pressure drop was set to be less than 3000 Pa. Fins were made of 6061 aluminum with diameter of 0.66 mm, staggered array and had porosity of 0.67. Correlations between pressure drop and thermal performance were also investigated.

From the results obtained, it was found that the best angle between inlet and outlet to the side surface of heat sink is 75 degrees. This is because at these angles, there will be a formation of large vortex at the inlet of heat sink. This results in a uniform low temperature distribution at the base of heat sink and therefore gives a high heat transfer performance.

Keywords :

Heatsink; Micro pin fins; Computational Fluid Dynamics (CFD)

1. บทนำ

เนื่องจากในปัจจุบันมีการพัฒนาอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์อย่างต่อเนื่อง ไม่ว่าจะเป็น Projector, LED, Graphic Chip หรือเลเซอร์กำลังสูง ทั้งในด้านความต้องการให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์มีประสิทธิภาพที่สูง มีขนาดที่เล็กและมีการระบายความร้อนที่ดีมาก ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมา มีการศึกษา จำลองและพัฒนาระบบระบายความร้อนของฮีตซิงก์กันอย่างกว้างขวาง ปัจจุบันที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงก์มีหลากหลายปัจจัย ปัจจัยแรกคือรูปแบบของครีบบระบายความร้อนแบบต่างๆ [1] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงก์แบบช่องขนาดเล็กที่มีครีบบระบายความร้อนแท่งขนาดเล็ก (Pin-fin Microchannel Heat Sink, PFMCHS) ซึ่งมีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยม (Square) สามเหลี่ยม (Triangular) และวงกลม (Circular Pin) สำหรับทุกๆ ค่าเลขเรย์โนลด์ส (Re) จากการไหลของของไหลนาโน พบว่าครีบบระบายความร้อน

แบบวงกลมมีประสิทธิภาพที่ดีกว่ารูปแบบอื่นๆ โดยมีการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่า ในขณะที่ Pumping Power ที่ดีคือครีบบระบายความร้อนแบบสี่เหลี่ยม เพราะมีการลดลงของความดันที่น้อยกว่าแบบอื่นๆ [2] และ [3] ได้ศึกษาครีบบระบายความร้อนที่วางเยื้องศูนย์กลางกันหลากหลายรูปแบบ ได้แก่ สี่เหลี่ยม วงกลม หยดน้ำ (Hydrofoil Fin) และโคน (Cone-shaped Fin) ผลของงานวิจัยนี้พบว่าครีบบระบายความร้อนแบบสี่เหลี่ยมให้ผลที่ดีที่สุดภายใต้การลดลงของความดันที่น้อย ในขณะที่ การลดลงของความดันที่มากจะขึ้นอยู่กับเส้นทางการไหล (Streamlines)

ปัจจัยที่สองคือขนาดของครีบบระบายความร้อน ระยะช่องว่างระหว่างครีบบแต่ละครีบบในแนวนอนและแนวตั้ง และจำนวนครีบบ ซึ่งจะบอกเป็นค่าความพรุน (Porosity) เป็นปัจจัยสำคัญในการเพิ่มพื้นที่ผิว [4] และ [5, 6] ศึกษาเกี่ยวกับการหารูปแบบที่เหมาะสมของฮีตซิงก์ที่มีครีบบระบายความร้อนแท่งแบบสี่เหลี่ยม โดยความกว้างของครีบบระบายความร้อนไม่คงที่ ผลที่ได้จากกระบวนการเชิงตัวเลข และการทดลอง สามารถ



ลดค่าความต้านทานเชิงความร้อน และสามารถเพิ่มค่าเลขนัสเซิลต์ (Nu) เฉลี่ยได้เมื่อเปรียบเทียบกับฮีตซิงก์ที่ใช้กันทั่วไป [7] มีการทดลองและจำลองการระบายความร้อนและลักษณะการไหลของของไหลในฮีตซิงก์ที่ประกอบไปด้วยครีบบระบายความร้อนรูปทรงกระบอกขนาดเล็กทำจากอลูมิเนียม มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.45-0.66 มิลลิเมตร และการลดลงของความดันจะอยู่ระหว่าง 686 ถึง 2744 ปาสคาล ผลที่ได้คืออัตราการไหลจะเพิ่มขึ้น เมื่อค่าความพรุนและเส้นผ่านศูนย์กลางนั้นเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะขึ้นอยู่กับค่าความพรุน ค่าความพรุนที่ทำให้ค่าต้านทานทางความร้อนต่ำที่สุดมีค่าเท่ากับ 0.26 องศาเซลเซียสต่อวัตต์ จะอยู่ในช่วง 0.5 ถึง 0.6 และโครงสร้างของการไหลจะมีลักษณะแตกต่างกันระหว่างการวางแบบ Denser (ค่าความพรุนน้อยกว่า 0.5) จะมีการไหลวนทางขาเข้าเพียงอย่างเดียว และจะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่มากขึ้นเมื่อมีเส้นผ่านศูนย์กลางมากขึ้น แต่การวางแบบ Sparse (ค่าความพรุนมากกว่า 0.7) จะมีการไหลวนทั้งทางขาเข้าและครีบบระบายความร้อน ถ้าเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยลงจะทำให้ประสิทธิภาพ การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

