การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 ME WILL NETT28 15-17 ตุลาคม 2557 จังหวัดขอนแก่น

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่อ ด้วยการประยุกต์ตัวสร้างการไหลหมุนวน Thermal Performance Enhancement in Fin and Tube Heat Exchanger with Modified Vortex Generators (MVG)

อำนาจ บุญลอย¹, <u>ราชันย์ พูลเพิ่ม²,</u> วิฑาดา เจษฎารัตนชัย²*, และ พงษ์เจต พรหมวงศ์²

¹ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ 1518 ถนนประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพมหานคร 10800 ²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง 1 ซอยฉลองกรุง 1 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520 *ติดต่อ: kjwithad@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

CST-57

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอการศึกษาเชิงคณิตศาสตร์ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ชนิดครีบและท่อ ที่มีการ ประยุกต์ดัวสร้างการไหลหมุนวน (MVG) ทำการศึกษาในช่วยค่าเลขเรโนลด์ Re = 500 – 2000 ของอิทธิพลดัว แปรต่าง ๆ สำหรับพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน, ลักษณะการไหลและค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ผลที่นำไป เปรียบเทียบกับกรณีศึกษาพื้นฐานและได้นำเสนอในรูปของเลขนัสเซิลท์, ดัวประกอบเสียดทานและสัมประสิทธิ์การ เพิ่มการถ่ายเทความร้อน จากผลการศึกษาเชิงคณิตศาสตร์พบว่า การใช้ MVG ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับกรณีศึกษาพื้นฐาน โดยทั่วไปยังพบว่าค่าการถ่ายเท ความร้อนที่เพิ่มขึ้นเนื่องมาจากค่าเลขเรย์โนลด์และค่าความสูงของ MVG ที่มีค่าเพิ่มมากขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม การ ใช้ MVG ไม่เพียงแต่เพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนแต่ยังเป็นการเพิ่มค่าความดันตกคร่อมอีกด้วย คำหลัก: ครีบและท่อ; เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน; การประยุกต์ตัวสร้างการไหลหมุนวน; การถ่ายเทความร้อน ; ความดันตกคร่อม

Abstract

This work presents a mathematical analysis in fin and tube heat exchanger with modified vortex generators (MVG). The influences of MVG parameters on heat transfer characteristics, flow configurations and the thermal performance are investigated for Reynolds number, Re = 500 – 2000. The results are displayed in forms of Nusselt number, friction factor and thermal enhancement factor, TEF, and compared with the based case. As numerical results, it is found that the uses of the MVG provide higher heat transfer rate and the thermal performance than the based case. In general, the rising Reynolds number and the MVG height perform increasing heat transfer rate. However, the uses of MVG not only increases in heat transfer rate, but also increases in very enlarge pressure loss.

Keywords: Fin and tube; Heat exchanger; Modified vertex generators; Heat transfer; Friction loss

1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่อ ได้ ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในงานรูปแบบต่าง ๆ เช่น การถ่ายเทความร้อน การทำความเย็น อุตสาหกรรม เคมี และอุตสาหกรรมยานยนต์ เป็นต้น เห็นได้ชัดว่า มีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องมีการพัฒนาประสิทธิภาพ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่ออยู่ ตลอดเวลา การติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนให้กับ ของไหลที่ผ่านผิวของครีบ นับเป็นที่นิยมในปัจจุบัน ไม่ว่าจะเป็นการติดตั้งแผ่น rib การติดตั้ง wing ใน รูปทรงต่าง ๆ การติดตั้ง winglet การป[ั]มรอยบุ๋ม (Dimple) เป็นตัน ซึ่งมีหลากหลายรูปแบบดังที่ปรากฏ ในงานวิจัยที่ผ่านมา

จากการวิจัยที่ผ่านมาพบว่า ตัวสร้างการไหล หมุนวนที่นิยมใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด ครีบและท่อ ที่มีลักษณะแบบ winglet นับเป็นที่นิยม อย่างแพร่หลาย ซึ่ง Gentry และ Jacobi [1] ได้แสดง ให้เห็นว่า การติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบ winglet ให้ผลลัพธ์ที่เหมาะสมที่สุดเมื่อเทียบกับตัว สร้างการไหลหมุนวนรูปแบบอื่น ๆ สอดคล้องกับ งานวิจัยของ Wang และคณะ [2] ที่แสดงให้เห็น เช่นกันว่าตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบ winglet ให้ ประสิทธิภาพการระบายความร้อนโดยรวมที่ดี

