

การเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบบระบายความร้อนโดยใช้ตัวกำเนิดการไหลวน Improvement of Thermal Performance of Plate Fin Heat Sink by using Swirl Generator

ธนชล ช่อมะม่วง¹ และ กิตติ นิลผิง^{1*}

¹ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถ. ประชาราษฎร์ 1 บางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

*ติดต่อ: nilpueng@yahoo.com, โทรศัพท์ 02-5552000

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบบระบายความร้อนแบบแผ่นแทรกตัวกำเนิดการไหลวน ผลกระทบของความเร็วอากาศ และระยะพิทช์ของตัวกำเนิดการไหลวนที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและ กำลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนการไหลของอากาศได้ถูกนำเสนอ จำนวนตัวกำเนิดการไหลวนที่ใช้คือ 4 ตัว โดยมีระยะพิทช์เท่ากับ 25 mm, 30 mm, และ 35 mm ในการทดลองทำการควบคุมความเร็วของอากาศ 2 - 5 m/s และฟลักซ์ความร้อนที่แผ่นครีบบ 2.938 kW/m² ผลการทดลองพบว่าการเพิ่มความเร็วอากาศส่งผลให้การพาความร้อนและกำลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ส่วนการลดระยะพิทช์ของตัวกำเนิดการไหลวนส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบบระบายความร้อนทั้งหมดพบว่าครีบบระบายความร้อนแทรกตัวกำเนิดการไหลวนและระยะพิทช์ 25 mm มีสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุด

คำหลัก: สัมประสิทธิ์การพาความร้อน , ความต่างของความดัน , กำลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนการไหลของอากาศ

Abstract

This paper studied the thermal performance of the plate fin heat sink inserted with swirl generators. The effect of air velocity, and pitch of swirl generators on heat transfer coefficient and pumping power were presented. The number of swirl generators was 4 and pitch of swirl generators were 25 mm, 30 mm and 35 mm. In the experiment, the air velocity were controlled at 2 - 5 m/s and heat flux at 2.938 kW/m². The experimental results showed that the increase of air velocity resulted in enhancement of heat transfer coefficient and pumping power. Conversely, the reduction of pitch led to the higher heat transfer coefficient and pumping power. Considering the thermal performance factor of all heat sinks found that the plate fin heat sink inserted with swirl generators and pitch 25 mm gave the highest thermal performance factor.

Keywords: heat transfer coefficients, Pressure difference, pumping power

1. บทนำ

ครีบบระบายความร้อนแบบแผ่น (plate fin heat sink) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่ยิยมใช้ใน มอเตอร์, ชุดขยายเสียง และอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่าง ๆ ปัจจุบันอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เช่นหน่วยประมวลผลกลาง (CPU) ถูกออกแบบให้มีขนาดเล็กลง

และประมวลผลได้เร็วขึ้นส่งผลให้เกิดปริมาณความร้อนขณะทำงานเพิ่มขึ้นและทำให้ประสิทธิภาพการทำงานลดลง จากสาเหตุดังกล่าวบริษัทผู้ผลิตจึงได้ศึกษาและออกแบบครีบบระบายความร้อนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเพื่อตอบสนองความต้องการดังกล่าว นักวิจัยจึงให้ความสำคัญกับการพัฒนาประสิทธิภาพ

ครีบบรรบายความร้อนแบบแผ่นโดยทำการศึกษาผลกระทบของพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น Wu et al. [1] เสนอแบบจำลองทางทฤษฎีเพื่อคาดเดาสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบบรรบายความร้อนแบบแผ่น และนำเสนอความเหมาะสมของตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) จำนวนความสูง ความกว้าง และความหนาของแผ่นครีบ โดยพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์ จำนวนและขนาดครีบที่เพิ่มขึ้น Li and Chao [2] ศึกษาผลกระทบของความสูง ความหนาครีบและตัวเลขเรย์โนลด์ ต่อสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบบรรบายความร้อนแบบแผ่น ผลทดลองพบว่าความอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์และความสูงของครีบที่เพิ่มขึ้น