ปัจจัยที่สามที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนคือ ลักษณะการวางของครีบบระบายความร้อน เช่น ลักษณะการวางแบบตรงกัน (In line), เยื้องศูนย์กลาง (Stragger) เป็นต้น [8] และ [9] ได้หาความสัมพันธ์ของค่าต้านทานเชิงความร้อนกับการออกแบบทางเรขาคณิต เช่น ค่าความพรุน อัตราส่วนฐานต่อสูง (Aspect Ratio) องศาการท่ามุมกับแนวระดับ เป็นต้น ของครีบบระบายความร้อนแท่งขนาดเล็ก ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่าครีบบระบายความร้อนแท่งขนาดเล็กจะสามารถระบายความร้อนได้ดีเมื่ออยู่ภายใต้สภาวะที่เหมาะสม การวางเป็นมุม

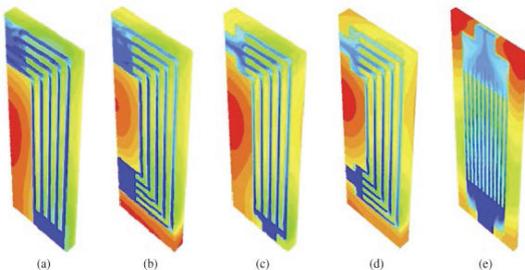
และรูปร่างของครีบบระบายความร้อนคือปัจจัยที่สำคัญสำหรับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงก์

ปัจจัยที่สี่คือตำแหน่งการวางของแหล่งกำเนิดความร้อน [10] แสดงให้เห็นว่า ตำแหน่งขาเข้าและขาออก และตำแหน่งการวางของแหล่งกำเนิดความร้อน มีบทบาทที่สำคัญในการลดอุณหภูมิมากที่สุดและอุณหภูมิเฉลี่ยที่ฐานของฮีตซิงก์ ในที่สุดจะส่งผลต่อประสิทธิภาพของฮีตซิงก์

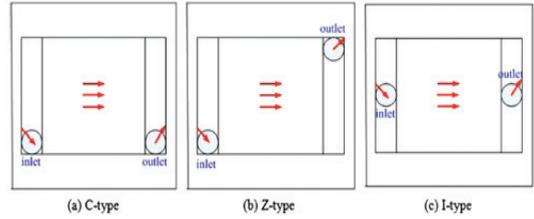
ปัจจัยที่ห้าคือชนิดของไหลที่ไหลอยู่ในฮีตซิงก์ ปัจจุบันนี้ได้มีการใช้ของไหลนาโนทดแทนน้ำโดยใส่โลหะหรืออลูมิเนียมที่มีขนาดนาโนลงไปของไหล จะทำให้ของไหลมีการนำความร้อนได้ดีมากขึ้น [1] และ [11] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการนำไปใช้ของของไหลนาโนในฮีตซิงก์แบบช่องขนาดเล็กที่มีครีบบระบายความร้อนแท่งขนาดเล็ก การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นสามารถทำได้โดยเพิ่มความหนาแน่นอนุภาคนาโนในของไหลทดแทนน้ำ

ปัจจัยที่หกคือลักษณะทิศทางการไหลเข้าและไหลออกของของไหลผ่านฮีตซิงก์ [12] ได้ศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบของตำแหน่งของขาเข้า และขาออกของฮีตซิงก์แบบช่องขนาดเล็กที่มีผลต่อค่าความต้านทานเชิงความร้อน และการกระจายตัวของอุณหภูมิของสารทำงาน (Substrate) ผลที่ได้คือสำหรับการออกแบบรูปแบบทางเข้าและทางออกใหม่ ดังภาพที่ 1 (a)-(d) จะให้ค่าความต้านทานเชิงความร้อนและอุณหภูมิสูงที่สุดของสารทำงานต่ำกว่าเมื่อเทียบกับการออกแบบแบบธรรมดา ดังภาพที่ 1 (e) โดยอุณหภูมิสูงที่สุดของสารทำงาน คือ 331, 325, 340, 333 และ 392 เคลวิน ดังภาพที่ 1 ตามลำดับ [13] ได้ศึกษาผลของตำแหน่งของขาเข้า ความสูงของครีบบระบายความร้อน ระยะช่องว่าง และความยาวของขอบมุมต่อประสิทธิภาพทางความร้อนของฮีตซิงก์แบบช่องขนาดเล็กที่มีครีบบระบายความร้อนแท่งขนาดเล็ก

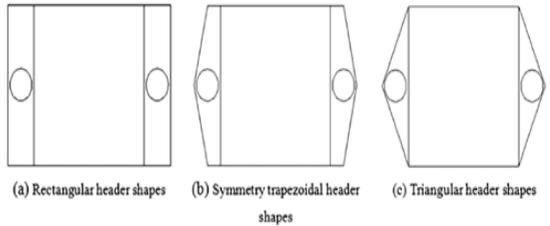
โดยกำหนดขาเข้าให้ใกล้กับจุดกึ่งกลางเส้นทแยงมุมของฮีตซิงก์ และครีบบระบายความร้อนมีอัตราส่วนฐานต่อสูงที่สูง อุณหภูมิสูงสุดของชิพ (Chip) จะลดลงมากกว่า 26.7% ที่การกระจายพลังงาน 72 วัตต์ เมื่อเปรียบเทียบกับลักษณะของขาเข้าและขาออกจากการอ้างอิงแบบอื่น ผลการศึกษาสรุปได้ว่าประสิทธิภาพทางความร้อนที่เหมาะสมที่สุดของ PFMCHS จะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของช่องทางไหลเข้าของสารทำงาน และตัวแปรด้านรูปทรงของฮีตซิงก์ (Geometrical Parameters) [14] ได้วิเคราะห์ผลของตำแหน่งขาเข้าและขาออกที่แตกต่างกันของฮีตซิงก์ ดังภาพที่ 2 และบริเวณที่พักของไหล (Header Shapes) ที่แตกต่างกันดังภาพที่ 3 ต่อความต้านทานเชิงความร้อนของ MCHS จากการศึกษาได้แสดงให้เห็นว่าตำแหน่งขาเข้าและขาออกแบบ I ดังภาพที่ 2 (c) ช่วยให้ความเร็วในการไหลมีความสม่ำเสมอและมีการกระจายตัว การไหลอย่างสมมาตรได้ดีมากกว่า ในขณะที่แบบ Z ดังภาพที่ 2 (b) ให้ผลที่มีประสิทธิภาพต่ำที่สุดและบริเวณที่พักของไหลแบบสี่เหลี่ยมจะช่วยให้การไหล มีความเร็วและกระจายตัวการไหลอย่างสม่ำเสมอดีกว่าแบบสี่เหลี่ยมคางหมู และแบบสามเหลี่ยม ตามลำดับ