ในปี 2009 Tian และคณะ [3] ได้ทดลองเกี่ยวกับ รูปแบบการจัดวางของกลุ่มท่อที่มีผลต่อการไหลและ ประสิทธิภาพการระบายความร้อนของของไหลที่ผ่าน ผิวของครีบ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบ และท่อ โดยทดลองจัดวางกลุ่มท่อเป็นแบบ in-line และ staggered พบว่า การจัดวางกลุ่มท่อในรูปแบบ staggered ให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อน โดยรวมที่ดีกว่า in-line โดยถึงแม้ว่าจะให้ค่าความดัน ตกคร่อมที่สูงกว่า แต่การจัดวางในรูปแบบ staggered ได้ให้การระบายความร้อนที่ดีกว่าเมื่อเทียบอัตราส่วน ของเลขนัสเซิลท์ต่อความดันตกคร่อมที่ได้ เนื่องจาก การจัดวางกลุ่มท่อแบบ staggered ได้ช่วยลดพื้นที่อับ การไหลด้านหลังท่อ ที่มีผลทำให้การระบายความร้อน ไม่ดีให้ลดน้อยลงไป ซึ่งสอดคล้องกับการทดลองของ Zhang และคณะ [4] ที่ได้ผลการทดลองและเสนอแนะ ถึงการนำการจัดวางกลุ่มท่อแบบ staggered ไปใช้ใน งานต่าง ๆ และยังยืนยันความน่าเชื่อถือยิ่งขึ้นจากการ เปรียบเทียบค่าสมรรถนะการระบายความร้อนต่อ ความดันตกคร่อมของ Chen และคณะ [5, 6] จากการ จัดวางกลุ่มท่อแบบ in-line และ staggered พบว่าค่า ประสิทธิภาพการระบายความร้อนรวมของกลุ่มท่อ แบบ staggered มีค่าที่ดีกว่า

ในปี 2009 Chu และคณะ [7] ได้ทดลอง เปรียบเทียบประสิทธิภาพการระบายความร้อน โดยรวมของท่อรูปวงกลมเปรียบเทียบกับท่อวงรี พบว่าท่อรูปวงรีมีประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ ดีกว่าท่อรูปวงกลม สอดคล้องกับแนวคิดของ Tiwari และคณะ [8] ที่เสนอว่าท่อรูปวงรีมีประสิทธิภาพการ ระบายความร้อนที่ดีกว่าท่อรูปวงรีมีประสิทธิภาพการ ระบายความร้อนที่ดีกว่าท่อรูปวงกลม เนื่องจากมีค่า สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจากการไหลน้อยกว่าและมี พื้นที่อับการไหลด้านหลังท่ออยู่น้อย ทำให้ของไหล เย็นสามารถไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่าง ง่าย และ Han และคณะ [9] ก็ได้พิสูจน์ถึงผลลัพธ์ของ ความแตกต่างนี้

จากข้อมูลต่าง ๆที่กล่าวมาดังข้างต้น การศึกษา ครั้งนี้ได้ทำการประยุกต์ตัวสร้างการไหลหมุนวน (MVG) จากการปมั๊เนื้อของแผ่นครีบขึ้นมา โดยมี ลักษณะเป็น Double Delta Winglet (DDW) ซึ่ง คาดหวังว่าจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความ ร้อนได้ดีกว่าครีบผิวเรียบ โดยใช้การคำนวณเชิง ตัวเลขผ่านวิธีการใช้ CFD ที่มีความแม่นยำสูงในการ ปฏิบัติงาน ในระบบพิกัดฉาก 3 มิติ กลุ่มท่อรูปวงรีที่มี การไหลแบบ laminar ในทิศทาง flow-up ซึ่งมีการ ติดตั้ง DDW เป็นมุมกระทบ 30 องศา โดยมีค่าความ สูงของ DDW ต่อระยะห่างของ fin หรือ Blockage Ratio, BR ต่างกันออกไป

