

TFS49

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25 19-21 ดุลาคม 2554 จังหวัดกระบี่

ผลกระทบของแอมพลิจูดของแผ่นกั้นรูปไซน์ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ในช่องขนาน

Effect of amplitude of sinusoidal baffles on heat transfer in a channel

ปริยะ ปัญญายืน ๋, วัชรินทร์ หนูทอง และ พงษ์เจต พรหมวงศ์

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520 *E-mail: p_panyayune@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นกั้นรูปไซน์ที่ติดตั้งในช่อง ขนานที่มีขนาดแอมพลิจูดต่างกัน ในการทดลองจะทำที่สภาวะการให้ความร้อนที่ผิวคงที่ (constant heat flux) โดย ทำการทดลองในช่วงตัวเลขเรโนลด์ระหว่าง 5,000 ถึง 20,000 และทำการเปรียบเทียบผลกับช่องขนานที่มีผนัง เรียบ ช่องขนานมีสัดส่วนของความกว้างต่อความสูง (Aspect ratio, AR) เท่ากับ 10 โดยกำหนดค่าพารามิเตอร์ใน การทดลองดังนี้ ขนาดของแอมพลิจูดคือ 0.5H และ 0.75H สัดส่วนระยะพิตต์กับความสูงของช่องขนาน B/H = 1 สัดส่วนความสูงของแผ่นกั้นต่อความสูงของช่องขนาน (Blockage Ratio, e/H) เท่ากับ 0.1, 0.15 และ 0.2 โดยทำ การติดตั้งแผ่นกั้นรูปไซน์ทั้งผิวบนและล่างของช่องขนาน การพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนแสดงในเทอมของ เลขนัสเซิล (Nusselt number) และการสูญเสียความดันแสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor) จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปไซน์ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าตัวประกอบความเสียด ทานเมื่อเทียบกับผนังเรียบประมาณ 2 – 5 เท่า และ 3 – 25 เท่า ตามลำดับ และพบว่าที่แอมพลิจูด 0.5H และ e/H เท่ากับ 0.1 ให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 2.32 *คำหลัก*: การถ่ายเทความร้อน, ความเสียดทาน, แผ่นกั้นรูปไซน์

Abstract

This work presents the study of heat transfer and friction factor of a sinusoidal baffles with various amplitudes attached in a channel. The sinusoidal baffles with amplitudes 0.50H and 0.75H were mounted on the top and bottom walls. The blockage ratios, e/H=0.10, 0.15, 0.20 and the pitch ratio, B/H=1 were configured in the experiment. For each configuration, Reynolds number (Re) was varied from 5,000 to 20,000 under a constant wall heat flux condition. The variation of heat transfer and pressure loss in terms of Nusselt number (Nu) and friction factor (f) are determined. The experimental results show that the channel with sinusoidal baffles enhances the heat transfer and friction factor around 2 – 5 and 3 – 25 times over the smooth channel respectively. Moreover, at amplitudes 0.5H and e/H equals to 0.1 gives the highest thermal performance around 2.32.

Keywords: Heat exchanger, Friction factor, sinusoidal baffles

TFS49



1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้มีการนำไป ประยุกต์ใช้อย่างหลากหลาย เช่น เครื่องทำความเย็น หม้อไอน้ำ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ เพื่อให้อุปกรณ์ดังกล่าวทำงานอย่างมีประสิทธิภาพจึง มีการศึกษาค้นคว้าและทดลองการถ่ายเทความร้อน โดยใช้อากาศเป็นตัวกลางผ่านช่องขนานแบบที่มีการ ดิดตั้งแผ่นกั้นขวางทางไว้เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความ ร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเป็นการใช้ พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ

จากผลงานวิจัยของนักวิจัยหลายๆ ท่านได้มี การศึกษาตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเท ความร้อน ไม่ว่าจะเป็นรูปร่าง, มุมของแผ่นกั้น, ลักษณะการจัดวาง เป็นต้น เช่น Promvonge and Thianpong [1] ได้ศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความ ร้อนของครีบสามเหลี่ยมมุมฉากด้านตั้งรับลมและด้าน เอียงรับลม ครีบสามเหลี่ยมหน้าจั่วและสี่เหลี่ยม ที่มีค่า e/H = 0.3 และ P/e = 6.67 ติดตั้งที่ผิวบนและผิวล่าง ของช่องขนานที่มี Aspect Ratio (AR) = 15 พบว่า การจัดวางครีบสามเหลี่ยมมุมฉากด้านตั้งรับลมจัดวาง แบบแนวเดียวกันให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด แต่ ครีบสามเหลี่ยมหน้าจั่วจัดวางแบบเยื้องกันให้ สมรรถนะความร้อนสูงสุด

Tanda [2] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้เทคนิคลิควิดคริสตัลโดยทำการทดลองใน ท่อขนานและท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งครีบมุม 45° และ 60° เพื่อพิจารณาการกระจายตัวของความ ร้อนและความสัมพันธ์ระหว่างมุมกับการไหลของของ ไหลที่ใช้ในการทดลองทำให้เข้าใจพฤติกรรมในการ ถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น Wright et al. [3] ได้ ทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและความดัน สูญเสียในช่องขนานที่มีครีบรูปตัววีและตัวดับบริว โดย ทำการทดลองที่ e/D=0.078, P/e=10 และค่า AR=10 ในช่วงเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 10,000-40,000 พบว่าช่อง ขนานที่เพิ่มครีบรูปตัวดับบริวมีประสิทธิภาพในการ ถ่ายเทความร้อนมากกว่าช่องขนานที่มีการเพิ่มครีบ ตัววี Layek และคณะ [4] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเท

ความร้อนและลักษณะของการไหลแบบปั่นป่วนในท่อ เหลี่ยมที่มีพื้นผิวขรุขระแบบผสมระหว่างครีบและร่อง โดยทำการศึกษาที่ช่วงเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3,000 -21,000 ค่า P อยู่ในช่วง 4 - 10 มีการตัดมุมของครีบ 5° - 30° ที่ e/D = 0.02 และ 0.04 จากผลการทดลอง พบว่าท่อที่มีการใช้ครีบแบบผสมให้ประสิทธิภาพการ ถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผิวเรียบ Benlu และ Jiang [5] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติ การเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมชนิด ครีบเอียงทำมม 0° ถึง 90° กับทิศทางการไหล โดยมี ขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลอากาศ 0.0018 kg/s ครีบระยะพิตต์ 4 มิลลิเมตร ความสูง 0.8 ีมิลลิเมตร กว้าง 1 มิลลิเมตร พบว่าที่มุมครีบ 60° ให้ การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมากที่สุด แต่ที่มุม 20° ให้ประสิทธิภาพโดยรวมของการถ่ายเท ้ความร้อนดีที่สุด ทั้งนี้ที่มุมครีบ 20° ให้ประสิทธิ์ภาพ โดยรวมของการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด นอกจากนี้ที่ ระยะพิตต์น้อยลงจะให้การถ่ายเทความร้อนและความ ดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้น โดยที่ระยะพิตต์เท่ากับ 2 มิลลิเมตรให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด

ในการศึกษานี้จะทำการพิจารณาการถ่ายเท[่]ความ ร้อนและความดันสูญเสียที่ผ่านช่องขนานที่มีการติดตั้ง แผ่นกั้นรูปไซน์ที่แอมพลิจูดของแผ่นกั้นเท่ากับ 10 และ 15 มิลลิเมตร ความสูงของแผ่นกั้นเท่ากับ 2, 3 และ 4 มิลลิเมตร ระยะพิตต์เท่ากับ 20 มิลลิเมตร โดย จะทำการศึกษาในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 5,000 -20,000

2. ทฤษฎี

การหาการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยม โดย เลขเรโนลด์ในเทอมของไฮโดรลิกไดมิเตอร์ (_{D_h}) สามารถเขียนได้เป็น