ภาพที่ 1 การกระจายตัวของอุณหภูมิของของแข็งและของเหลวของ MCHS (a)-(d) รูปแบบใหม่ (e) รูปแบบแบบธรรมดา [12]



ภาพที่ 2 ตำแหน่งขาเข้าและขาออกที่แตกต่างกัน (a) แบบ C (b) แบบ Z (c) แบบ I [14]



ภาพที่ 3 บริเวณที่พักของไหลที่แตกต่างกัน

(a) บริเวณที่พักของไหลแบบสี่เหลี่ยม (b) บริเวณที่พักของไหลแบบสี่เหลี่ยมคางหมูสมมาตร (c) บริเวณที่พักของไหลแบบสามเหลี่ยม [14]

[15] ได้ศึกษาเกี่ยวกับ MCHS โดยของไหลไหลเข้าและออกหลากหลายทิศทาง ผลแสดงให้เห็นว่าฮีตซิงก์แบบ V มีประสิทธิภาพทางไฮโดรเทอร์มัลที่ดีกว่าแบบอื่นๆ เนื่องจากมีการกระจายความเร็วและอัตราการไหล ในแต่ละช่องของฮีตซิงก์แตกต่างกันน้อยกว่า จากการตรวจเอกสารจากงานวิจัยที่ผ่านมา ยังไม่มีงานวิจัยใดในปัจจุบันที่เสนอการจำลองการไหลของสารทำความเย็น รวมถึงการถ่ายเทความร้อนของครีบบระบายความร้อนรูปทรงกระบอกขนาดเล็กของฮีตซิงก์ที่มีผลเนื่องจากทิศทางการไหลเข้าและไหลออกที่ทำมุมกับแนวระนาบของผิวด้านข้างของฮีตซิงก์มาก่อน

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือเพื่อจำลองวิเคราะห์การไหลของสารทำความเย็น และการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงก์ โดยกำหนดลักษณะและทิศทางการไหลเข้าและไหลออกแบบต่างๆ ผ่านครีบบระบาย

ความร้อนรูปทรงกระบอกขนาดเล็กซึ่งทำจากอลูมิเนียมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.66 มิลลิเมตร วางแบบเยื้องศูนย์กลางกัน (Stagger) และค่าความพรุน 0.67 เพื่อหาอิทธิพลของการลดลงของความดันต่อค่าต้านทานเชิงความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน การกระจายตัวของอุณหภูมิ และการกระจายตัวของความเร็ว อีกทั้งหารูปแบบ ทิศทางการไหลเข้าและออกที่เหมาะสมที่มีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD)

2. การออกแบบรูปทรงของฮีตซิงก์

ฮีตซิงก์จะแบ่งออกเป็นสองส่วนหลักๆ คือ ของแข็งจะประกอบไปด้วยท่อขาเข้า ท่อขาออก ฐานของฮีตซิงก์ ฝาปิด และครีบริบายความร้อนของแข็งทั้งหมดจะทำจากอลูมิเนียม 6061 สำหรับของเหลวจะเป็นน้ำ เป็นสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ในฮีตซิงก์ คุณสมบัติทางกายภาพของอลูมิเนียม 6061 และน้ำจะแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 คุณสมบัติทางกายภาพของอลูมิเนียม 6061 และน้ำที่อุณหภูมิ 20 องศาเซลเซียส

ชนิด	ρ (kg/m ³)	C_p (J/(kg·K))	k (W/(m·K))	μ (kg/(m·s))
Al 6061	2700	896	151	-
น้ำ	998.2	4182	0.6	0.001003

