

การเปรียบเทียบลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของแผ่นครีบบ ธรรมดาและโค้งงอ

Comparative Heat Transfer Characteristics for a Channel with Plain Fins and Bending Fin Baffles

อิบรอเฮ็ง ปิยา¹ และ ชยุต นันทกุลสิทธิ์^{2*}

¹สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนราธิวาสราชนครินทร์ อำเภอเมืองนราธิวาส จังหวัด
นราธิวาส 96000

²สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและเมคาทรอนิกส์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อำเภอหาดใหญ่
จังหวัดสงขลา 90110

รับบทความ 17 พฤศจิกายน 2568

แก้ไขบทความ 18 ธันวาคม 2568

ตอบรับบทความ 23 ธันวาคม 2568

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการทดลองศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของแผ่นครีบบแบบธรรมดาและแบบ
โค้งงอ โดยทั้งสองแบบมีความยาวรวมเท่ากับ $2H$ และความหนา 2 มิลลิเมตร ซึ่ง H หมายถึงความสูงของครีบบที่เท่ากับ
สูงของช่องการไหล (32 มิลลิเมตร) แผ่นครีบบถูกออกแบบให้มีความยาวและความสูงเท่ากัน โดยในกรณีของครีบบแบบโค้งงอ
จะตัดให้มีมุมโค้ง 120° แผ่นครีบบถูกติดตั้งโดยมีระยะห่างตามแนวการไหลจากจุดต้นน้ำถึงปลายน้ำเท่ากับ $W = 64$ มม. ($2H$)
และ $W = 32$ มม. ($1H$) ตามลำดับ โดยจัดวางในลักษณะสลับกัน (staggered arrangement) การทดลองดำเนินการภายใต้
ช่วงค่าเรย์โนลด์ส $Re_H = 10,000 - 24,000$ การศึกษานี้ได้ทำการวัดการกระจายของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว
โดยใช้ Thermo Liquid Crystal (TLC) เพื่อแสดงการกระจายของ ค่านัสเซลต์นัมเบอร์ (Nusselt number) พร้อมทั้งติดตั้ง
ช่องวัดความดันบริเวณด้านข้างของช่องการไหลเพื่อวัดความดันตกคร่อม และคำนวณหาค่าตัวประกอบเสียดทาน รวมถึง
สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Performance Factor; TPF) ผลการทดลองพบว่าครีบบแบบโค้งงอสามารถเพิ่มค่าการ
ถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าครีบบแบบธรรมดา โดยมีค่านัสเซลต์นัมเบอร์สูงกว่าและมีสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าและสูงกว่า
1 ทุกกรณี

คำสำคัญ : แผ่นครีบบธรรมดา; แผ่นครีบบแบบโค้งงอ; แผ่นเทอร์โมลิกวิดคริสตัล; การถ่ายเทความร้อน

* ผู้ประพันธ์หลัก E-mail : chayut.n@psu.ac.th

การเปรียบเทียบลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของแผ่นครีบ ธรรมดาและโค้งงอ

Comparative Heat Transfer Characteristics for a Channel with Plain Fins and Bending Fin Baffles

Ibroheng Piya¹ and Chayut Nuntadusit^{2*}

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Princess of Naradhiwas University, Mueang Narathiwat District, Narathiwat 96000

²Department of Mechanical and Mechatronics Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla, 90110

Received 7 November 2025

Revised 18 December 2025

Accepted 23 December 2025

Abstract

This article presents an experimental investigation into the heat transfer characteristics on the surface of Plain Fins and Bending Fin Baffles, both having a total length of $2H$ and a thickness of 2 mm . Here, H represents the fin height, which is equal to the channel height (32 mm). The fins were designed with equal length and height dimensions, while the curved fin was bent at an angle of 120° . The fins were installed with longitudinal spacings of $W = 64\text{ mm}$ and $W = 32\text{ mm}$ between the upstream and downstream edges, respectively. A staggered arrangement of the fins was employed. The experiments were conducted within a Reynolds number range of $Re_H = 10,000\text{--}24,000$. In this study, the heat transfer distribution on the surface was measured using Thermo Liquid Crystals (TLCs) to visualise and determine the local Nusselt number (Nu) distribution. Pressure taps were also installed along the sidewalls of the channel to measure the pressure drop, which was subsequently used to calculate the friction factor and the thermal performance factor (TPF). The results indicated that the curved fin configuration enhanced the Nusselt number compared with the plain fin arrangement, and the overall thermal performance factor was found to be greater than 1 in all cases.

keyword: Plain fins; Bending fin baffles; Thermo liquid crystal sheet; Heat transfer enhancement.

* Corresponding author E-mail : chayut.n@psu.ac.th



1. บทนำ

ปัจจุบันเทคโนโลยีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องไมโครขนาดเล็ก (Micro Channel Heat Exchanger, MCHE) ได้เข้ามามีบทบาทสำคัญในการจัดการความร้อนในอุตสาหกรรมหลากหลายประเภท เช่น ระบบปรับอากาศและทำความเย็น (HVAC) อุตสาหกรรมยานยนต์และอุตสาหกรรมปิโตรเคมี เป็นต้น ด้วยคุณสมบัติที่เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ช่วยให้ระบบมีขนาดเล็กลง น้ำหนักเบา ประหยัดพลังงาน และลดต้นทุนการผลิต การออกแบบที่กะทัดรัดช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพระหว่างของไหลสองชนิด ดังนั้น MCHE จึงมีประสิทธิภาพที่โดดเด่นเมื่อเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดั้งเดิม

โดยหลักการทั่วไป เทคโนโลยีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องไมโคร (Micro Channel Heat Exchanger: MCHE) ประกอบด้วยของไหลร้อน (Heating Fluid) ที่พาความร้อนไหลภายในช่องไมโคร ถัดไปความร้อนจะถ่ายเทไปยังโคนครีบ (Root of Fin) และปลายครีบ (Tip of Fin) ส่งผลให้อุณหภูมิลดลงตามแนวครีบ (Temperature Gradient) ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างครีบและของไหลรอบข้างเป็นตัวกำหนดประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยครีบซึ่งยื่นออกจากพื้นผิวโลหะมีหน้าที่เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้มากขึ้น การเพิ่มแผ่นโลหะบางเข้ากับพื้นผิวโลหะเดิมช่วยขยายพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ซึ่งแผ่นโลหะนี้ต้องระบายความร้อนสู่อากาศภายนอก ครีบแบบแผ่นเรียบ (Plate Fin) มักถูกเชื่อมติดด้วยกระบวนการบัดกรีแข็ง (Brazing Process) [1] โดยทั่วไปใช้โลหะผสมทองแดงหรือนิกเกิลในกระบวนการบัดกรีแบบสุญญากาศ อย่างไรก็ตาม ครีบที่เชื่อมแบบถาวรไม่สามารถถอดหรือทำความสะอาดได้ จึงเหมาะสำหรับงานที่ไม่เกิดการสะสมของคราบสกปรกเท่านั้น

ช่องไมโครหรือช่องมีขนาดเล็กมีความแตกต่างจากช่องธรรมดาในประเด็นเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล การจำแนกประเภทที่เสนอโดย Mehendale et al. [2], Kandlikar และ Grande [3] โดยทั่วไปแล้วนิยมใช้ โดยศัพท์ที่ผู้เขียนทั้งสองนำมาใช้ได้นำเสนอไว้ในตารางที่ 1 ได้จำแนกช่องการไหลตามเงื่อนไขด้านการผลิตและค่าคุณเลข (Knudson) การศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องไมโครในรูปแบบต่าง ๆ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน

ร้อน การแลกเปลี่ยนความร้อนจำเป็นต้องทราบค่าพารามิเตอร์สำคัญ เช่น ค่าตัวประกอบการถ่ายเทความร้อนรวม และค่าการสูญเสียความดันของของไหลที่ไหลผ่านช่องทางไหล เป็นต้น

ปัจจัยหลักในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของการเพิ่มประสิทธิภาพการกระจายความร้อนในช่องไมโคร ได้แก่ (1) การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนในช่องการไหล (2) การเพิ่มความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังช่องและของไหล และ (3) การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนหรือพื้นที่การถ่ายเทความร้อนระหว่างครีบและของไหลรอบข้าง โดยครีบยื่นออกจากพื้นผิวมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นหรือการสร้างการไหลปั่นป่วนของอากาศ บังคับให้อากาศไหลผ่านเพื่อระบายความร้อนบนพื้นผิวส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นผิวดีขึ้น วิธีดังกล่าวเป็นการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยการลดความหนาของชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal Boundary layer) หรือทำลายชั้นขอบเขตความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลกับพื้นผิว เนื่องจากภายในชั้นขอบเขตของไหลมีความเร็วต่ำเหมือนเป็นชั้นฉนวนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ยังเกี่ยวข้องกับความดันตกคร่อมที่สูงขึ้น ดังนั้น การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในทางปฏิบัติจึงเกี่ยวข้องกับการเลือกค่าที่เหมาะสมที่สุด โดยการรักษาสมดุลที่เหมาะสมที่สุดระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม การเพิ่มแผ่นโลหะบางเข้ากับพื้นผิวโลหะเดิมช่วยขยายพื้นที่ถ่ายเทความร้อน เช่น ฮีตซิงก์/แผ่นแถบ ในขณะที่ส่วนที่สองมุ่งเน้นไปที่ช่องการไหลและของไหลแลกเปลี่ยนความร้อน

งานวิจัยการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนในช่องการไหล โดยการลดขนาดของความกว้างของช่องการไหลมักส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนเพิ่มขึ้น เนื่องจากพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น ค่าอัตราส่วนกว้างยาวสูง ส่งผลให้ความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลลดลง อีกประการหนึ่ง ช่องไมโครมีการกระจายอุณหภูมิที่ไม่สม่ำเสมอตลอดทิศทางไหล ดังนั้นส่งผลให้ต้องมีการเพิ่มอัตราการไหลของมวลของไหลทำงานโดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกขนาดใหญ่ เพื่อสร้างสมดุลระหว่างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยทั่วไปแล้วช่องการไหลมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกอยู่ภายใน 0.2–3 มม. [3]. จากข้อมูลที่ได้จากการทดลอง Wang and Peng [4]

ตารางที่ 1 การจำแนกช่องการไหลไมโครและช่องมินิขนาดเล็กโดย Mehendale et al. [2] และ Kandlikar และ Grande [3]

Mehendale et al. [2]		Kandlikar and Grande [3]	
Conventional channels	$D_h > 6 \text{ mm}$	Conventional channels	$D_h > 3 \text{ mm}$
Compact Passages	$1 \text{ mm} < D_h \leq 6 \text{ mm}$	Mini channel	$200 \mu\text{m} < D_h \leq 3 \text{ mm}$
Meso-channels	$100 \mu\text{m} < D_h \leq 1 \text{ mm}$	Microchannel	$10 \mu\text{m} < D_h \leq 200 \mu\text{m}$
Micro-channels	$1 \mu\text{m} < D_h \leq 100 \mu\text{m}$	Transitional channels	$0.1 \mu\text{m} < D_h \leq 10 \mu\text{m}$
		Molecular nanochannels	$D_h \leq 0.1 \mu\text{m}$

ได้ศึกษาช่องไมโครจากสแตนเลสใช้ของไหลที่ต่างกัน น้ำและเมทานอลในช่องการไหลทรงสี่เหลี่ยมตรง ได้สรุปว่าผลค่าเรย์โนลด์สสัมพันธ์กับเรย์โนลด์สอยู่ในช่วง 1,000–1,500 อีกทั้งได้เสนอความสัมพันธ์ค่านัสเซลท์ในช่องการไหลแบบปั่นป่วนและ Peng และ Peterson [5] ได้ใช้ชุดการทดลองเดียวกันเพื่อศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงความกว้างของช่องการไหลต่อการถ่ายเทความร้อน พบว่าค่าเรย์โนลด์สสัมพันธ์กับอุณหภูมิของไหลและรูปทรงเรขาคณิตของช่องการไหลส่งผลอย่างมากต่อสมรรถนะทางความร้อนในบริเวณการไหลแบบลามินาร์ Peng และ Peterson [6] ได้พัฒนาความสัมพันธ์ที่เสนอโดย Wang และ Peng [4] เพิ่มเติมโดยการทดสอบตัวอย่างช่องไมโครทำจากสแตนเลสอีกชุดหนึ่ง ได้ทดสอบวัดอุณหภูมิความดันตกคร่อม สร้างความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนครีและปัจจัยตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) และค่านัสเซลท์ (Nusselt number) ได้เสนอสำหรับบริเวณการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน การศึกษาเหล่านี้แสดงให้เห็นว่าพฤติกรรมถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลในช่องไมโครแตกต่างจากพฤติกรรมการไหลในช่องการไหลทั่วไป

การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีนับตั้งแต่อดีตได้มีงานวิจัยทำการศึกษาค้นคว้าเกี่ยวกับการพัฒนาความสัมพันธ์ระหว่างลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบครี จากงานวิจัยของ Wieting [7] ได้นำเสนอความสัมพันธ์เชิงประจักษ์สำหรับลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครี (แผ่นสี่เหลี่ยมผืนผ้า) โดยใช้ค่าเรย์โนลด์สสัมพันธ์กับพารามิเตอร์โครงสร้างเป็นตัวแปรอิสระ จากข้อมูลการทดลองของครี Mochizuki และคณะ [8] ได้ทำการศึกษาค้นคว้า 18 ชุด ที่มีรูปทรงครีต่างกัน ในอุโมงค์ลม จากนั้นจึงได้สมการความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทาน Fanning friction factor (f) และตัวประกอบโคลเบิร์น Colburn factor (j) สำหรับครีแบบแถวที่วางเยื้อง

สลับกัน Manglik และ Bergles [9] ได้ศึกษาพัฒนาและนำเสนอสมการสหสัมพันธ์แบบต่อเนื่องสำหรับการทำนายค่าตัวประกอบเสียดทาน (f) และตัวประกอบโคลเบิร์น (j) ของครีแถวที่วางเยื้องสลับกัน โดยครอบคลุมการไหลตั้งแต่ลามินาร์ (Laminar flow) ผ่านทรานซิชัน (transition flow) จนถึงปั่นป่วน (Turbulent flow) ในสมการเดียว เพื่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ Song และคณะ [10] ได้ศึกษาพัฒนาสหสัมพันธ์เพิ่มเติมโดยกำหนดเงื่อนไขพารามิเตอร์เรขาคณิตของครีแถว Manglik และ Bergles [9] สำหรับการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานการไหลของครีแถวที่วางเยื้องสลับกัน DEJONG และ JACOBI [11] ได้ศึกษาการไหลโดยใช้เทคนิคการแสดงผลการไหลโดยการฉีดน้ำหมึกและใช้วัดความร้อนผ่านแผ่นครีแถวที่จัดวางแบบสลับกัน กำหนดเงื่อนไขรูปแบบการทดลองได้ 3 แบบ คือ การจัดวางครีแบบหนาแน่น (dense geometry), การจัดวางครีแบบเบาบาง (sparse geometry), ครีแบบบาง (thin plate geometry) พบว่าค่าเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้นเกิดการไหลหมุนวนหลุด (vortex shedding) บริเวณแถวปลายน้ำเคลื่อนไปในแถวถัดไปทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น โดยค่าเรย์โนลด์สสัมพันธ์กับค่าเรย์โนลด์สสัมพันธ์กับเรย์โนลด์ส (critical Reynolds) พิจารณาเงื่อนไขรูปแบบเรขาคณิตครีแบบหนาแน่น (dense geometry) ไม่เกิดการไหลหมุนวนหลุด จึงไม่สามารถระบุความแตกต่างที่ชัดเจน ส่วนแผ่นครีโค้ง Joen และคณะ [12] ได้ศึกษาการโดยการฉีดสี (Dye color) ความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนเล็กน้อยและการไหลวนหลุด (vortex shedding) เกิดการผสมส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น DeJong และ Jacobi [11] กลไกการไหลหลุด (vortex shedding) ของรูปทรงครีบานเกล็ดแบบนูน (convex-louver fin) โดยได้อธิบายตัวแปรของครีและการจัดวางของกลุ่มครี

อันเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนในช่องไมโครมีค่าลด



ลงในทิศทางไหล ผลจากความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนของสารหล่อเย็นขณะไหลไปตามช่องการไหลจากต้นน้ำถึงปลายน้ำ เกรเดียร์ของอุณหภูมิสูงส่งผลให้พื้นผิวมีอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอ ดังนั้นจึงควรปรับปรุงเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของครีบบนพื้นผิวของช่องไมโครเพิ่มเติม เพื่อให้ได้อุณหภูมิขีปสูงสุด (T_{max}) และการเกรเดียร์ของอุณหภูมิ (DT/dx) ต่ำลง การใช้ครีบบนพื้นผิวของช่องไมโครที่ช่วยลดและระบายความร้อนออกไปยังสภาพแวดล้อมได้อย่างมีประสิทธิภาพโดยใช้พื้นผิวที่ขยายออกอย่างไรก็ตาม แม้จะมีการระบายความร้อนแบบพาความร้อนแบบบังคับ ครีบก็นั้นมีความสามารถในการระบายความร้อนที่จำกัด และการติดตั้งเกิดขึ้นภายใต้เงื่อนไขของการลดขนาดเพื่อลดปัญหาการกระจายความร้อนที่สูงจากพื้นที่จำกัดและสามารถตอบสนองความต้องการเหล่านี้ได้ จึงต้องมีความเข้าใจคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของแผ่นครีบบนแบบธรรมดาและแผ่นครีบบนแบบโค้งงอได้ จากเอกสารงานวิจัยส่วนใหญ่มุ่งเน้นศึกษาเพื่อการสร้างสหสัมพันธ์สมการและค่าเรย์โนลด์สเบอร์วิกฤติไปประยุกต์ใช้ได้ แต่กลไกการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวไม่ชัดเจน ดังนั้นงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาทำการวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้แผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตัล (Thermo Liquid Crystal) เพื่อแสดงการกระจายของค่านัสเซิลต์นัมเบอร์ (Nusselt number) บนพื้นผิวและได้ติดตั้งแท่งวัดความดันบริเวณด้านข้างของช่องการไหลเพื่อวัดค่าความดันตกคร่อมและคำนวณหาค่าตัวประกอบเสียดทาน รวมถึงสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance factor) เพื่อนำไปประยุกต์ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องไมโครขนาดเล็ก (Micro Channel Heat Exchanger, MCHE) ได้

2. หลักการและทฤษฎี

การวัดสัมประสิทธิ์การพาความร้อน พิจารณาการนำความร้อนผ่านแผ่นนิกลีที่มีผิวกว้างและความยาวของแผ่นใหญ่มากเมื่อเทียบกับความหนา ดังนั้นการนำความร้อนในแผ่นจึงสามารถประมาณได้ทิศทางเดียว พารามิเตอร์ที่ใช้อธิบายความสามารถการนำความร้อนเรียกว่า ค่าสภาพการนำความร้อน (Thermal Conductivity: k) โดยวัสดุแผ่นนิกลีมีค่า $k = 12.9 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ จากหลักการนำความร้อนนั้นสามารถอธิบายได้ด้วยกฎการนำความร้อนของฟูริเยร์ (Fourier law of heat conduction) “อัตราการถ่ายเท

ความร้อนแปรผันตรงกับเกรเดียนต์ของอุณหภูมิและพื้นที่” ดังสมการ

$$Q = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

การพาความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยที่ตัวกลางเคลื่อนที่หรือไหลไปด้วย การพาความร้อนจึงเกิดขึ้นเฉพาะกับของเหลวหรือก๊าซเท่านั้น ความสามารถในการพาความร้อนขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficient: h) ค่าอุณหภูมิแวดล้อม และขนาดพื้นที่ผิวของวัตถุที่มีการพาความร้อน พื้นฐานของการพาความร้อนอธิบายด้วยกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's cooling law) ดังสมการ

$$Q = hA_s (T - T_\infty) \quad (2)$$

เมื่อพิจารณาสมดุลพลักซ์ความร้อนระหว่างความร้อนขาเข้าจากการนำความร้อนของวัสดุตัวนำความร้อนและพลักซ์ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากการพาความร้อนของตัวกลางของไหล ที่สภาวะคงตัวจะสามารถคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบนพื้นผิวที่ติดตั้งอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วน ได้ดังนี้

$$q_{in} = q_{out} \quad (3)$$

สำหรับพลักซ์ความร้อนขาเข้าจากการนำความร้อนของวัสดุตัวนำในแผ่นนิกลีบางสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$q_{input} = I^2 \cdot \frac{R}{A} \quad (4)$$

ในที่นี้ I คือกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นนิกลีบาง และ R คือค่าความต้านทานไฟฟ้าของแผ่นนิกลีบาง

ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากการพาความร้อนของตัวกลางของไหลนั้นจะใช้อากาศที่มีอุณหภูมิคงที่ไหลผ่านชุดทดสอบ โดยติดตั้งแผ่นครีบบนพื้นผิวแผ่นนิกลีบางเพื่อทำ

การระบายความร้อน โดยสามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว (h) ได้จากสมการ

$$q_{\text{loss}} = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} \quad (5)$$

$$h = \frac{q_{\text{input}} - q_{\text{loss}}}{T_{\text{LC}} - T_a} \quad (6)$$

โดยที่

q_{input} คือ พลังงานการเกิดความร้อนในแผ่นนิกเกิลบาง

q_{loss} คือ พลังงานการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีและการพาความร้อนแบบธรรมชาติบนผนังด้านหลังของแผ่นนิกเกิลบางที่ติดแผ่น TLC

A คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน

T_{LC} คือ อุณหภูมิของเส้นแถบสีที่ปรากฏบนแผ่น TLC

T_a คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ

การคำนวณค่าตัวเลขของนัมเบอร์บนพื้นผิวโดยเงื่อนไขของช่องการไหลแบบราบเรียบ (Nu_0) และติดตั้งแผ่นครีป (Nu) ได้จากความสัมพันธ์

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \quad (7)$$

โดยที่

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ

2.1 ค่าตัวประกอบเสียดทาน

ค่าตัวประกอบเสียดทานของช่องการไหลแบบราบเรียบ (f_0) และติดตั้งแผ่นครีป (f) ได้จากความสัมพันธ์

$$f = \frac{2(\Delta P)D_H}{\rho v_m^2 L} \quad (8)$$

โดยที่

ΔP คือ ค่าความดันตกคร่อมระหว่างติดตั้งแผ่นครีปแบบแผ่นธรรมดาและแผ่นครีปแบบโค้งงอ

L คือ ระยะความยาวระหว่างแผ่นครีป ($L=0.25$ m)

v_m คือ ความเร็วสูงสุดของอากาศที่ไหลในช่องการไหล

2.2 ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

พิจารณากรณีที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของช่องไหลเท่า

กันสามารถเขียนอัตราส่วนของค่าตัวเลขของนัมเบอร์และค่าตัวประกอบความเสียดทานของการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ค่าอัตราส่วนค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ภายใต้สภาวะการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเดียวกัน (Constant pumping power) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)_{Re}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}}_{Re} \quad (9)$$