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho U D_h}{\mu} \tag{1}$$

เมื่อ U และ µ เป็นความเร็วเฉลี่ยและความหนืด สมบูรณ์ของของไหลตามลำดับ สัมประสิทธิ์การพา ความร้อนเฉลี่ย (h) หาได้จากการวัดอุณหภูมิและ ความร้อนที่ป้อนเข้าระบบ ความร้อนที่ให้กับอากาศ



และความแตกต่างของอุณหภูมิผนังกับอุณหภูมิ อากาศ โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยหาได้ จากสมการ

$$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_s - T_b)} \tag{2}$$

เมื่อ A คือพื้นที่ผิวสัมผัสการถ่ายเทความร้อน T_s คือค่าเฉลี่ยอุณหภูมิที่วัดได้จากจุดแต่ละจุดของผนัง T_b คืออุณหภูมิของกลุ่มอากาศ โดยสามารถคำนวณ ได้จาก $T_b = (T_i + T_o)/2$, โดยที่ T_i , T_o คืออุณหภูมิ ทางเข้าและทางออกตามลำดับ ในเทอมของ \dot{Q} สามารถหาได้จาก $\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$ โดยที่ \dot{m} , C_p , ΔT คืออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, ค่าความจุ ความร้อนจำเพราะของอากาศ, ผลต่างของอุณหาภูมิ ที่ทางเข้าและทางออก

เลขนัสเซิลเขียนได้เป็น

$$Nu = \frac{hD_h}{K}$$
(3)

ตัวประกอบความแรงเสียดทาน (ƒ) เขียนได้เป็น

$$f = \frac{2D_h \Delta P}{\rho U^2 L} \tag{4}$$

เมื่อ ΔP คือความดันตกคร่อม และ P คือความ หนาแน่นของอากาศ

สมรรถนะการการถ่ายเทความร้อนคืออัตราส่วน ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของผิวทดสอบ (*h*) เทียบกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของผนังเรียบ (*h*_o) ที่กำลังขับเดียวกัน

$$\eta = \frac{h}{h_o}\Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_o}\Big|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_o}\right)\left(\frac{f}{f_o}\right)^{-1/3}$$
(5)

3. อุปกรณ์การทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองประกอบไปด้วย อุปกรณ์ต่างๆ ตามรูปที่ 1 โดยใช้พัดลม (Blower) ขนาด 3 Hp เป็นแหล่งกำเนิดลมซึ่งควบคุมปริมาณลม ใหลเข้าโดยการปรับ Inverter โดยให้ Hotwire anemometry ในการวัดความเร็วลม ทั้งนี้พัดลมจะทำ การดูดลมเข้าจากปากท่อไหลผ่านช่วงปรับตัวเพื่อปรับ ให้สภาพการไหลมีลักษณะเป็นแบบ Fully developed ก่อนเข้าช่วงทดสอบ (Test section) ช่วงทดสอบจะถูก ทำให้ร้อนโดยใช้ Heater ที่จ่ายกระแสไฟฟ้าคงที่ 300 W โดยใช้โทโมคัปเปิล Type-J ในการวัดอุณหภูมิที่ ทางเข้า ทางออกและผิวของช่วงทดสอบจำนวน ทั้งหมด 28จุด ทำการบันทึกผลการวัดโดยใช้อุปกรณ์ Data logger ความดันตกคร่อมในช่วงทดสอบวัดโดย Incline manometer ทั้งนี้ชุดทดลองถูกหุ้มฉนวนเพื่อ ป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศ

รูปที่ 2 แสดงลักษณะของการติดตั้งแผ่นกั้นในช่วง ทดสอบที่คาบ (ג) คือระยะห่างของความสูงจากยอด ถึงยอดเท่ากับ 20 มิลลิเมตร และ a คือแอมพลิจูดมีค่า เท่ากับ 10 และ 15 มิลลิเมตร