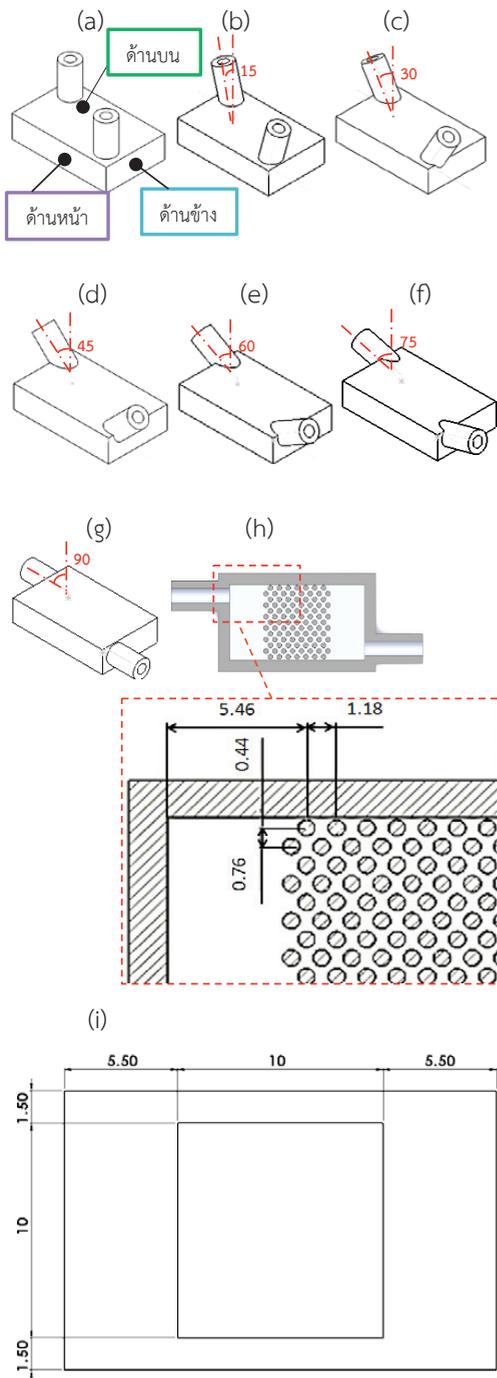
ขอบเขตการศึกษาในงานวิจัยนี้จะทำการจำลองการไหลของน้ำผ่านแบบจำลองฮีตซิงก์ที่มีขนาดดังตารางที่ 2 และภาพที่ 4 โดยศึกษาอิทธิพลของมุมที่ทำกับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์แบบต่างๆ ของรูปทรง V (V-shape) คือ รูปทรงที่ทางเข้าและทางออกอยู่ด้านบนแบบเยื้องศูนย์กลางกัน มีทั้งหมด 7 มุม คือรูปทรงที่ทำมุมกับแนวระนาบด้านข้าง 0, 15, 30, 45, 60, 75 และ 90 องศา

3. การวิเคราะห์เชิงตัวเลข (Numerical Analysis)

วิธีการของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics) หรือ ซีเอฟดี (CFD) ร่วมกับการคำนวณแบบขนาน (Parallel Computing) จะถูกนำมาใช้ในงานวิจัยนี้ การกระจายอุณหภูมิภายในฮีตซิงก์จะสามารถหาผลเฉลยได้จากสมการพลังงาน ส่วนการไหลของน้ำผ่านฮีตซิงก์ จะถูกพิจารณาให้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน และแบบไม่อัดตัวอยู่ภายใต้สภาวะคงตัว (Steady Incompressible Turbulent Flow) โดยกำหนดความดันของน้ำที่ขาเข้าและขาออกจากฮีตซิงก์แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลที่นำมาใช้คือ Realizable k-epsilon Enhance Wall Treatment ผลเฉลยทั้งหมดสามารถหาได้จากสมการที่ (1-3) ตามลำดับ

ตารางที่ 2 การกำหนดค่าต่างๆ ของฮีตซิงก์

ค่า	ขนาด
ความยาวของฮีตซิงก์ (mm.)	21
ความกว้างของฮีตซิงก์ (mm.)	13
ความสูงทั้งหมดของฮีตซิงก์ (mm.)	5
ความสูงของฐาน (mm.)	1.5
ความสูงของฝาปิด (mm.)	1
เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของขาเข้าและขาออก (mm.)	4
เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของขาเข้าและขาออก (mm.)	2
เส้นผ่านศูนย์กลางของครีบริบายความร้อน (mm.)	0.66
ความสูงของครีบริบายความร้อน (mm.)	2.5
จำนวนของครีบริบายความร้อน	97
ค่าความพรุน	0.67
ความดันของขาเข้า (Pa)	686, 1372, 2058, 2744
อุณหภูมิขาเข้าของสารทำความเย็น (K)	293.15
ปริมาณความร้อนต่อพื้นที่ (w/m ²)	300,000
ความดันของขาออก (Pa)	0



ภาพที่ 4 ขนาดของฮีตซิงก์รูปทรง V (a) 0 องศา (b) 15 องศา (c) 30 องศา (d) 45 องศา (e) 60 องศา (f) 75 องศา (g) 90 องศา (h) ระยะช่องว่างของครีบริบายความร้อน (i) ตำแหน่งของพื้นที่ให้ความร้อน

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation)

$$\rho_f \nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (1)$$

เมื่อ ρ_f คือความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

สมการโมเมนตัม (Momentum Equation)

$$\rho_f \nabla \cdot \vec{v} \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (2)$$

สมการพลังงาน (Energy Equation)

$$\rho_f c_p \nabla T = k \nabla^2 T \quad (3)$$

เมื่อ c_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะ ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$)

รูปแบบของ Mesh จะเป็นทรงสี่หน้า (Tetrahedron) เงื่อนไขการเข้าสู่ค่าต่อของสมการความต่อเนื่อง สมการความเร็วในแนวแกน X,Y,Z สมการ k และสมการ epsilon คือน้อยกว่า 1×10^{-4} และสมการพลังงานคือ 1×10^{-7} มีการนำผลการทดลองของ [7] มาเปรียบเทียบกับผลเชิงตัวเลขของซีเอฟดี เพื่อวิเคราะห์ว่าผลเชิงตัวเลขของซีเอฟดีมีความถูกต้องและแม่นยำใกล้เคียงกับผลการทดลองของ [7] มากน้อยเพียงใด ด้วยจำนวนกริด คือ 919,742 1,163,405 และ 1,620,339 ของแบบจำลองที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางคือ 0.66 มิลลิเมตร ค่าความพรุนคือ 0.67 และการลดลงของความดันที่ 686, 1372, 2058, 2744 ปาสคาล ผลที่ได้คือเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของค่าความต้านทานทางความร้อนของจำนวนกริดที่ 1,163,405 คือน้อยกว่า 3% ดังนั้น การวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยจำนวนกริด 1,163,405 จึงถูกพิจารณาว่ามีความถูกต้องแม่นยำที่สามารถยอมรับได้ว่าผลการจำลองการไหลไม่ขึ้นอยู่กับจำนวนกริด