โดยที่

Nu_0 คือ ค่าตัวเลขของนัมเบอร์ของช่องการไหลแบบราบเรียบ

Nu คือ ค่าตัวเลขของนัมเบอร์ที่มีการติดตั้งแผ่นครีป

f_0 คือ ค่าตัวประกอบเสียดทานของช่องการไหลแบบราบเรียบ

f คือ ค่าตัวประกอบเสียดทานที่มีการติดตั้งแผ่นครีป

2.3 ค่าความคลาดเคลื่อน (uncertainty)

การคำนวณค่าพารามิเตอร์โดยใช้ประเมินคุณภาพของความคลาดเคลื่อนได้

$$\frac{\partial y}{y} = \left[\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \alpha x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \alpha x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \alpha x_n \right)^2 \right]^{0.5} \quad (10)$$

เมื่อ $\alpha x_1, \alpha x_2, \alpha x_n$ เป็นข้อผิดพลาดที่เป็นไปได้ในการวัดของ x_1, x_2, x_n ค่า ∂y เป็นค่าความไม่แน่นอนสัมบูรณ์ และ $\partial y/y$ เป็นค่าความไม่แน่นอนสัมพัทธ์

ผลคำนวณค่าพารามิเตอร์โดยใช้ประเมินคุณภาพของความคลาดเคลื่อนได้จากสมการที่ (10) แสดงค่าความคลาดเคลื่อน และค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ดังตารางที่ 2

ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) ± 8.53 %

ค่าตัวเลขของนัมเบอร์ (Nu) ± 3.027 %

ค่าตัวประกอบเสียดทาน (f) ± 2.7 %

ค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ± 4.08 %

3. ชุดการทดลองและวิธีการทดลอง

รูปที่ 1 แสดงอุโมงค์ลมที่ใช้ในการทดลองทำจาก

ตารางที่ 2 แสดงค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในวัด

No.	Parameters	Values	Uncertainty
1	ขนาด - กว้าง - ยาว - สูง		± 1.0 mm ± 1.0 mm ± 1.0 mm
2	ฟลักซ์ความร้อน	42.6 A 1.65 V	± 0.02 A ± 0.008 V
3	- อุณหภูมิเฉพาะจุด - อุณหภูมิห้อง - อุณหภูมิทางเข้าและทางออก	28-38°C 25°C 26.0°C	± 0.2 °C ± 0.1 °C ± 0.1 °C
4	- ค่าความดันกำหนดค่า เรย์โนลด์สแบบเบอร์ - ค่าความดันสำหรับ ค่า สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน	0.06-0.26 mm H ₂ O 1-9 mm H ₂ O	± 0.005 mm H ₂ O ± 0.14 mm H ₂ O

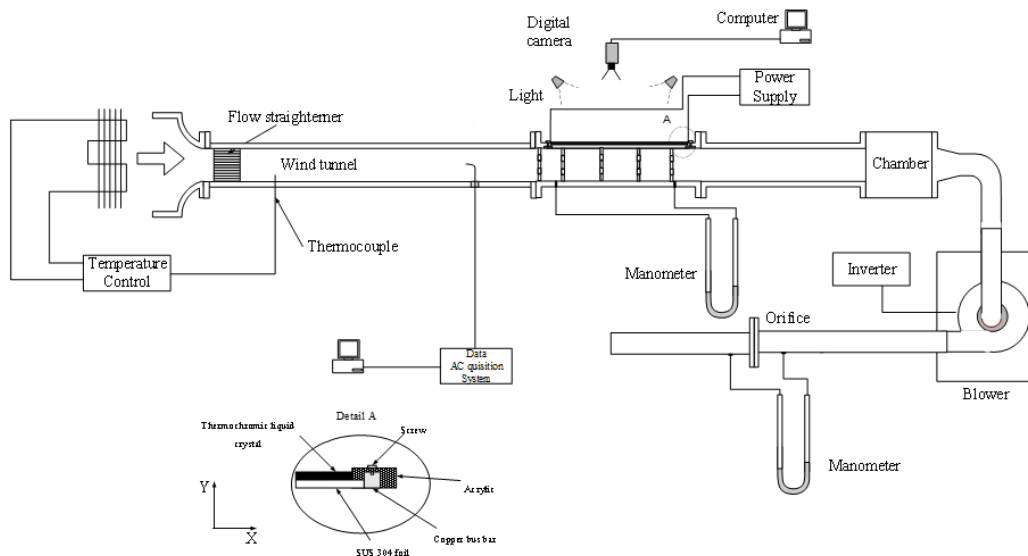
วัสดุอะคริลิกหนา 12 mm มีค่าสภาพการนำความร้อน (Thermal Conductivity:) $k = 0.2 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ โดยมีหน้าตัดของอุโมงค์ลมเป็นแบบสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดความยาว 1600 mm ความกว้าง 300 mm สูง 32 mm สำหรับปากทางเข้าอุโมงค์ลมก่อนเข้าสู่ Test section จะออกแบบให้มีชุดห้องฮีตเตอร์ควบคุมอุณหภูมิและ Flow straighteners ที่ทางเข้าของอุโมงค์ลม ส่วน Test section จะออกแบบมีขนาดความยาว 500 mm โดยให้ผนังอุโมงค์ลมสามารถติดตั้งแผ่นครีบบรรเทาและแผ่นครีบโค้งงอ และในส่วนท้ายของชุดทดสอบ มีขนาดความยาว 460 mm ต่อกับถังพักอากาศ (Chamber) ไปยังทางออกของโบลเวอร์ สำหรับการควบคุมอัตราการไหลภายในอุโมงค์ลมได้ใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ขับใบพัดของโบลเวอร์

การทดลองได้ใช้ท่อ Pitot tube วัดความเร็วสูงสุดของอากาศที่มีอุณหภูมิคงที่ ในช่องการไหลที่ไม่มีการติดตั้งแผ่นครีบ และใช้แผ่นออริฟิสเพื่อกำหนดให้ค่าเรย์โนลด์สแบบเบอร์อยู่ในช่วง $Re_H = 10,000-24,000$ โดยที่ v_m คือความเร็วอากาศตำแหน่งกึ่งกลางในช่องการไหลสูงสุด และ D_H คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของอุโมงค์ลม อุปกรณ์สำหรับวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวประกอบไปด้วยพื้นผิวทำมาจากพลาสติกที่มีความหนา 12 mm บริเวณกึ่งกลางได้ทำหน้าต่างมีขนาดความกว้างยาว 19×27 cm และแผ่นนิเกิลบางที่มีความหนา 0.025 mm ยึดด้วยแท่งทองแดงทั้งสองข้าง สำหรับใช้เป็นพื้นผิวให้ความร้อนผ่านแท่งทองแดงสำหรับยึดแผ่นนิเกิลบางโดยพิจารณาค่าตัว