เมื่อไม่นานนี้ได้มีการคิดค้นพัฒนาวิธีการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเทคนิคหนึ่งที่ได้รับค่านิยมเรียกว่าแอคทีฟเทคนิค (Active technique) เนื่องจากมีข้อดีคือไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกเช่น การทำให้พื้นผิวขรุขระ พื้นผิวเป็นลอน และการแทรกวัตถุในช่องทางการไหล โดยพบว่าในกลุ่มของการแทรกวัตถุภายในช่องทางการไหลได้มีนักวิจัยให้สนใจยกตัวอย่างเช่น Leu et al. [3] ศึกษาครีบบรรบายความร้อนแบบแผ่นแทรกด้วยแท่งทรงกระบอกที่ติดตั้งแผ่นครีบบนด้านหลังทำมุมกับแท่งทรงกระบอกคือ มุม 30° , 45° และ 60° โดยการจำลองเชิงตัวเลขที่ค่าเรย์โนลด์ (Reynolds number) ระหว่าง 400-3000 โดยใช้ น้ำ เป็นของไหลเพื่อให้เห็นการกระจายตัวของอุณหภูมิและรูปแบบการไหล ผลการทดลองพบว่าแท่งทรงกระบอกแทรกด้วยครีบที่ทำมุม 45° ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ยังพบอีกว่าสามารถลดขนาดของครีบบรรบายความร้อนแบบแผ่นได้ถึง 25% Ahmed [4] ศึกษาการแทรกวัตถุทรงสามเหลี่ยมภายในช่องทางการไหลของอากาศจำนวน 1, 2, 3, 4 และ 5 ชั้น อัตราส่วนความสูงระหว่างวัตถุทรงสามเหลี่ยมต่อแผ่นครีบ คือ 0, 0.2, 0.28 และ 0.36 ทำการลดจำนวนแผ่นครีบจากเดิม 10 แผ่น โดยทดลองที่ 10, 8 และ 6 แผ่นตามลำดับ ได้ทำการทดลองที่ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) ระหว่าง 200-1,500 พบว่าครีบบรรบายความร้อนที่แทรกวัตถุทรงสามเหลี่ยมที่ดีที่สุดคืออัตราส่วนความสูง 0.28 มีประสิทธิภาพการระบายความร้อนสูงกว่าครีบบรรบาย

ความร้อนแบบเดิม 1.55 เท่า เมื่อทดลองภายใต้สภาวะเดียวกัน และพบว่าครีบบรรบายความร้อนจำนวน 6 แผ่นแทรกวัตถุทรงสามเหลี่ยม ช่องละ 3 ชั้น มีอัตราการระบายความร้อนสูงกว่าครีบบรรบายความร้อนแบบเดิมที่มีครีบบรรบายความร้อนจำนวน 10 แผ่น ถึง 1.37 เท่า และสามารถลดขนาดของครีบบรรบายความร้อนได้ 27.24% Youmin et al. [5] ศึกษาการแทรกแผ่นกวนในช่องทางการไหลของครีบบรรบายความร้อนแบบช่องเดียวมีขนาด กว้าง 3.4 mm. ยาว 20 mm. และสูง 10.2 mm. ความร้อนที่ฐานอุณหภูมิคงที่ที่ 350 K แทรกด้วยแผ่นกวนภายในช่องมีขนาด ความหนา 0.8 ยาว 20 และสูง 9.2 mm. แผ่นกวนจะสั้นเอียงไปทางซ้ายและขวา ด้วยแรงดันของอากาศที่ไหลผ่านช่องด้วยความเร็ว 14.7 m/s ส่งผลให้แผ่นกวนเคลื่อนไหวเป็นระยะ ๆ ในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหลของอากาศ และเกิดการไหลแบบปั่นป่วน โดยพบว่าการไหลแบบปั่นป่วนส่งผลต่อการการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น 33% แต่อย่างไรก็ตามการแทรกแผ่นกวนไม่สามารถนำมาปรับใช้งานในอุปกรณ์ระบายความร้อนความเร็วต่ำได้ Eiamsa-ard et al. [6] ศึกษาเชิงทดลองและเปรียบเทียบความยาวของตัวกำเนิดการไหลวนที่แทรกภายในท่อทองแดง มีความยาว 1,250 mm เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 50.5 และความหนา 1.5 mm โดยตัวกำเนิดการไหลวนทำจากวัสดุอลูมิเนียม มีความหนา 0.8 mm และความกว้าง 46 mm ความยาวของตัวกำเนิดการไหลวนต่างกันคือ 0.29, 0.43, 0.57 และ 1% (ตลอดความยาวท่อ) ที่ระยะพิทช์เดียวกัน พบว่าการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนตลอดความยาวท่อ มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนสูงที่สุด Esmailzadeh et al. [7] ทดลองแทรกตัวกำเนิดการไหลวนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยตัวกำเนิดการไหลวนมีความหนา 0.5, 1 และ 2 mm อัตราส่วนการบิดคงที่ 3.21 ดำเนินการทดลองที่ตัวเลขเรย์โนลด์ 150 - 1,600 ผลการทดลองพบว่าความหนาของตัวกำเนิดการไหลวนที่เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น Eiamsa-ard et al. [8] ศึกษาการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนภายในท่อที่มีขนาดเท่ากันแต่ ขนาด และทิศทางการไหลของตัวกำเนิดการไหลวนต่างกัน พบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น