ประสิทธิภาพทั่วไปของฮีตซิงก์สามารถถูกวิเคราะห์ด้วยค่าความต้านทานเชิงความร้อนเฉลี่ย สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ค่าเลขนัสเซลต์เฉลี่ย แฟคเตอร์ความเสียดทาน และเกณฑ์การประเมินผลทางประสิทธิภาพ

ค่าความต้านทานเชิงความร้อนเฉลี่ย (Averaged Thermal Resistance ; °C/W) สามารถคำนวณได้จาก

$$R_{th,ave} = \frac{T_{w,ave} - T_{in}}{\dot{Q}} \quad (4)$$

เมื่อ $T_{w,ave}$ คืออุณหภูมิเฉลี่ยของพื้นที่ที่ให้ความร้อนของฮีตซิงก์ (°C), T_{in} คือ อุณหภูมิขาเข้าของของไหล (°C) และ \dot{Q} คือ ความร้อนที่ให้ที่ฐานของฮีตซิงก์ (W)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Averaged Heat Transfer Coefficient ; W/°C·m²) สามารถคำนวณได้จาก

$$h_{ave} = \frac{\dot{Q}}{A(T_{w,ave} - T_{in})} \quad (5)$$

เมื่อ A คือพื้นที่ที่ให้ความร้อนกับฮีตซิงก์ (m²) นอกจากนี้ ค่าเลขนัสเซลต์เฉลี่ย (Averaged Nusselt Number) สามารถคำนวณได้จาก

$$Nu_{ave} = \frac{h_{ave} \times D_h}{k_f} \quad (6)$$

เมื่อ D_h คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีบบระบายความร้อน (m) และ k_f คือ ค่าการนำความร้อนของน้ำ (Thermal Conductivity ; W/m·K)

แฟกเตอร์ความเสียดทาน (Friction Factor) สามารถคำนวณได้จาก [16]

$$f = \frac{1 D_h}{2 L_x} \frac{\Delta P}{\rho_f u_{in}^2} \quad (7)$$

เมื่อ ΔP คือการลดลงของความดัน (Pa), L_x คือระยะห่างของครีบบระบายความร้อน (m), ρ_f คือความหนาแน่นของของไหล (kg/m³) และ u_{in} คือความเร็วของของไหลทางขาเข้า (m/s)

เกณฑ์ประเมินผลทางประสิทธิภาพ (Performance Evaluation Criteria; PEC) สามารถคำนวณได้จาก [16]

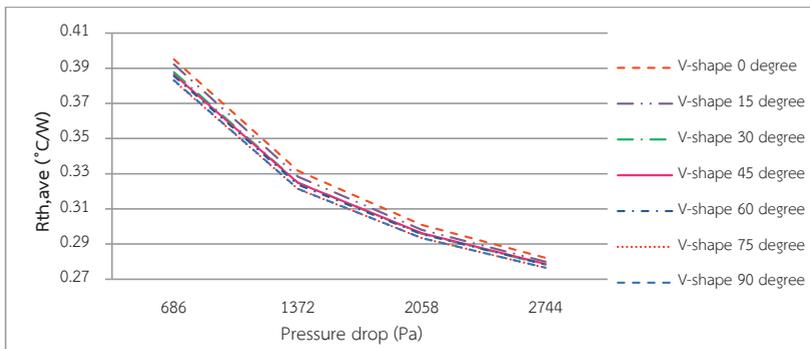
$$PEC = \frac{Nu}{Nu_{ref}} = \left(\frac{f}{f_{ref}} \right)^{1/3} \quad (8)$$

เมื่อ Nu_{ref} และ f_{ref} คือค่านัสเซลต์เฉลี่ยและแฟกเตอร์ความเสียดทานของรูปทรง V ที่ทำมุมกับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์ทั้งขาเข้าและขาออก 0 องศา ตามลำดับ

4. ผลการศึกษา



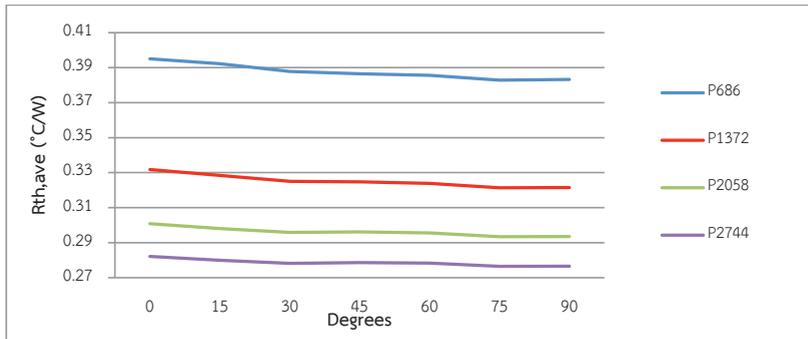
การถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงก์ที่ประกอบไปด้วยครีบบระบายความร้อนแบบทรงกระบอกขนาดเล็ก มีการศึกษาฮีตซิงก์รูปทรง V ที่ทำมุมกับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์ทั้งขาเข้าและขาออกจาก 0 ถึง 90 องศา และการลดลงของความดันจาก 686 ถึง 2744 ปาสคาล



ภาพที่ 5 ผลของการลดลงของความดันกับความต้านทานเชิงความร้อนเฉลี่ยของฮีตซิงก์รูปทรง V ที่ทำมุมต่างๆ