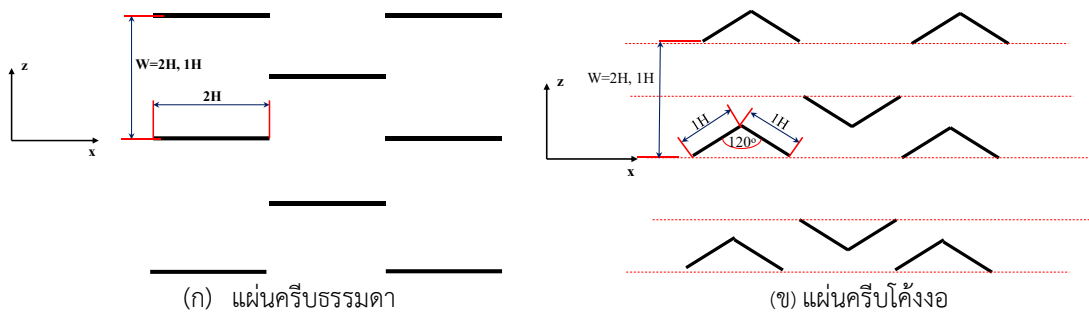
ประกอบถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้านหลังสำหรับการกระจายอุณหภูมิบนพื้นผิววัดโดยใช้แผ่น TLC ติดบนแผ่นนิเกิลบางด้านตรงข้ามกับที่ติดแผ่น ซึ่งแผ่น TLC ที่ใช้จะแสดงการเปลี่ยนแปลงสีจากสีแดง สีสเหลือง สีเขียว สีนํ้าเงิน เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ในช่วง $31^\circ\text{C}-39^\circ\text{C}$ ซึ่งก่อนใช้แผ่น TLC จะทำการสอบเทียบอุณหภูมิกับสีที่ปรากฏก่อนใช้วัดอุณหภูมิ ในการสอบเทียบอุณหภูมิจะใช้กล้องดิจิทัลอบันทึกภาพสีของแผ่น TLC ที่อุณหภูมิต่างๆ และใช้วิธีการประมวลผลโดยใช้คอมพิวเตอร์ (Image Processing) เพื่อเปลี่ยนข้อมูลสีที่ปรากฏเป็นข้อมูลส่วนประกอบของสี Hue และเทียบกับข้อมูลอุณหภูมิ

การทดลองตามเงื่อนไขอากาศที่มีอุณหภูมิคงที่ ($T_{in} = 26 \pm 0.1^\circ\text{C}$) ไหลผ่านแผ่นครีบในช่องการไหล พร้อมทั้งจ่ายกระแสไฟฟ้าผ่านแท่งทองแดงสำหรับยึดแผ่นนิเกิลเพื่อให้กระแสไฟฟ้าไหลผ่านแผ่นนิเกิลอย่างสม่ำเสมอ ทำให้เกิดฟลักซ์ความร้อนคงที่ทั่วทั้งแผ่น ใช้กล้องดิจิทัลอบบันทึกภาพสีของแผ่น TLC พิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้านหลังของแผ่นครีบ โดย q, m, ρ, μ, ν ของบรรยากาศห้องคงที่ ($T_{room} = 25 \pm 0.1^\circ\text{C}$) คำนวณอัตราการเกิดความร้อนในแผ่นนิเกิลโดยคิดค่าการสูญเสียฟลักซ์การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีและการพาความร้อนแบบธรรมชาติบนผนังด้านหลัง และคำนวณค่าสเกลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวเฉพาะจุดด้วยสมการที่ (6) ส่วนค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของแผ่นครีบในช่องการไหลได้ทำการเจาะรูบริเวณผนังด้านข้างในตำแหน่งด้านหน้าและด้านหลังของแผ่นกั้นช่องการไหลต่อกับบานอมิเตอร์ อ่านค่าความสูงและคำนวณหาค่าตัวประกอบเสียดทานในแต่ละรูปแบบได้โดยใช้สมการที่ (7) และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสมการที่ (8) โดยการติดตั้งแผ่นครีบบนรูปแบบที่ใช้ในการทดลองแสดงดังรูปที่ 1

สำหรับโมเดลและระบบพิกัดที่ใช้ในการทดลองและแสดงผล กำหนดให้แกน X อยู่ในแนวการไหลภายในช่องอุโมงค์ลม แกน Y อยู่ในแนวตั้งฉากกับพื้นผิวที่ติดแผ่น และ แกน Z อยู่ในแนวที่ตั้งฉากกับแกน X และ แกน Y โดยกำหนดให้จุดกำเนิดของระบบพิกัดอยู่ที่ตำแหน่งด้านหลังของแผ่นครีบบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 2 ให้อากาศไหลผ่านแผ่นครีบบรรเทาและแผ่นครีบโค้งงอ



รูปที่ 1 แสดงแผนภาพของชุดทดลองสำหรับแผ่นครีบบรรเทาและแผ่นครีบอกังงอ



(ก) แผ่นครีบบรรเทา

(ข) แผ่นครีบอกังงอ

รูปที่ 2 โมเดลขนาด การจัดวางของแผ่นครีบบรรเทาและแผ่นครีบอกังงอ

โดยป้อนกระแสไฟฟ้าที่เงื่อนไขหลักความร้อนคงที่ ติดตั้งแผ่นครีความยาวรวมเท่ากับ $2H$ และมีความหนา 2 mm มีระยะห่างในแนวตรงระหว่างจุดต้นน้ำ (Upstream) และปลายน้ำ (Downstream) ของครีเท่ากับ $W=64 (2H)$, และ $32(1H)\text{ mm}$ ตามลำดับ ในการทดลองอยู่ในช่วง $Re_H = 10,000-24,000$ (ใช้เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของอุโมงค์ลมในการคำนวณ) เปรียบเทียบคุณลักษณะค่านัสเซลล์ต์นัมเบอร์บนพื้นผิวเฉพาะจุด ค่าตัวประกอบเสียดทานและค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

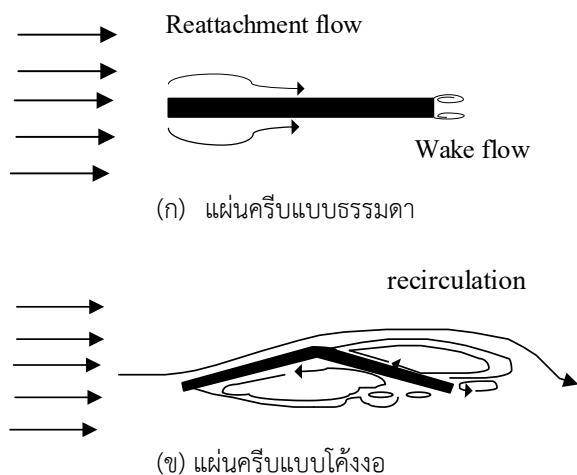
4. ผลการศึกษาและอภิปรายผล

4.1 การกระจายของนัสเซลล์ต์นัมเบอร์บนพื้นผิว

รูปที่ 3 แสดงผลรูปแบบการไหลและรูปที่ 4 แสดงค่ากระจายค่านัสเซลล์ต์นัมเบอร์ของแผ่นครีบบรรเทา และ

แผ่นครีบอกังงอ พิจารณาการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบบรรเทา แสดงความสัมพันธ์ของการไหลรูปที่ 3(ก) และสังเกตค่านัสเซลล์ต์นัมเบอร์ในรูปที่ 4(ก)- (ก) พบว่าบริเวณค่านัสเซลล์ต์นัมเบอร์สูง 2 บริเวณ คือ บริเวณจุดต้นน้ำและบริเวณปลายน้ำของแผ่นครีบบรรเทา จากรูปที่ 3(ก) แสดงผลการไหลอ้างอิงจากงานวิจัยของ Chingulpitak และคณะ [13] ได้จำลองผลอธิบายการไหลเกิดการตกกระทบบนแผ่นครีบบรรเทา ส่วนบริเวณจุดต้นน้ำของแผ่นครีบบเกิดการไหลแยกและตกกระทบบนแผ่นครีบบด้านข้าง อีกทั้งเกิดการผสมกันของกระแสการไหลต้นน้ำ (flow upstream) ส่วนบริเวณด้านหลังปลายน้ำของครีบบ Joshi และ Webb [14] ได้ทดลองแสดงแนวแบบราบเรียบ (laminar wakes) บริเวณปลายน้ำของครีบบรรเทา ดังนั้นผลการทดลองค่านัสเซลล์ต์นัมเบอร์สูงมีความสอดคล้องกัน