เมื่ออัตราส่วนระหว่างขนาดและระยะพิทซ์ลดลง และพบว่าตัวกำเนิดการไหลวน ที่มีทิศทางการไหลสวนทางกันมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าตัวกำเนิดการไหลวนทิศทางการไหลทางเดียวกัน Bas and Ozceyhan [9] ศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนที่มีอัตราส่วนการบิดแตกต่างกัน ผลทดลองพบว่าการลดอัตราส่วนการบิด ส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันภายในท่อ ที่เพิ่มสูงขึ้น

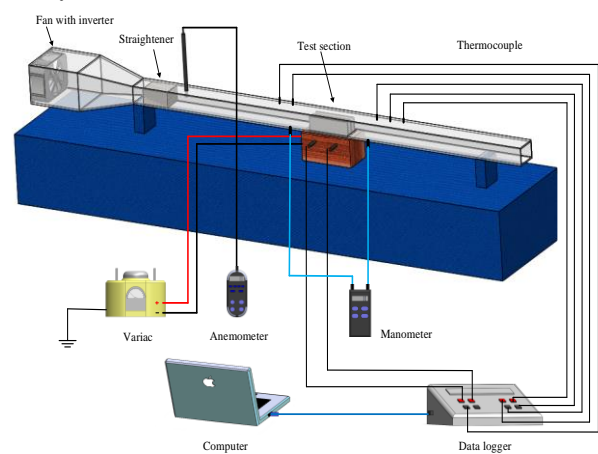
จากข้อมูลดังกล่าวข้างต้นพบว่าได้มีผู้ศึกษาวิธีการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนโดยการแทรกวัตถุในช่องทางการไหลรูปทรงต่าง ๆ คือ ทรงกระบอก ทรงสามเหลี่ยม แผ่นใบกวน และตัวกำเนิดการไหลวน โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วน โดยพบว่าการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนเป็นงานที่น่าสนใจ แต่พบว่าส่วนใหญ่เป็นการประยุกต์ใช้ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ยังไม่มีผู้ศึกษาการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนกับครีบบระบายความร้อนแบบแผ่น ดังนั้นผู้วิจัยจึงมีแนวคิดนำตัวกำเนิดการไหลวนแทรกในครีบบระบายความร้อนแบบแผ่น เพื่อศึกษาผลกระทบของความเร็วอากาศและระยะพิทซ์ของตัวกำเนิดการไหลวนที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และกำลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนการไหลของอากาศ และเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบบระบายความร้อนที่ใช้ตัวกำเนิดการไหลวน และครีบบระบายความร้อนที่ไม่ใช้ตัวกำเนิดการไหลวน