ผลของค่าความต้านทานเชิงความร้อนเฉลี่ย สำหรับการทำความร้อนต่างๆ กับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์ รูปทรง V ต่อการลดลงของความดัน แสดงดังภาพที่ 5 ผลแสดงให้เห็นว่าถ้ามีองศาการทำความร้อนระหว่างขาเข้า

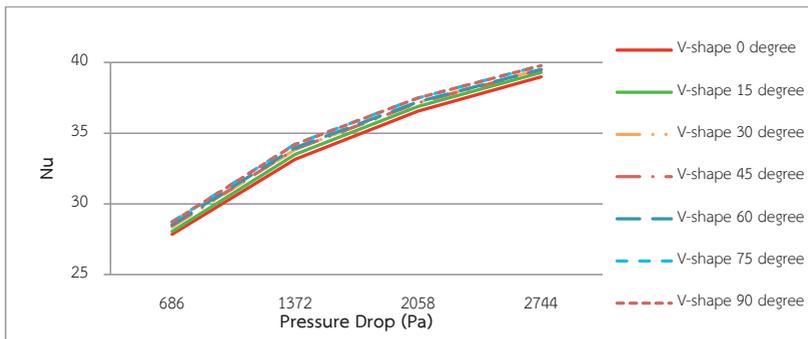
หรือขาออกกับแนวระนาบของฮีตซิงก์มาก จะส่งผลทำให้ค่าความต้านทานเชิงความร้อนมีค่าลดลง เนื่องจากอุณหภูมิเฉลี่ยที่บริเวณฐานของฮีตซิงก์มีค่าน้อยลง แสดงว่าฮีตซิงก์จะมีการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้น



ภาพที่ 6 ผลของมุมหรือการวางของทางเข้าและทางออกกับค่าความต้านทานทางความร้อน

ผลของค่าความต้านทานเชิงความร้อนเฉลี่ย สำหรับการลดลงของความดันระหว่างขาเข้าและขาออกของฮีตซิงก์รูปทรง V แบบต่างๆ ต่อการทำมุมของขาเข้าและขาออก แสดงดังภาพที่ 6 ผลแสดงให้เห็นว่าสำหรับรูปทรง V การทำมุมที่เหมาะสมของขาเข้าและขาออก

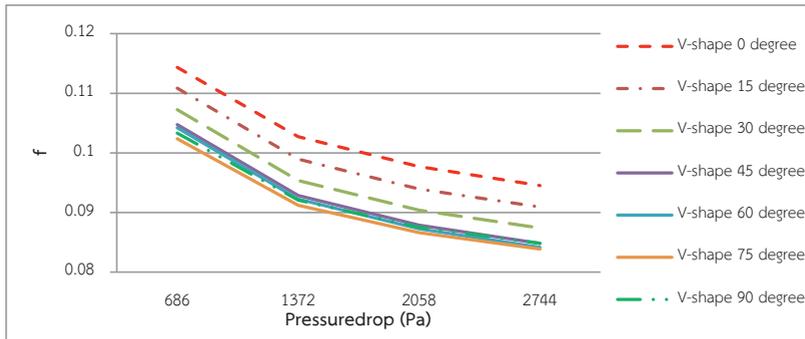
คือการทำมุมอยู่ในช่วง 75-90 องศา จะดีกว่าฮีตซิงก์ทำมุม 60, 45, 30, 15 และ 0 องศา ตามลำดับ ยิ่งมีมุมที่มากขึ้นจะให้ผลค่าความต้านทานเชิงความร้อนเฉลี่ยที่ต่ำลง เนื่องจากอุณหภูมิเฉลี่ยที่บริเวณฐานของฮีตซิงก์มีค่าน้อยลง และส่งผลให้ฮีตซิงก์มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น



ภาพที่ 7 ผลของการลดลงของความดันกับค่านัสเซลต์เฉลี่ยของฮีตซิงก์รูปทรง V ที่ทำมุมต่างๆ

จากภาพที่ 7 ผลแสดงให้เห็นว่าถ้าฮีตซิงก์ยังมีองศาการทำความร้อนระหว่างขาเข้าหรือขาออกกับแนวระนาบด้านข้างมาก จะทำให้การกระจายตัวทางความร้อนที่บริเวณฐานดี กล่าวคืออุณหภูมิเฉลี่ยบริเวณฐานต่ำ ส่งผลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูง ภายใต้

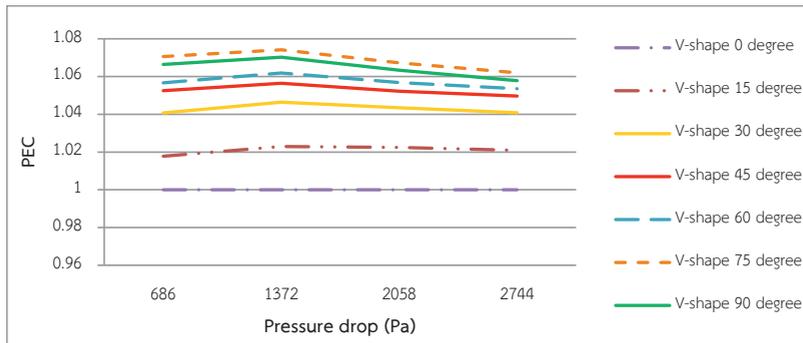
อุณหภูมิทางขาเข้า ค่าการนำความร้อนของของไหลพื้นที่ของการระบายความร้อนภายในฮีตซิงก์ขนาดของครีระบายความร้อนและความร้อนที่ให้ที่ฐานของฮีตซิงก์เดียวกัน ทำให้ฮีตซิงก์จะมีค่านัสเซลต์เฉลี่ยมากขึ้น หมายความว่าฮีตซิงก์จะมีการถ่ายเทความร้อนได้ดี