รูปที่ 3(ข) แสดงคุณลักษณะการไหลผ่านแผ่นครีบบนแบบโค้งงอ จากงานวิจัยของ T'Joel และ [12] ได้ทำการศึกษาการไหลโดยการฉีดสี (Dye color) ในอุโมงค์น้ำ แสดงการไหลถูกรบกวนบริเวณต้นน้ำทำให้เกิดการไหลแยกทำให้ความหนาของชั้นขอบเขตความเร็วนลดลง การไหลได้แบ่งเป็น 2 ส่วน ส่วนแรกบริเวณด้านในส่วนโค้งงอเกิดการไหลวนหลุด (recirculation flow) และการไหลหลุด (vortex shedding) ผสมกันบริเวณปลายน้ำ และส่วนที่สองเป็นการไหลด้านนอกส่วนโค้งงอเกิดการไหลหลุด (vortex shedding) จากงานวิจัยของ DeJong และ Jacobi [11] ได้แสดงผล และจากรูปที่ 5(ก)-(ข) ได้แสดงผลค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์สูงที่เกิดจากการร่วมกันของการไหลที่สอดคล้องกัน

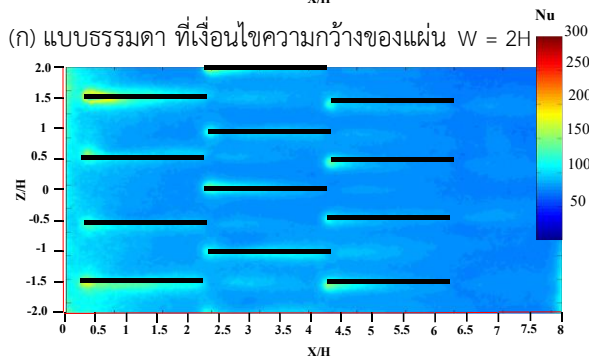
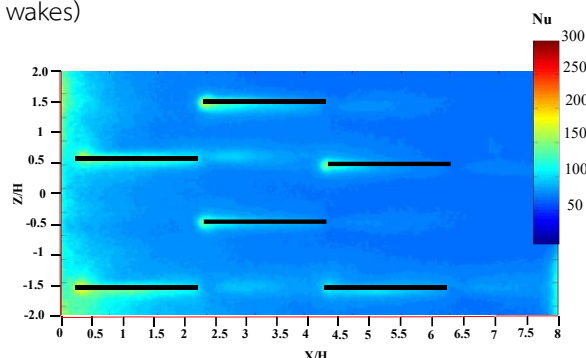


รูปที่ 3 แสดงลักษณะการไหลผ่านแผ่นครีบบน

รูปที่ 4 และ 5 แสดงค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์บนพื้นผิวของการติดตั้งแผ่นครีบบนแบบธรรมดาและแผ่นครีบบนแบบโค้งงอที่มีวางแบบสลับกัน เงื่อนไขระยะห่างของแผ่นครีบบนพิจารณาเส้นตรงจากจุดต้นน้ำและปลายน้ำของครีบบน มีค่าเท่ากับ $W=64$ และ 32 mm เมื่อป้อนกระแสไฟฟ้าผ่านแท่งทองแดงไหลสู่แผ่นนิเกิลบางอย่างสม่ำเสมอ ทำให้เกิดฟลักซ์ความร้อนคงที่ทั่วทั้งแผ่น ตามทดลองตามเงื่อนไขของอากาศอุณหภูมิคงที่ไหลผ่านครีบบน ใช้กล้องดิจิทัลบันทึกภาพสีพื้นผิวด้านหลังติด TLC ใช้วิธีการประมวลผลภาพโดยใช้คอมพิวเตอร์ (Image Processing) แสดงค่ากระจายของตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์บนพื้นผิวในช่วง $-2.0 \leq Z/H \leq 2.0$ และค่าตามแนวแกนในช่วง $0 \leq X/D \leq 8.0$ ที่ค่าเรย์โนลด์สเบอร์เท่ากับ

22,000

พิจารณาค่าการกระจายของค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์ของแผ่นครีบบนธรรมดาจากรูปที่ 4(ก)-(ข) เงื่อนไขระยะห่างของแผ่นครีบบนพิจารณาเส้นตรงจากจุดต้นน้ำและปลายน้ำของครีบบน มีค่าเท่ากับ $W = 64$ และ 32 mm พบว่ามีลักษณะโทนีสีใกล้เคียงกัน โดยค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์สูงเกิดขึ้น 2 บริเวณ คือ บริเวณจุดต้นน้ำและบริเวณปลายน้ำของของแผ่นครีบบนธรรมดา จากรูปที่ 3(ก) เกิดการไหลแยกและตกกระเทยบนแผ่นครีบบนด้านข้าง อีกทั้งเกิดการผสมกันของกระแสการไหลต้นน้ำ (flow upstream) ส่วนบริเวณด้านหลังปลายน้ำของครีบบน เกิดเวกแบบราบเรียบ (laminar wakes)

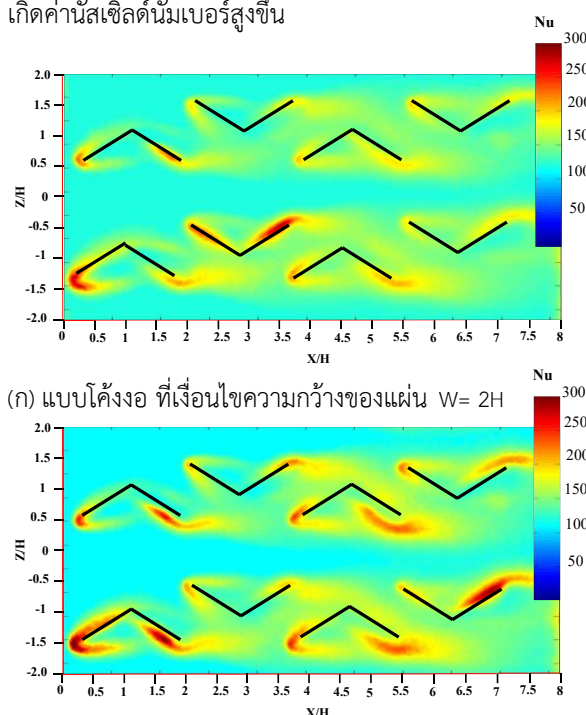


(ข) แบบธรรมดา ที่เงื่อนไขความกว้างของแผ่น $W = 1H$

รูปที่ 4 แสดงค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์บนพื้นผิวของแผ่นครีบบนแบบธรรมดา ที่เงื่อนไขค่าเรย์โนลด์สเบอร์ $Re_H=22,000$

พิจารณาค่าการกระจายของค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์ของแผ่นครีบบนโค้งงอ แสดงรูปที่ 5(ก)-(ข) เงื่อนไขระยะห่างของแผ่นครีบบนพิจารณาเส้นตรงจากจุดต้นน้ำและปลายน้ำของครีบบน มีค่าเท่ากับ $W = 64$ และ 32 mm พบว่ามีลักษณะโทนีสีค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์สูงขึ้นอย่างเด่นชัด โดยค่าตัวเลขเฉลี่ยบนเบอร์สูงเกิดขึ้น 2 บริเวณ คือ การไหลถูกรบกวนบริเวณต้น

น้ำของครีบบทำให้เกิดการไหลแยกส่งผลให้บริเวณด้านนอกโค้งงอมีความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนลดลงและการไหลหลุด (vortex shedding) ส่วนบริเวณจุดกึ่งของครีบบเกิดค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์สูงขึ้น ส่วนด้านในส่วนของโค้งงอมีค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์สูงบริเวณส่วนปลายน้ำเกิดขาเงื่อนไหลการไหลหลุด (vortex shedding) จากบริเวณส่วนต้นน้ำร่วมกับการไหลหมุนวน (recirculation flow) ส่งผลให้เกิดค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์สูงบริเวณส่วนปลายน้ำของครีบบ การลดระยะห่างของแผ่นครีบบโค้งงอส่งผลให้ค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์สูงขึ้นอย่างชัดเจน อันเนื่องมาจากการไหลหลุด (vortex shedding) จากบริเวณปลายน้ำด้านในส่วนของโค้งงอและบริเวณต้นน้ำด้านนอกส่วนโค้งงอเกิดการรบกวนกัน ส่งผลให้เกิดค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์สูงขึ้น