CST-57

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 METT28 15-17 ตุลาคม 2557 จังหวัดขอนแก่น

2. แบบจำลองและสมการที่เกี่ยวข้อง

2.1 ลักษณะทางกายภาพของแบบจำลอง

ลักษณะทางกายภาพของแบบจำลองที่ใช้ใน การศึกษาครั้งนี้ มีลักษณะเป็นช่องทางผ่านของอากาศ ที่เกิดจากระยะพิทช์ของครีบจากการป^{ั้}ม winglet ขึ้นมาจากเนื้อของครีบเป็นสองส่วนติดกัน โดยความ ยาวแต่ละส่วนเท่ากับ 4.12 มม. ประกบกันสองฝ[ั]้งเป็น รูปตัว V ที่ทำมุมปะทะ 30 องศา ท่อที่ใช้เป็นท่อรูป ้วงรี่มีด้านกว้าง 3.72 มม. และด้านยาว 10.42 มม. ดัง แสดงในรูปที่ 1 (ก) และ (ข) มีอัตราส่วนความสูงของ winglet ต่อระยะพิทช์ของครีบ (Blockage Ratio, BR) โดยระยะพิทช์ของครีบที่ใช้ใน ในช่วง 0.1-0.5 แบบจำลองนี้มีค่าเท่ากับ 2.06 มม. ดังแสดงในรูปที่ 2 (ข) ซึ่งพิจารณาการใหลเป็นแบบคาบ และ (ก) (Periodic) มีการจัดวางรูปแบบของ winglet เป็นแบบ ชี้ทวนกระแส (Flow-Up)









รูปที่ 2 (ก) และ (ข) แสดงการกำหนดสภาวะขอบเขต ของแบบจำลอง

2.2 สมมติฐาน

การสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหล ของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่อ ที่ติดตั้ง winglet มีสมมติฐานดังต่อไปนี้

การไหลของของไหลการถ่ายเทความร้อนเป็น แบบคงตัว 3 มิติ โดยมีการไหลแบบราบเรียบและเป็น การไหลแบบอัดตัวไม่ได้ กำหนดให้คุณสมบัติของของ ไหลคงที่ ไม่คำนึงถึงแรงของวัตถุ รวมถึงการสูญสลาย เนื่องจากความหนืดและการแผ่รังสีความร้อน อุณหภูมิ ที่ผิวท่อด้านในถูกกำหนดให้มีค่าคงที่ และไม่คำนึงถึง ความหนาของท่อ ความหนาของครีบ รวมทั้งผลจาก การนำความร้อนที่แผ่นครีบอีกด้วย

2.3 สมการที่เกี่ยวข้อง

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลผ่านผิวครีบ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่อ สมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์ -สโตก และสมการพลังงาน สามารถ เขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเชียนได้ดังนี้

CST-57

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial \left(\rho u_{i} u_{j}\right)}{\partial x_{j}} = -\frac{\partial p}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\mu \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} \right) \right]$$
(2)

สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i T \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$$
(3)

เมื่อ Γ คือ การแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{\Pr}$$
(4)

สมการควบคุมซึ่งได้แก่สมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม และสมการพลังงานจะใช้แบบแผน วิธีผลต่างควอดราติค (QUICK) แล้วทำการคำนวณหา ผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง โดยการใช้ แผนผังวิธีแบบ SIMPLE ในการปฏิบัติการ

ในการวิจัยครั้งนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 อย่างนั่นคือ เลขเรย์โนลด์ ตัวประกอบเสียดทาน เลขนัสเซิลท์ และสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งค่าเลข เรย์โนลด์, Re สามารถนิยามได้โดย

$$Re = U_c H / \upsilon \tag{5}$$

สำหรับตัวประกอบเสียดทาน, f สามารถคำนวณ ได้จากความดันตกคร่อม, Δp ตลอดช่วงความยาว ของช่วงความยาว periodic ที่อากาศไหลผ่านตลอด แนวผิวของ fin ดังนี้

$$f = \frac{(\Delta p)(H/L)}{(1/2)\rho U_c^2}$$
(6)