ภาพที่ 8 ผลของการลดลงของความดันกับแฟคเตอร์ความเสียดทานของฮีตซิงก์รูปทรง V ที่ทำมุมต่างๆ

จากภาพที่ 8 ผลแสดงให้เห็นว่าถ้าฮีตซิงก์ ยิ่งมีองศาการทำมุมระหว่างขาเข้าและขาออกกับ แนวระนาบด้านข้างมาก จะทำให้ของไหลมีความเร็ว ทางขาเข้ามากขึ้น ภายใต้ขนาด ระยะห่างของครีบ

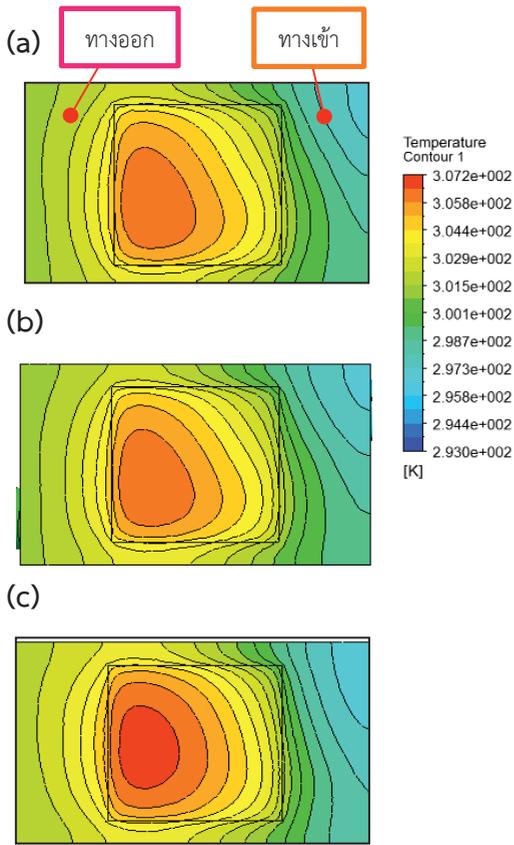
ระบายความร้อน การลดลงของความดันและความหนาแน่นของของไหลเดียวกัน ส่งผลให้ฮีตซิงก์ มีแฟคเตอร์ ความเสียดทานน้อย หมายความว่า ฮีตซิงก์จะมีการถ่ายเทความร้อนได้ดี



ภาพที่ 9 ผลของการลดลงของความดันกับเกณฑ์ประเมินผลทางประสิทธิภาพของฮีตซิงก์รูปทรง V ที่ทำมุมต่างๆ

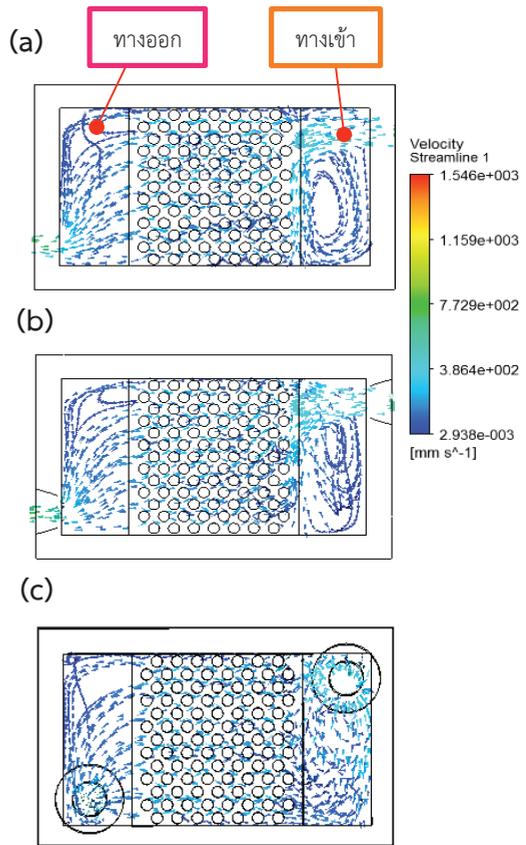
จากภาพที่ 9 แสดงให้เห็นว่าในสภาวะ การทำงานจริง รูปทรง V ที่ทำมุม 75 องศา จะมีเกณฑ์ ประเมินผลทางประสิทธิภาพมากกว่า 90, 60, 45, 30,

15, 0 องศา ตามลำดับ กล่าวคือ รูปทรง V ที่ทำมุม 75 องศา จะมีอัตราส่วนระหว่างการระบายความร้อน กับแฟคเตอร์ความเสียดทานมากกว่าฮีตซิงก์มุมอื่นๆ



ภาพที่ 10 ผลของการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ฐานสำหรับฮีตซิงก์รูปทรง V และการลดลงของความดัน 686 ปาสคาล (a) 90 องศา (b) 75 องศา (c) 0 องศา

จากภาพที่ 10 คือผลของการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ฐาน ถ้าให้ความร้อนที่บริเวณฐาน 300,000 วัตต์ต่อตารางเมตร และการลดลงของความดัน 686 ปาสคาล เมื่อเปรียบเทียบของขาของรูปทรง V ระหว่าง 90, 75 และ 0 องศา กับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์ ดังภาพที่ 10 (a), (b) และ (c) ผลสรุปได้ว่าฮีตซิงก์รูปทรง V 75 องศา กับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์มีการกระจายตัวทางความร้อนดีที่สุด เมื่อเทียบกับมุมอื่นๆ เพราะบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงมีพื้นที่น้อยกว่า