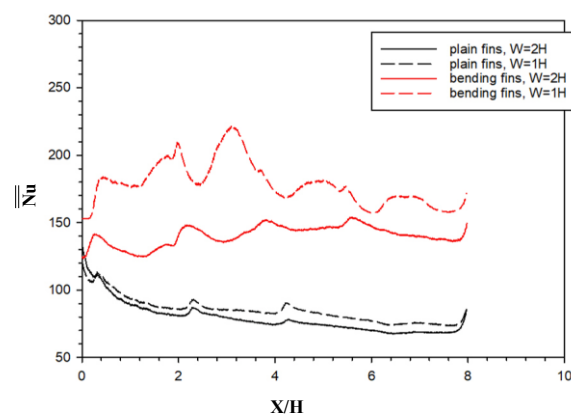
(ข) แบบโค้งงอ ที่เงื่อนไขความกว้างของแผ่น $W = 1H$

รูปที่ 5 แสดงค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์บนพื้นผิวของของแผ่นครีบบแบบโค้งงอ ที่เงื่อนไขค่าเรย์โนลด์สต้นน้ำเบอร์ $Re_H = 22,000$

4.2 ค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ย

รูปที่ 6 แสดงค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยในแนวแกน Z ของแผ่นครีบบแบบธรรมดาและโค้งงอ โดยคำนวณจากการเฉลี่ยอุณหภูมิในช่วง $-2 \leq Z/H \leq 2$ แสดงค่าตามแนวแกนอยู่ในช่วง $0 \leq X/D \leq 8$ ที่ค่าเรย์โนลด์สต้นน้ำเบอร์เท่ากับ 22,000

โดยพิจารณาผลค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยเพิ่มขึ้น โดยมีเงื่อนไขการลดระยะห่างของแผ่นครีบบ $W = 64$ และ 32 mm พิจารณาเงื่อนไขผลต่างค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยแผ่นครีบบแบบธรรมดาและโค้งงอ พบว่าค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยของแผ่นครีบบแบบโค้งงอสูงกว่าอย่างเด่นชัด เมื่อพิจารณาเงื่อนไขการลดระยะห่างของแผ่นครีบบ $W = 64$ และ 32 mm พบว่าค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยของแผ่นครีบบธรรมดามีลักษณะค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยเหมือนกันและแนวโน้มเพิ่มขึ้นไม่มากนักเมื่อเปรียบเทียบกับค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยของแผ่นครีบบโค้งงอเพิ่มขึ้นสูงอย่างชัดเจน อีกทั้งลักษณะค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นมีความแตกต่างเนื่องจากอิทธิพลของการไหลหมุนวนและการไหลหลุด (vortex shedding) ที่ส่งผลต่อแผ่นครีบบโค้งงอตัวถัดไป

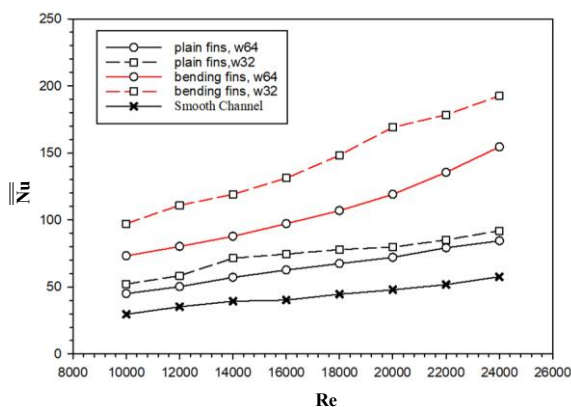


รูปที่ 6 แสดงค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยในแนวแกน Z ของแผ่นครีบบแบบธรรมดาและโค้งงอที่แตกต่างกัน อยู่ในช่วง $-2 \leq Z/H \leq 2$, $Re_H = 22,000$

รูปที่ 7 แสดงค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยต่อพื้นที่ของแผ่นครีบบแบบธรรมดาและโค้งงอ โดยคำนวณจากการอุณหภูมิในช่วง $-2 \leq Z/H \leq 2$ แสดงค่าตามแนวแกนอยู่ในช่วง $0 \leq X/D \leq 8$ ที่ค่าเรย์โนลด์สต้นน้ำเบอร์อยู่ในช่วง $Re = 10,000 - 24,000$ โดยพิจารณาเงื่อนไขผลของการลดระยะห่างของแผ่นครีบบ $W = 64$ และ 32 mm

พิจารณาเงื่อนไขการเพิ่มขึ้นค่าเรย์โนลด์สต้นน้ำเบอร์ในช่วง $Re_H = 10,000 - 24,000$ พบว่า ค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยต่อพื้นที่ของแผ่นครีบบแบบธรรมดาและโค้งงอมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นทุกกรณี โดยค่านัสเซลล์ต้นน้ำเบอร์เฉลี่ยของแผ่นครีบบแบบโค้งงอ ที่ระยะห่างของแผ่นครีบบ $W = 32$ mm

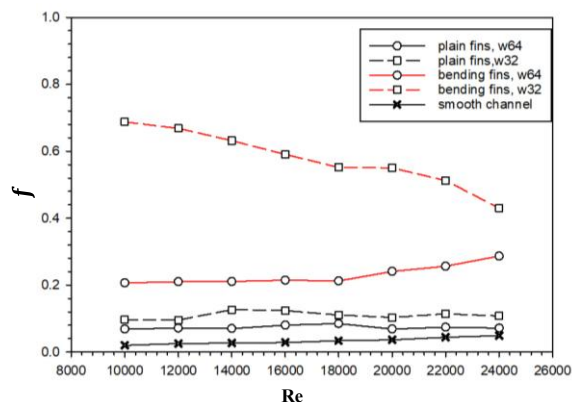
สูงกว่าทุกค่าเรย์โนลด์สล้มเบอร์อย่างเด่นชัด เมื่อเงื่อนไขการเพิ่มระยะห่างของแผ่นครีบ $W=64$ mm พบว่าค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยมีค่าลดลงอย่างมาก แต่เมื่อเปรียบเทียบกับของแผ่นครีบธรรมดา ค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยครีบแบบโค้งงอสูงกว่าทั้งกรณี ระยะห่างของแผ่นครีบ $W=64$ และ 32 mm ซึ่งค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยต่อพื้นที่ของแผ่นครีบแบบธรรมดาเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ดังนั้นการลดระยะห่างของแผ่นครีบแบบธรรมดา $W=64$ และ 32 mm ค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยต่อพื้นที่เพิ่มขึ้นเล็กน้อยเทียบกับค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยครีบแบบโค้งงอ



รูปที่ 7 แสดงค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยในแนวแกน Z ของแผ่นครีบแบบธรรมดาและโค้งงอที่แตกต่างกัน ($Re_H = 10,000-24,000$)

4.3 ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของแผ่นครีบในช่องการไหล

ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานระหว่างแผ่นครีบแบบธรรมดาและโค้งงอในช่องการไหล ในช่วงการไหลมีค่าเรย์โนลด์สล้มเบอร์ในช่วง $Re_H = 10,000-24,000$ โดยการวัดผลต่างของความดันของแท่งความดัน แทนค่าในสมการที่ 8 คำนวณค่าตัวประกอบเสียดทาน แสดงดังรูปที่ 8 พบว่าค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของแผ่นครีบแบบโค้งงอมีความซับซ้อน โดยค่าที่ระยะห่างของแผ่นครีบ $W = 64$ mm มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และค่าที่ระยะห่างของแผ่นครีบ $W = 32$ mm ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานลดลงตามค่าการไหลค่าเรย์โนลด์สล้มเบอร์ อันเนื่องมาจากการไหลหลุด (vortex shedding) ที่เกิดแผ่นครีบโค้งงอต้านต้นน้ำส่งผลต่อแผ่นครีบโค้งงอต้านปลายน้ำ จากรูปที่ 6 ขอบ่งชี้ให้เห็นชัดเจนนั้น