2. อุปกรณ์การทดลอง

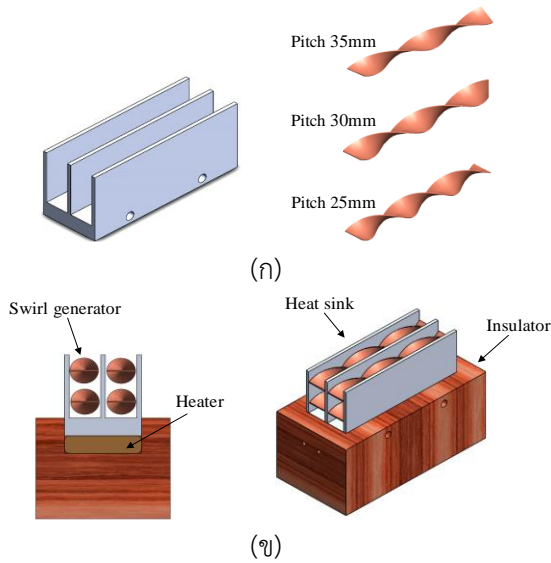
อุปกรณ์การทดลองประกอบด้วยอุโมงค์ลม พัดลมร่วมกับอินเวอร์เตอร์ (Fan with inverter) ตัวจัดเรียงอากาศ (Straightener) และชุดทดลอง (Test section) ดังแสดงแผนภาพในรูปที่ 1 อุโมงค์ลมมีความยาวท่อ 0.8 m ความกว้าง 0.025 m ความสูง 0.025 m อากาศถูกเป่าด้วยพัดลม จากนั้นไหลผ่านตัวจัดเรียงอากาศ เพื่อให้การไหลสม่ำเสมอ (uniform flow) และผ่านแอนนิโมมิเตอร์ (Anemometer) วัดความเร็วอากาศ ต่อจากนั้นอากาศจะไหลมายังชุดทดลองเพื่อระบายความร้อนก่อนที่จะออกจากอุโมงค์ลม อุโมงค์ลมทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เพื่อวัดอุณหภูมิ

ฐานครีบบระบายความร้อน อุณหภูมิอากาศเข้าและออก จากอุโมงค์ลม อีกทั้งติดตั้งดิจิตอลมานอมิเตอร์ (Manometer) เพื่อตรวจวัดความดันสูญเสียระหว่างชุดทดลอง แอนนิโมมิเตอร์และเทอร์โมคัปเปิลที่ใช้มีความคลาดเคลื่อนในการวัด $\pm 0.1\%$ และ $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ส่วนดิจิตอลมานอมิเตอร์มีความคลาดเคลื่อนในการวัด $\pm 0.5\%$ เทอร์โมคัปเปิลทุกตัวจะถูกเชื่อมต่อกับชุดเก็บข้อมูล (Data Logger) ที่เชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ และบันทึกผลการทดลอง โดยในการศึกษานี้ได้ทำการทดลองซ้ำจำนวน 2 ครั้ง

ครีบบระบายความร้อนและตัวกำเนิดการไหลวนที่ใช้ในการทดลองแสดงในรูปที่ 2 (ก) โดยครีบบระบายความร้อนแบบแผ่นใช้ทำจากอลูมิเนียม ซึ่งมีฐานครีบกว้าง 27 mm ความยาว 75 mm และความหนา 7 mm แผ่นครีบบีความหนา 1.67 mm ความสูงจากฐานครีบบ 25 mm ตัวกำเนิดการไหลวน (Swirl generator) ทำจากแผ่นทองแดงที่มีความกว้าง 10 mm และความหนา 0.5 mm โดยตัวกำเนิดการไหลวนถูกแทรกในช่องว่างระหว่างครีบบจำนวน 4 ตัว ระยะพิทซ์ของตัวกำเนิดการไหลวนที่ใช้คือ 25 mm 30 mm และ 35 mm ตัวทำความร้อนแบบแผ่น (Plate Heater) ถูกติดกับฐานครีบบระบายความร้อนและหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อน (รูปที่ 2 (ข)) พลักซ์ความร้อนที่จ่ายให้กับตัวทำความร้อนถูกควบคุมที่ 2.938 kW/m^2 อุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองถูกควบคุมให้คงที่ประมาณ 25°C ความเร็วลมภายในอุโมงค์ลมอยู่ระหว่าง 2 – 5 m/s โดยจะทำการเก็บผลการทดลองเมื่ออุณหภูมิอยู่ในสภาวะคงตัว



รูปที่ 1 แผนภาพอุปกรณ์ทดลอง



รูปที่ 2 ชุดทดลอง (Test section)

ผลการทดลองที่เก็บบันทึกนำมาคำนวณตัวแปรต่าง ๆ เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องระบายความร้อนดังนี้

- สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

$$h = \frac{Q}{A_s (T_b - T_{a,avg})} \quad (1)$$

เมื่อ h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

A_s คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน, m^2

T_b คือ อุณหภูมิฐานเครื่องระบายความร้อน, $^\circ C$

$T_{a,avg}$ คือ อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย, $^\circ C$

- กำลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนของไหล ($P_{pumping}$)

$$P_{pumping} = \dot{V} \Delta P \quad (2)$$

เมื่อ \dot{V} คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตร, m^3/s

ΔP คือ ความดันสูญเสีย, Pa

- เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (hydraulic diameter)

$$D_H = \frac{4A_C}{P_C} \quad (3)$$

เมื่อ D_H คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, m

A_C คือ พื้นที่หน้าตัดท่อโมงคัลม, m^2

P_C คือ เส้นรอบวงท่อโมงคัลม, m

- ตัวเลขนัสเซล (Nusselt number)

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (4)$$

เมื่อ Nu คือ ค่าตัวเลขนัสเซล

k คือ ค่าการนำความร้อนของอากาศ, $W/m \cdot ^\circ C$

- ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (5)$$

เมื่อ Re คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

ρ คือ ความหนาแน่นอากาศ, kg/m^3

V คือ ความเร็วเฉลี่ยอากาศ, m/s

μ คือ ความหนืดอากาศ, $kg/(m \cdot s)$

- สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (Friction factor)

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_H}\right) \rho \frac{V^2}{2}} \quad (6)$$

เมื่อ f คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทาน

L คือ ความยาวเครื่องระบายความร้อน, m

- ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance factor) คำนวณได้จากสมการ

$$TPF = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (7)$$

เมื่อ TPF คือ ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

Nu_0 คือ ตัวเลขนัสเซลของครีบบัณฑิต

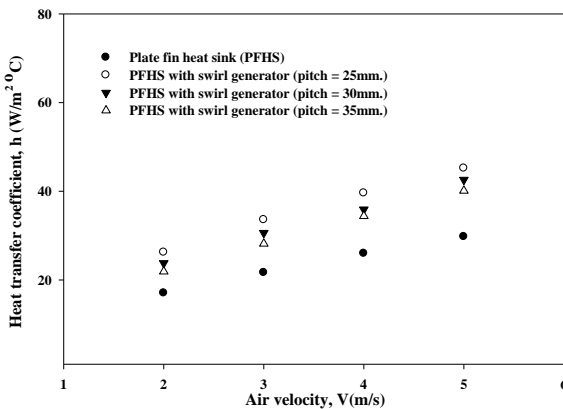
f_0 คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานครีบบัณฑิต

3. ผลการทดลอง

ในการศึกษานี้ได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของผลการทดลองที่ได้จากชุดอุปกรณ์ทดลอง โดยการเปรียบเทียบผลการทดลองของเครื่องระบายความร้อนแบบแผ่นกับสมการสหสัมพันธ์ที่มีการนำเสนอในอดีต โดยพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและและค่าความดันสูญเสียที่ได้จากการศึกษานี้มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 14.98% และ 8.4% เมื่อเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ของ Teertstra และคณะ [10] และ Kays and London [11] ตามลำดับจากข้อมูลดังกล่าวแสดงให้เห็นว่าผลทดลองจากชุดอุปกรณ์การทดลองนี้มีความน่าเชื่อถือได้ สำหรับข้อมูลการศึกษาผลกระทบของความเร็วอากาศ และระยะพิตช์ของตัวกำเนิดการไหลวนที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อน กำลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนของไหล และสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องระบายความร้อนแบบแผ่นแทรกตัวกำเนิดการไหลวนได้ถูกอธิบายดังต่อไปนี้

3.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วของอากาศดังแสดงในรูปที่ 3 พบว่าการเพิ่มความเร็วระหว่าง 2 – 5 m/s มีผลทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 36.135% และ 23.6% สำหรับครีบบีบที่แทรกและไม่แทรกตัวกำเนิดการไหลวน ตามลำดับ และพบว่าครีบบีบระบายความร้อนแบบแผ่นแทรกตัวกำเนิดการไหลวนที่มีระยะพิทช์ 25mm, 30mm และ 35mm มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าครีบบีบระบายความร้อนแบบแผ่น 44.54% 32.86% และ 24.57% ตามลำดับ ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่าการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนในช่องว่างระหว่างครีบบีบระบายความร้อนแบบแผ่น ทำให้อากาศเกิดการไหลหมุนวน (swirl flow) ตามระยะทางภายในช่องทางการไหล ส่งผลให้อากาศผสมกันได้ดีขึ้น หรือเกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับครีบบีบระบายความร้อนแบบแผ่น จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าการลดระยะพิทช์ของตัวกำเนิดการไหลวนจะทำให้อากาศหมุนวนมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับตัวกำเนิดการไหลวนที่มีระยะพิทช์สูงกว่า ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านครีบบีบระบายความร้อนจึงมีค่าเพิ่มขึ้น