ภาพที่ 11 ผลของเส้นทางการไหลสำหรับฮีตซิงก์รูปทรง V และการลดลงของความดัน 686 ปาสคาล (a) 90 องศา (b) 75 องศา (c) 0 องศา

จากภาพที่ 11 แสดงผลของเส้นทางการไหลของของไหลในฮีตซิงก์รูปทรง V และการลดลงของความดัน 686 ปาสคาล ระหว่าง 90, 75 และ 0 องศา กับแนวระนาบด้านข้างของฮีตซิงก์ ดังภาพที่ 11 (a) (b) และ (c) ตามลำดับ ผลสรุปได้ว่าถ้าของไหลมีการไหลวนที่ทางขาเข้าของฮีตซิงก์จะทำให้ครีบบระบายความร้อนของฮีตซิงก์ระบายความร้อนได้ดีกว่าของไหลที่ไม่มีการไหลวนที่ทางขาเข้า

5. สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษา สรุปได้ว่าการทำมุมของช่องทาง การไหลขาเข้าและขาออกจะส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน ของฮีตซิงก์ โดยมุมของขาเข้าและขาออกที่เหมาะสม ที่สุดของฮีตซิงก์รูปทรง V คือ 75 องศา เนื่องจาก

1. มีการกระจายตัวทางความร้อนที่ดีบริเวณ ฐานของฮีตซิงก์เนื่องจากอุณหภูมิ กล่าวคือ บริเวณที่มีอุณหภูมิสูงมีพื้นที่น้อย ทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยบริเวณ ฐานมีค่าน้อย จะทำให้มีค่าความต้านทานเชิงความร้อน เฉลี่ยที่ต่ำ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและ ค่านัสเซลต์เฉลี่ยสูง ส่งผลให้ฮีตซิงก์มีการถ่ายเท ความร้อนได้ดีขึ้น

2. มีการกระจายตัวทางความร้อนที่ดีเนื่องจาก ความเร็วทางขาเข้าของของไหล กล่าวคือของไหล มีความเร็วที่ทางเข้ามากจะทำให้แฟลคเตอร์ ความ เสียดทานต่ำ ส่งผลให้ฮีตซิงก์มีการถ่ายเทความร้อน ได้ดีขึ้น

3. มีเกณฑ์ประเมินผลทางประสิทธิภาพที่สูง กล่าวคือ อัตราส่วนระหว่างการระบายความร้อน กับแฟลคเตอร์ความเสียหายมากกว่าฮีตซิงก์มุมอื่นๆ

4. ลักษณะการไหลของของไหลในฮีตซิงก์ ยังมีการไหลวนที่ทางเข้ามาก จะส่งผลให้ของไหล มีความเร็วและอัตราการไหลทางขาเข้าสูง สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและค่านัสเซลต์เฉลี่ยจะสูง ฮีตซิงก์จะมีการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับเงินสนับสนุนจากทุนวิจัย ระดับปริญญาโทของคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ รหัส 60/11/ME/M.ENG

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Hasan M.I. (2014). Investigation of flow and heat transfer characteristics in micro pin fin heat sink with nanofluid. Appl. Therm. Eng., 63: 598–607.

- [2] Kosar A. and Peles Y. (2007). Micro scale pin fin heat sinks — parametric performance evaluation study. IEEE Trans. Compon. Packag. Technol., 30: 855–865.

- [3] Kosar A. and Peles Y. (2006). Thermal-hydraulic performance of MEMS-based pin fin heat sink. ASME J. Heat Transf., 128: 121–131.

- [4] Huang C.-H., Chen Y.-H., Li H.-Y. (2013). An impingement heat sink module design problem in determining optimal non-uniform fin widths. Int. J. Heat Mass Transf., 67: 992-1006.

- [5] Huang C.-H., Chen Y.-H. (2014). An impingement heat sink module design problem in determining simultaneously the optimal non-uniform fin widths and heights. Int. J. Heat Mass Transf., 73: 627–633.

- [6] Huang C.-H., Chen Y.-H. (2014). An optimal design problem in determining non-uniform fin heights and widths for an impingement heat sink module. Appl. Therm. Eng., 63: 481–494.

- [7] Chiu H.-C., et al. (2017). The heat transfer characteristics of liquid cooling heat sink with micro pin fins. International Communication in Heat and Mass Transfer, 86: 174-180.

[8] Peles Y., et al. (2005). Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 48: 3615–3627.

[9] Zhao J., et al. (2016). Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*, 93: 1347-1359.

[10] Liu C.-K., et al. (2013). Effect of non-uniform heating on the performance of the microchannel heat sinks. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 43: 57-62.

[11] Ambreen T. and Kim M.-H. (2018). Effect of fin shape on the thermal performance of nanofluid-cooled micro pin-fin heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126: 245-256.

[12] Vinodhan V.L. and Rajan K.S. (2014). Computational analysis of new microchannel heat sink configurations. *Energy Convers. Manage*, 86: 595-604.

[13] Zhao J., et al. (2014). Design, fabrication and measurement of a microchannel heat sink with a pin-fin array and optimal inlet position for alleviating the hot spot effect. *J. Micromech. Microeng*, 24.

[14] Xia G.D., et al. (2015). Effects of different geometric structures on fluid flow and heat transfer performance in microchannel heat sinks. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 80: 439-447.

[15] Chein R. and Chen J. (2009). Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance. *Int. J. Therm. Sci.*, 48: 1627-1638.

[16] Azizi Z., et al. (2016). Thermal performance and friction factor of a cylindrical microchannel heat sink cooled by Cu-water nanofluid. *Appl. Therm. Eng.*, 99: 970–978.