รูปที่ 1 ชุดอุปกรณ์การทดลองการถ่ายเทความร้อน





รูปที่ 2 ลักษณะการติดตั้งแผ่นกั้นในส่วนทดสอบ

4. วิธีการทดลอง

การทดลองนี้มีขึ้นเพื่อหาค่าการถ่ายเทความ ร้อนในช่องขนานที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปไซน์ที่ขนาดแอม พลิจูดต่างกัน โดยทำการปรับปริมาณอัตราการไหล ของอากาศให้อยู่ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 5,000 - 20,000 ในแต่ละช่วงความเร็วที่ทดสอบต้องรอ อุณหภูมิในส่วนทดสอบและอุณหภูมิที่ทางเข้าและ ทางออกมีค่าคงที่ก่อนจะทำการบันทึกค่า โดยทำการ วัดอุณหภูมิในส่วนทดสอบทั้งหมด 24 จุด ที่ทางเข้า 1 จุดและทางออก 3 จุด ความดันตกคร่อมจะทำการวัด ก่อนให้ความร้อนในช่วงทดสอบ

5. ผลการทดลอง

การทดลองได้ทำการศึกษาผลกระทบจากการ ดิดตั้งแผ่นกั้นรูปไซน์ที่มีแอมพลิจูดและความสูงของ แผ่นกั้นแตกต่างกัน โดยสามารถแสดงผลการทดลอง ได้ 3 ส่วน ดังนี้

5.1 การสอบเทียบช่องขนานผนังเรียบ

การทดลองศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการ สูญเสียความดันในช่องขนานผนังเรียบในเทอมของ ดัวเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียดทาน ผลการ ทดลองได้เปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และของ Petukhov ในช่วงการไหลแบบ ป^{ั้}นป่วน สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter

$$Nu = 0.023 \,\mathrm{Re}^{0.8} \,\mathrm{Pr}^n$$
 (6)

สหสัมพันธ์ของ Petukhov

$$f = (0.79 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2}$$
 (7)

สำหรับในช่วง $3000 \le \text{Re} \le 5 \times 10^6$

รูปที่ 3 และ 4 แสดงการเปรียบเทียบตัวประกอบ ความเสียดทานและเลขนัสเซิลที่ได้จากการทดลองกับ สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และ Petukhov พบว่า มีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง ±10%







รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซิลกับเลขเรย์ โนลด์ของช่องผนังเรียบ

TFS49



5.2 อิทธิผลของแอมพลิจูดและความสูงของแผ่น กั้น

ค่าตัวประกอบความเสียดทานเกิดขึ้นจากการไหล ของอากาศในช่องขนานระหว่างช่องขนานที่มีผิวเรียบ กับช่องขนานที่ติดตั้งแผ่นกั้นขนาดต่าง ๆ แสดงไว้ใน รูปที่ 5 โดยพบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ค่าตัว ประกอบความเสียดทานก็เพิ่มขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากการขวางการไหลของความสูงของแผ่นกั้น เป็นผลให้เกิดแรงต้านขึ้นในส่วนทดสอบ ทั้งนี้ที่แอม พลิจูดเท่ากับ 0.50H และ e/H = 0.20 มีค่าตัว ประกอบความเสียดทานมากที่สุด







รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรย์ โนลด์กรณีติดตั้งแผ่นกั้น

รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลข นัสเซิลกับเลขเรย์โนลด์ พบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ค่าตัวเลขเลขนัสเซิลจะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย เนื่องจาก ความเร็วของอากาศที่ไหลในช่องขนานทำให้เกิดการ ป^{ั้}นป่วนซึ่งเป็นผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่า เลขนัสเซิลที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปไซน์ต่อเลขนัสเซิลของ ช่องขนานที่มีผนังเรียบ พบว่าเมื่อติดตั้งแผ่นกั้นรูป ไซน์ สัดส่วนการถ่ายเทความมีค่าลดลงเมื่อเลขเรย์ โนลด์สูงขึ้น ที่แผ่นกั้นรูปไซน์ (e/H = 0.20, 0.50H) , (e/H = 0.20, 0.75H) , (e/H = 0.15, 0.50H) , (e/H = 0.15, 0.75H) , (e/H = 0.10, 0.50H) และ (e/H = 0.10, 0.75H) มีอัตราส่วนเลขนัสเซิลต่อเลขนัสเซิล ของช่องขนานผนังเรียบเฉลี่ยเท่ากับ 3.64, 3.42, 3.32, 3.23, 3.13 และ 2.92 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 8 อัตราส่วนระหว่างตัวประกอบความเสียดทาน ต่อตัวประกอบความเสียดทานของช่องขนาน ผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัว ประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียด ทานของช่องขนานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์(f/f_o) พบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นโดยที่ แผ่นกั้นรูปไซน์ (e/H = 0.20, 0.50H), (e/H = 0.20, 0.75H), (e/H = 0.1 5, 0.50H), (e/H = 0.10, 0.75H), (e/H = 0.10, 0.50H) และ (e/H = 0.10, 0.75H)มีอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดต่อตัว ประกอบความเสียดทานของช่องขนานผนังเรียบเฉลี่ย เท่ากับ 17.59, 10.95, 9.13, 8.17, 5.64 และ 3.59 ตามลำดับ



5.3 สมรรถหะการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการ ถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ คำนวณได้จาก สมการ (5) พบว่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมี แนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น ทั้งนี้เมื่อ เปรียบเทียบแต่ละกรณีของแผ่นกั้นรูปไซน์ขนาดต่าง ๆ พบว่า แผ่นกั้นรูปไซน์ e/H=0.10, 0.50H มีสมรรถนะ การถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีอื่น โดยมีค่าเท่ากับ 2.32 ที่เลขเรย์โนลด์ค่าต่ำสุด

6. สรุปผลการทดลอง

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบ ความเสียดทานที่สัดส่วนความกว้างต่อความสูงของ ช่องขนาน AR = 10 โดยใช้อากาศเป็นของไหล ทดสอบที่สภาวะการให้ความร้อนที่ผิวทดสอบคงที่ โดยใช้แผ่นกั้นรูปไซน์ e/H=0.10, e/H=0.15, e/H=0.20 และแอมพลิจูดเท่ากับ 0.50H, 0.75H ทำ การทดสอบในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 5,000 – 20,000 พบว่าแผ่นกั้นรูปไซน์ e/H = 0.20 แอมพลิจูด เท่ากับ 0.50H มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 265% เมื่อเทียบกับช่องขนานผนังเรียบ ซึ่งเมื่อนำค่า การถ่ายเทความร้อน (Nu) และค่าตัวประกอบความ เสียดทาน (f) มาวิเคราะห์เพื่อหาสมรรถนะการ ถ่ายเทความร้อน ปรากฏว่าแผ่นกั้นรูปไซน์ e/H = 0.10 แอมพลิจูด 0.50H มีค่าสมรรถนะการถ่ายเท ความร้อนสูงสุดเท่ากับ 2.32 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ด่ำสุด

7.เอกสารอ้างอิง

 P. Promvonge, C. Thianpong, (2008). Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shaped ribs, *International. Communications in Heat and Mass Transfer,* vol. 35, pp. 1327-1334.

[2] Giovanni Tanda (2004). Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.47 (2), pp. 229

[3] Lesley M.Wright, WenLung Fu, JeChin Han
(2004). Thermal Performance of Angled, V-Shaped, and W-Shaped Rib Turbulators in
Rotating Rectangular Cooling Channels, ASME, *Journal of Turbomachinery*, vol.126, pp. 604 - 614.
[4] Apurba Layek, J.S Saini, S.C. Solanki (2007).
Heat transfer and friction characteristics for artificially roughened ducts with compound turbulators, *Internatinal Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.50, pp. 4845 – 4854

[5] B. Lu, P.X. Jiang. (2005). Experimental and numerical investigation of convection heat transfer and V-shaped broken ribs, *Experimental Thermal and Fluid science*, vol.30, pp.513