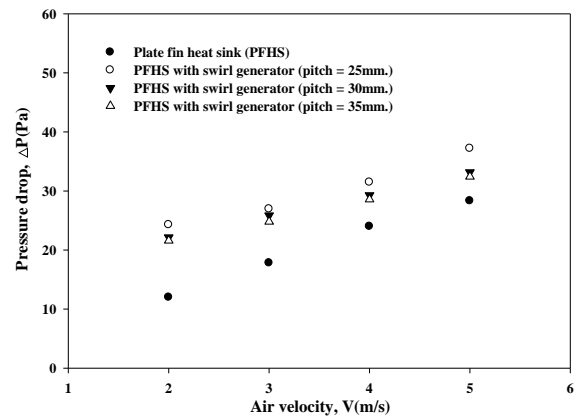


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วอากาศและสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

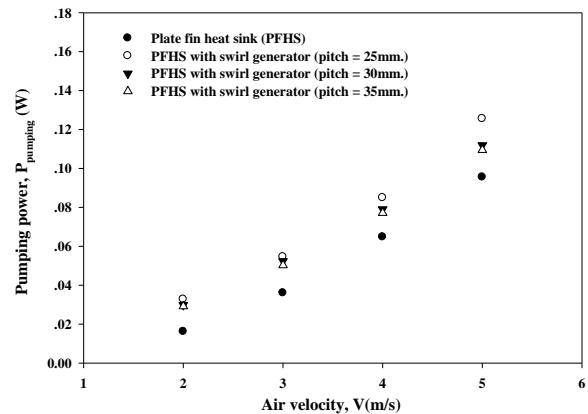
3.2 ความดันสูญเสีย

ในรูปที่ 4 แสดงผลกระทบของความเร็วอากาศที่มีต่อความดันสูญเสียของอากาศระหว่างการไหลผ่านครีบบีบระบายความร้อน ซึ่งพบว่าการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนที่มีระยะพิทช์ 25, 30 และ 35mm มีผลให้ความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้น 45.99% 34.5% และ

30.8% เมื่อเปรียบเทียบกับครีบบีบระบายความร้อนที่ไม่แทรกตัวกำเนิดการไหลวน ซึ่งเกิดจากการแทรกตัวกำเนิดการไหลวนระหว่างครีบบีบทำให้เกิดขวางการไหลของอากาศ ส่งผลให้ความต้านทานการไหลและความดันสูญเสียสูงขึ้น ในลักษณะเดียวกันพบว่ากำลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นและระยะพิทช์ลดลงดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วอากาศและความดันสูญเสีย

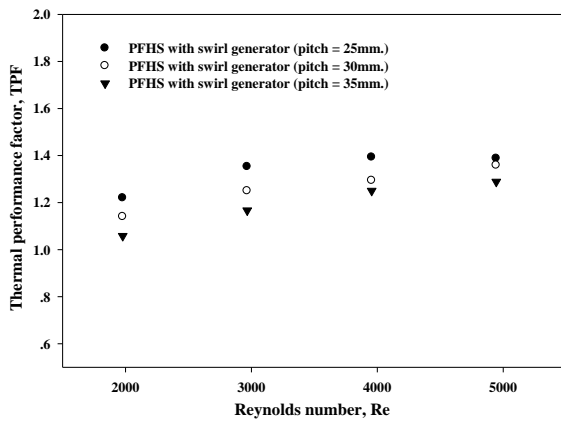


รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วอากาศและกำลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนของไหล

3.3 สมรรถนะเชิงความร้อน

การศึกษานี้ได้ทำการประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนในรูปของตัวแปรไร้มิติของตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance factor, TPF) โดยเป็นอัตราส่วนระหว่างตัวเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียดทาน ดังแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์ในรูปที่ 6 เมื่อพิจารณาตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนพบว่าครีบบีบระบายความร้อนแบบแผ่นแทรกตัวกำเนิดการไหลวนมีค่ามากกว่า 1 ซึ่งแสดงว่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ

ครีประบายความร้อนแบบแผ่นแทรกตัวกำเนิดการไหลวนมีค่าสูงกว่าครีประบายความร้อนแบบแผ่น โดยพบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มตัวเลขเรย์โนลด์ และผลการศึกษายังพบว่าครีประบายความร้อนที่แทรกตัวกำเนิดการไหลวนที่มีระยะพิตซ์ 25mm 30 mm และ 35 mm มีตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนเฉลี่ย 1.34 1.26 และ 1.19 ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าครีประบายความร้อนแบบแผ่นแทรกตัวกำเนิดการไหลวนที่มีระยะพิตซ์ 25mm มีสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุด โดยมีสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 34% เมื่อเปรียบเทียบกับครีประบายความร้อนแบบแผ่น



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์

4. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ศึกษาผลกระทบของความเร็วอากาศระยะพิตซ์ของตัวกำเนิดการไหลวนที่ความเร็วอากาศระหว่าง 2 – 5 m/s และระยะพิตซ์เท่ากับ 25mm, 30mm และ 35mm ผลการทดลองสามารถสรุปเป็นหัวข้อได้ดังนี้

4.1 การเพิ่มความเร็วของอากาศส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสีย โดยการเพิ่มความเร็วระหว่าง 2 – 5 m/s มีผลให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น 36.135% และ 23.6% สำหรับครีที่แทรกและไม่แทรกตัวกำเนิดการไหลวน

4.2 การแทรกตัวกำเนิดการไหลวนในครีประบายความร้อนแบบแผ่น มีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียเพิ่มขึ้น โดยการลดระยะพิตซ์ของตัวกำเนิดการไหลวนทำให้สัมประสิทธิ์

การพาความร้อนเพิ่มขึ้น 24.57% - 44.54% และความดันสูญเสียเพิ่มขึ้น 30.8% - 45.99%

4.3 เมื่อพิจารณาตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนพบว่าครีประบายความร้อนแทรกตัวกำเนิดการไหลวนที่มีระยะพิตซ์ 25 mm มีสมรรถนะเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้นสูงที่สุดโดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 1.34

5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือที่สนับสนุนสิ่งอำนวยความสะดวกในการทำวิจัยและขอขอบคุณกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน ที่ให้ทุนอุดหนุนงานวิจัยนี้

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Wu, H.H., Hsiao, Y.Y., Huang, H.S., Tang, P.H. and Chen, S.L. (2011). A practical plate-fin heat sink model, *Applied Thermal Engineering*, vol. 31(5), April 2011, pp. 984 - 992.
- [2] Li, H.Y. and Chao, S.M. (2009). Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52(13-14), June 2009, pp. 2949 - 2955.
- [3] Leu, J.S., Wu, Y.H. and Jang, J.Y. (2004). Heat transfer and fluid flow analysis in plate - fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47(19-20), September 2004, pp. 4327 - 4338.
- [4] Ahmed, H.E. (2016). Optimization of thermal design of ribbed flat-plate fin heat sink, *Applied Thermal Engineering*, vol. 102(5), June 2016, pp. 1422 - 1432.
- [5] Yu, Y., Simon, T. and Cui, T. (2013). A parametric study of heat transfer in an air - cooled heat sink enhanced by actuated plates, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 64, September 2013, pp. 792 - 801.

- [6] Eiamsa – ard, S., Thianpong, C. and Promvonge, P. (2009). Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36(4), April 2009, pp. 365 - 371.
- [7] Esmaeilzadeh, E., Almohammadi, H., Nokhosteen A. and Motezakker, A.R. (2014). Study on heat transfer and friction factor characteristics of γ - Al_2O_3 /water through circular tube with twisted tape inserts with different thicknesses, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 82, August 2014, pp. 72 – 83.
- [8] Eiamsa – ard, S., Thianpong, C. and Eiamsa – ard, S. (2010). Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34(1), January 2010, pp. 53 – 62.
- [9] Bas, H. and Ozceyhan, V. (2012). Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 41, September 2012, pp. 51 – 58.
- [10] Kays, M. and London A. (1984). *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, McGraw – Hill. New York.
- [11] Teertstra, P., Yovanovich, M.M. and Culham, J.R. (1999). Analytical forced convection modeling of plate fin heat sink, *Proceedings of the 15th IEEE Semi-Thermal Symposium 1999*.