การถ่ายความร้อนสามารถคำนวณหาได้จาก เลขนัสเซิลท์ที่จุดใดๆ สามารถเขียนได้ในรูป

$$Nu_x = \frac{h_x H}{k} \tag{7}$$

โดยเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \tag{8}$$

และสมรรถนะเชิงความร้อน, TEF

$$TEF = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3}$$
(9)

เมื่อ Nu_o และ f_o คือ เลขนัสเซิลท์และตัวประกอบ เสียดทานของครีบผิวเรียบ ตามลำดับ

การตรวจสอบแบบจำลองเชิงตัวเลข การพิสูจน์ความถูกต้องของแผ่นครีบผิวเรียบ

ในการพิสูจน์ความถูกต้องของการสร้าง แบบจำลองที่ใช้ศึกษาครั้งนี้ จะใช้ค่าการถ่ายเทความ ร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่ได้จากการทดลองเซิง ตัวเลขที่ครีบผิวเรียบ นำไปเปรียบเทียบกับผลเชิง ตัวเลขของ Wang และคณะ [10] ซึ่งพบว่ามีค่าที่ ใกล้เคียงกันและเป็นแนวโน้มไปในทางเดียวกัน ดังรูป ที่ 3



รูปที่ 3 (ก) และ (ข) แสดงการเปรียบเทียบค่า Nu ที่ ได้จากการทดลองกับค่า Nu ของ Wang และแสดง การเปรียบเทียบค่า Дp ที่ได้จากการทดลองกับค่า Дp ของ Wang ตามลำดับ

แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้มี ความน่าเชื่อถือ

3.2 โดเมนและกริดที่ใช้ในการคำนวณ

ได้ทำการเปรียบเทียบค่าของเลขนัสเซิลท์ที่ได้ จากการทดลองที่แผ่นครีบผิวเรียบที่จำนวนกริด ต่าง ๆกันคือ 123,492 288,148 และ 411,640 โดย ทดลองหาค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทาน เปรียบเทียบกันที่ Re = 2000 พบว่าผลทดลอง ระหว่างจำนวนกริดที่ 123,492 และ 288,148 ให้ผล ความผิดพลาดระหว่างเลขนัสเซิลท์เท่ากับ 0.1 เปอร์เซ็นต์ และให้ผลความผิดพลาดระหว่างตัว ประกอบเสียดทานเท่ากับ 5.2 เปอร์เซ็นต์ ส่วนผล

CST-57

ทดลองระหว่างจำนวนจำนวนกริดที่ 288,148 และ ให้ผลความผิดพลาดระหว่างเลขนัสเซิลท์ 411.640 เปอร์เซ็นต์ และให้ผลความผิดพลาด เท่ากับ 0.1 ระหว่างตัวประกอบเสียดทานเท่ากับ 0.1 เปอร์เซ็นต์ ้ดังนั้น เมื่อพิจารณาที่ผลความผิดพลาดน้อยสุดคือ ระหว่าง 288,148 และ 411,640 จึงเลือกใช้จำนวนก ริด ที่ 288,148 เพื่อลดภาระในการคำนวณลง และผล ที่ได้เมื่อเปรียบเทียบกับจำนวนกริด ที่ 411,640 ถือว่า มีความผิดพลาดน้อยมาก ส่วนของการลู่เข้าหาคำตอบ จะพิจารณาที่ความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยน น้อยกว่า 10⁻⁵ สำหรับตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหล และที่ 10⁻⁸ สำหรับตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการ แลกเปลี่ยนพลังงาน

3.3 เงื่อนไขขอบ

3.3.1 พิจารณาทางเข้าเป็น velocity-inlet และที่ ทางออกเป็น pressure-outlet

3.3.2 สมมติอุณหภูมิของอากาศเป็น 303 K

3.3.3 ไหลเข้าด้วยอัตราไหลเชิงมวลคงที่ และเป็น แบบ periodic translation ตลอดทั้งแนวการไหล

3.3.4 รูปร่างความเร็วของทางเข้าและทางออก
 เป็นรูปแบบเดียวกัน

3.3.5 คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศมีค่าคงที่
 โดยอ้างอิงอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้า

3.3.6 เงื่อนไขขอบเขตไม่มีการเลื่อนไถลที่ผนัง(no slip conditions) หรือเป็นผนังหยุดอยู่กับที่ มีความเร็วเป็นศูนย์ (stationary walls)