รูปที่ 8 ค่าสัดส่วนสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันของของแผ่นกั้นช่องการไหลที่มีการติดตั้งพื้นที่แตกต่างกัน ($Re_H = 22,000$)

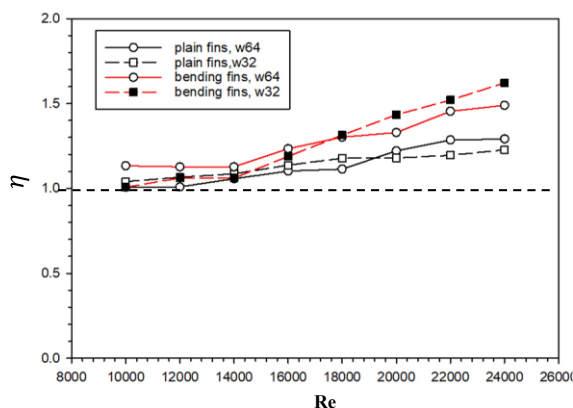
ค่าสเกลต์นัมเบอร์เฉลี่ยของแผ่นครีบแบบโค้งงอจะมีค่าสูงสุดในช่วงกลาง ส่วนแผ่นครีบแบบธรรมดาในเงื่อนไขค่าที่ระยะห่างของแผ่นครีบ $W = 64$, และ 32 mm ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานเพิ่มขึ้นเล็กน้อย

4.4 ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นครีบในช่องการไหล

รูปที่ 9 ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นครีบแบบธรรมดาและโค้งงอ จัดวางแบบสลับกัน ที่ค่าที่ระยะห่างของแผ่นครีบ $W=64$ และ 32 mm แสดงค่าสเกลต์นัมเบอร์บนพื้นเฉลี่ยผิวในช่วง $-2 \leq Z/H \leq 2$ และ ในช่วง $0 \leq X/D \leq 8$ ที่ค่าเรย์โนลด์สล้มเบอร์อยู่ในช่วง $Re_H = 10,000-24,000$ คำนวณหาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน โดยใช้สมการที่ 9 ผลแผ่นครีบแบบธรรมดาและแบบโค้งงอที่ค่าที่ระยะห่างของแผ่นครีบ $W=64$, และ 32 mm แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าสูงมากกว่า 1 ทุกกรณี

5. สรุปผลการทดลอง

ผลศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของแผ่นครีบแบบธรรมดาและโค้งงอ มีขนาดความยาวรวมเท่ากับ $2H$ และมีความหนา 2 mm โดยที่ H คือ ความสูงของครีบซึ่งเท่ากับ ความสูงของช่องการไหล (32 mm) แผ่นครีบติดตั้งโดยมีระยะห่างในแนวตรงระหว่างจุดต้นน้ำและปลายน้ำของครีบเท่ากับ $W=64$ และ 32 mm ตามลำดับ ได้วัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ใช้แผ่นเทอร์มิสทริก



รูปที่ 9 ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นครีบบั
ธรรมดาและโค้งงอที่แตกต่างกัน ($Re_H = 10,000-24,000$)

คริสตัลและความดันตกคร่อมโดยใช้แท็บความดัน ในช่วง
การไหลมีค่าเรย์โนลด์สต่ำเบอร์ในช่วง $Re_H = 10,000-24,000$ จากผลการศึกษานี้สามารถสรุปได้ดังนี้

1. จากผลการทดลองของแผ่นครีบบัโค้งงอลักษณะ
ค่านัสเซลต์ต่ำเบอร์เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาเงื่อนไขการ
ลดระยะห่างของแผ่นครีบบั $W = 32$ mm ค่านัสเซลต์ต่ำเบอร์
เฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากอิทธิพลของการไหลหมุนวนและการ
ไหลหลุด (vortex shedding) ที่ส่งผลต่อแผ่นครีบบัโค้งงอตัว
ถัดไป

2. ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของแผ่นครีบบัในช่วง
การไหลมีค่าเรย์โนลด์สต่ำเบอร์ในช่วง $Re_H = 10,000-24,000$ มีค่าสูงหว่าเทียบกับแผ่นครีบบัธรรมดา โดย
ภายใต้เงื่อนไขขั้วติดตั้งครีบบัที่มีระยะห่างของครีบบัเท่ากับ
 $W = 64$ mm การเพิ่มค่านัสเซลต์ต่ำเบอร์ส่งผลค่าตัว
ประกอบแรงเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น กลับตรงกันข้ามกัน
ที่ระยะห่างของครีบบัเท่ากับ $W = 32$ mm มีแนวโน้มลดลง

3. จากการศึกษพบว่า การกระจายค่านัสเซลต์ต่ำเบอร์บน
พื้นผิวของแผ่นครีบบัโค้งงอ ที่เงื่อนไขระยะห่างของครีบบั
เท่ากับ $W = 64$, และ $32(1H)$ ตามลำดับ มีค่านัสเซลต์ต่ำเบอร์บน
พื้นผิวสูง ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นครีบบั
มากกว่า 1 เท่า

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและเมคา
ทรอนิกส์ คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยสงขล
าครินทร์ และคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนราธิวาส

ราชนครินทร์อนุเคราะห์สถานที่และสนับสนุนอุปกรณ์ใน
การทำวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- [1] Z. H. Ayub, "Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators," *Heat Transfer Engineering*, vol. 24, no. 5, 3–16, 2003, doi.org/10.1080/01457630304056
- [2] S. S. Mehendale, A. M. Jacobi, and R. K. Shah, "Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design," *Applied Mechanics Reviews*, vol. 53, no. 7, 175–193, 2000, doi.org/10.1115/1.3097347
- [3] S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, and M. R. King, *Heat transfer and fluid flow in mini-channels and microchannels*, 2nd ed., Elsevier, 2014.
- [4] B. X. Wang and X. F. Peng, "Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 1, 73–82, 1994, doi.org/10.1016/0017-9310(94)90011-6
- [5] X. F. Peng and G. P. Peterson, "The effect of thermos fluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38, no. 4, 755–758, 1995, doi.org/10.1016/0017-9310(95)93010-F
- [6] X. F. Peng and G. P. Peterson, "Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 12, 2599–2608, 1996, doi.org/10.1016/0017-9310(95)00327-4



- [7] A. R. Wieting, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers," *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 97, no. 3, 488–490, 1975, doi.org/10.1115/1.3450412
- [8] S. Mochizuki, Y. Yagi, and W. J. Yang, "Transport phenomena in stacks of interrupted parallel-plate surfaces," *Experimental Heat Transfer*, vol. 1, no. 2, 127–140, 1987, doi.org/10.1080/08916158708946336
- [9] R. M. Manglik and A. E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 10, no. 2, 171–180, 1995, doi.org/10.1016/0894-1777(94)00096-Q
- [10] R. Song, M. Cui, and J. Liu, "A correlation for heat transfer and flow friction characteristics of the offset strip fin heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 115, 695–705, 2017, doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.054
- [11] N. C. DeJong and A. M. Jacobi, "Local flow and heat transfer behavior in convex-louver fin arrays," *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 121, no. 1, 136–147, 1999, doi.org/10.1115/1.2825926
- [12] C. J'oen, A. M. Jacobi, and M. De Paepe, "Flow visualisation in inclined louvered fins," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33, no. 4, 664–674, 2009, doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.01.003
- [13] S. Chingulpitak, H. S. Ahn, L. G. Asirvatham, and S. Wongwises, "Fluid flow and heat transfer characteristics of heat sinks with laterally perforated plate fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 138, 293–303, 2019, doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.027
- [14] H. M. Joshi and R. L. Webb, "Heat transfer and friction in the offset strip fin heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 1, 69–84, 1987, doi.org/10.1016/0017-9310(87)90061-5