3.3.7 ขอบเขตด้านข้างเป็นแบบ symmetry ทั้ง สองด้าน

3.3.8 กำหนดให้อุณหภูมิด้านในของผิวท่อมี ค่าคงที่ที่ 333 K

3.3.9 กำหนดให้แผ่น DDW ยึดติดเป็นเนื้อ เดียวกับแผ่นครีบ ซึ่งเป็นแผ่นที่บางมากและความร้อน ไม่สามารถไหลผ่านได้

4. ผลการทดลองและวิจารณ์ผล 4.1 พฤติกรรมการไหล

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่อที่ ติดตั้ง DDW โดยการป^{ั้}มเนื้อขึ้นมาจากแผ่นครีบนั้น เมื่ออากาศไหลผ่าน DDW จะเกิดการหมุนวนของ กระแสตามแนวยาวอันเนื่องมาจากการเหนี่ยวนำของ ตัว DDW เป็น 3 รูปแบบด้วยกัน ได้แก่ การไหลหมุน ้วนหลัก (Main vortex) การใหลหมุนวนที่มุม (Corner vortex) และการไหลเหนี่ยวนำ (Induce vortex) ดังรูป ที่ 4 โดยการไหลหมุนวนหลักเกิดจากการที่ของไหล ได้ไหลผ่าน DDW ไปแล้วนั้น ได้เกิดผลต่างของความ ดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลังของผิว DDW ้ก่อให้เกิดการไหลชนิดนี้ขึ้นมา ซึ่งเป็นกระแสการไหล หมุนวนหลักที่เกิดจากการติดตั้ง winglet ในลักษณะนี้ ส่วนการใหลวนที่มุมนั้นเกิดจากของไหลที่ไหลผ่านได้ ไปกระทบกับช่องที่เกิดจากการป^{ั้}้ม fin และผสมกับ กระแสการไหลด้านข้างของ DDW เกิดเป็นการไหล หมุนวนที่มุมขึ้นมา โดยความแข็งแรงของกระแสการ ไหลวนที่มุมจะน้อยกว่าการไหลหมุนวนหลัก ซึ่ง Zhang และคณะ [11] ได้ให้เหตุผลไว้ว่าการติดตั้ง winglet นั้นนิยมที่จะป^{ั้}มตัว winglet ขึ้นมาจากผิว fin มากกว่าการประกอบหรือติดตั้งผิว winglet เพิ่ม เนื่องจากกระหมุนวนที่มุมจะช่วยลดความดันที่เกิด จากตัว winglet ได้ ส่วนการไหลเหนี่ยวนำเกิดขึ้นจาก กระแสการไหลที่สวนทางกับกระแสการไหลหลัก ซึ่ง การไหลในลักษณะนี้นอกจากไม่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังเป็นสาเหตุหนึ่งในการ เพิ่มความดันตกคร่อมขึ้นมาอีกด้วย [11]





4.2 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

จากการไหลของของไหลผ่านแผ่นครีบผิวเรียบ ส่งผลให้การกระจายอุณหภูมิตามระนาบการไหลมี ลักษณะดังรูป 5 (ก) เห็นได้ชัดว่าอากาศที่มีอุณหภูมิ ต่ำจะไหลอยู่บริเวณแนวกลางของระยะทางตามผิว ครีบ และมีพื้นที่อับการไหลอยู่บริเวณหลังท่อเป็น บริเวณกว้างและมีอุณหภูมิใกล้เคียงกับผิวท่อ ส่งผลให้ การระบายความร้อนระหว่างผิวท่อและอากาศบริเวณ นั้นไม่ดี เมื่อทำการติดตั้ง DDW จะช่วยส่งผลให้เกิด ความป^{ั้}นป่วนของการไหลของของไหล ทำให้อากาศ เย็นไหลผ่านเข้าสู่พื้นที่อับการไหลด้านหลังท่อมากขึ้น ทำให้พื้นที่อับการไหลหลังท่อลดลง และช่วยให้การ กระจายอุณหภูมิจากของไหลเย็นเข้าสู่บริเวณด้านหลัง ท่อมากขึ้น ทำให้ผลต่างของอุณหภูมิอากาศที่ผิวท่อ กับบริเวณหลังท่อมากขึ้น ส่งผลให้การระบายความ ร้อนจากผิวท่อมีประสิทธิภาพดีขึ้น สังเกตได้จากคอน ทัวร์ดังรูป 5 (ข)



รูปที่ 5 (ก) และ (ข) คอนทั่วร์การกระจายอุณหภูมิของ ครีบผิวเรียบที่ Re = 2,000 และคอนทัวร์การกระจาย อุณหภูมิของครีบติดตั้ง DDW ที่ Re = 2,000 BR = 0.5 ตามลำดับ

รูปที่ 6 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วน เลขนัสเซิลท์ของ DDW ต่อครีบผิวเรียบกับเลขเรย์ โนลด์ พบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ค่า อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เพิ่มมากขึ้นด้วย สำหรับค่า BR ที่ 0.2 และ Re ที่ 500 ให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ น้อยที่สุด และค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ที่มากที่สุดมี ค่าเท่ากับ 1.3215 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าที่ BR = 0.4 และ Re = 2,000



การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 METT28 15-17 ตุลาคม 2557 จังหวัดขอนแก่น พเผา หลาย เมษายาย

CST-57

4.3 การสูญเสียความดัน

ค่าความสูญเสียความดันหรือค่าความดันตกคร่อม นั้น ได้แสดงให้เห็นในรูปของอัตราส่วนของค่าความ ดันตกคร่อมกรณีที่ติดตั้ง DDW ต่อค่าอัตราส่วนความ ดันตกคร่อมของครีบผิวเรียบ ที่ค่า BR ต่าง ๆ ระหว่าง Re ที่ 500-2,000 ดังรูปที่ 7 แสดงให้เห็นว่าค่า อัตราส่วนของตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อค่า BR เพิ่มมากขึ้น โดยที่ค่า BR = 0.5 ให้ค่า อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมากที่สุดที่ Re = 1,500 โดยมีค่าเท่ากับ 1.0857 เท่า เมื่อเทียบกับท่อ เปล่า



รูปที่ 7 อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อค่า Re ต่างๆ ที่ค่า BR ต่างกัน

สังเกตได้ว่าที่ Re = 1,500 ในทุกๆค่าของ BR จะ ให้อัตราส่วนความดันตกคร่อมที่มากกว่าจุดอื่นๆใน BR นั้นๆ เกิดขึ้นจากการสภาวะการไหลที่ Re = 1,500 เกิดความดันจากแรงต้านเมื่อของไหลปะทะกับ DDW ทำให้เกิดอัตราส่วนความดันตกคร่อมมากที่สุด เมื่อเทียบกับการไหลที่ Re ที่ต่ำกว่า ของไหลจะมีแรง ปะทะกับ DDW น้อยกว่า ทำให้สามารถไหลผ่านไปได้ โดยที่เกิดความดันตกคร่อมไม่มากนัก และเมื่อเทียบ กับการไหลที่ Re ที่สูงกว่า ของไหลจะสามารถผ่าน DDW ไปได้ง่ายกว่าที่ Re = 1,500 เนื่องจากของไหล ไหลมาด้วยความเร็วที่สูงพอจะเอาชนะแรงต้านทาน จาก DDW ได้ ส่งผลให้ค่าอัตราส่วนความดันตกคร่อม น้อยกว่าที่ Re = 1,500

4.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อน กับเลขเรย์โนลด์ของแผ่นครีบที่ติดตั้ง DDW เป็นรูปตัว วีที่มุมปะทะ 30 องศา ที่ค่า BR ใดๆ พบว่าเมื่อค่าเลข เรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้นจะมีแนวโน้มต่อการเพิ่มขึ้นของค่า สมรรถนะเชิงความร้อนในเลขเรย์โนลด์ที่พิจารณาให้ สูงขึ้น (ยกเว้นในกรณี Re = 1,500) โดยค่า BR = 0.1 ให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.3348 ที่ Re = 2,000 ดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 สมรรถนะเชิงความร้อนต่อค่า Re ต่างๆ ที่ค่า BR ต่างกัน

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่ได้ เมื่อทำการวิเคราะห์ถึง พถติกรรมการใหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดครีบและท่อที่ติดตั้ง DDW เป็นรูปตัววี ที่มุมปะทะ 30 องศา Re = 500-2,000 ที่ค่า BR ตั้งแต่ 0.1-0.5 พบว่าเมื่อเพิ่มความสูง ของค่า BR บนแผ่นครีบ จะเกิดการไหลหมุนวนขึ้นซึ่ง ช่วยลดพื้นที่อับการใหลด้านหลังท่อ และช่วยกระจาย ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำไปสู่บริเวณหลังท่อมากขึ้น ซึ่ง เป็นผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ผิวท่อเพิ่มขึ้น โดยมีค่าสูงสุดที่ 1.3215 เท่าเมื่อเทียบกับครีบผิวเรียบ ที่ BR = 0.4 ที่ Re = 2,000 และจากการที่เกิดการ ป^{ั้}นป่วนของกระแสการไหลหมุนวนที่เพิ่มขึ้นมานั้น ้ส่งผลให้ค่าอัตราส่วนประกอบตัวเสียดทานเพิ่มขึ้น โดยที่ค่า BR = 0.5 ให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน สูงสุดที่ Re = 1,500 โดยมีค่าเท่ากับ 1.0857 เท่าเมื่อ เทียบกับครีบผิวเรียบ และเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ ระหว่างค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่ออัตราส่วนตัว ประกอบเสียดทานที่เหมาะสมที่สุดนั้น ที่ BR = 0.1 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดที่ 1.3348 ที่ค่า Re = 2,000 ซึ่งถึงแม้ว่าค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์จะไม่ได้ มากที่สุด แต่มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่ น้อยที่สุด ส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ BR =0.1 และ Re = 2,000 มีค่ามากที่สุด จึงมีความ

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 ME WNETT28 15-17 ตุลาคม 2557 จังหวัดขอนแก่น

CST-57

เหมาะสมที่สุดในการนำไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนชนิดครีบและท่อที่ติดตั้ง DDW

6. เอกสารอ้างอิง

[1] M. C. Gentry, A. M. Jacobi (1997). Heat Transfer Enhancement by Delta-Wing Vortex Generators on a Flat Plate: Vertex Interactions with the Boundary Layer, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 14, 1997, pp. 231 – 242.

[2] Chi-Chuan Wang, Jerry Lo, Yur-Tsai Lin, Chung-Szu Wei (2002). Flow visualization of annular and delta winlet vortex generators in finand-tube heat exchanger application, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, 2002, pp. 3803-3815.

[3] Liting Tian, Yaling He, Yubing Tao, Wenquan Tao (2009). A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and inline arrangements, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, 2009, pp. 1765 – 1776.

[4] L. W. Zhang, S. Balachandar, D. K. Tafti and F. M. Najjar (1997), Heat transfer enhancement mechanist in inline and staggered parallel-plate fin heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40(10), 1997, pp. 2307 – 2325.

[5] Y. Chen, M. Fiebig, N.K. Mitra (2000), Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched longitudinal vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, 2000, 417 – 435.

[6] Y. Chen, M. Fiebig, N.K. Mitra (1998), Heat transfer enhancement of a finned oval tube with

punched longitudinal vortex generators inline, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, 1998, pp. 4151-4166.

[7] P. Chu, Y.L. He, Y.G. Lei, L.T. Tian, R. Li (2009). Three-dimensional numerical study on finand-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, vol 29, 2009, pp. 859 – 876.

[8] S. Tiwari, D. Maurya, G. Biswas, V. Eswaran (2003). Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, 2003, pp. 2841 – 2856.

[9] Hui Han, Ya-Ling He, Yin-Shi Li, Yu Wang, Ming Wu (2013). A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 65, 2013, pp. 686 – 695.

[9] S. Tiwari, D. Maurya, G. Biswas, V. Eswaran (2003). Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, 2003, pp. 2841 – 2856.

[10] Jin Sheng Leu, Min-Sheng Liu, Jaan-Sunn Liaw, Chi-Chuan Wang (2001). A Numerical Investigation of Louvered fin-and-tube Heat Exchangers Having Circular and Oval Tube Configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, 2001, pp. 4235 – 4243.

[11] Y.L. He, H. Han, W.Q. Tao, Y.W. Zhang (2012). Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, 2012, pp. 5449 – 5458.