



การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมที่หมุนด้วยครีบ 90 องศา Flow and Heat Transfer Characteristics in a Rotating Square Channel with 90°Ribs

<u>ณัฐพรแก้วชุทอง</u>¹, กิตตินันท์มลิวรรณ¹, ทาเคชิเคนิชิโร²และ ชยุตนันทดุสิต¹*

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์อ.หาดใหญ่จ.สงขลา 90112 ² Department of Systems Control Engineering, Faculty of Science and Engineering, Tokushima Bunri University Sanuki, Kagawa, Japan 769-2193 *E-mail: chayut@me.psu.ac.th, Tel: 0-7428-7035, Fax: 0-7455-8830

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยเพื่อตรวจสอบการไหลและสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนในช่อง สี่เหลี่ยมที่หมุนด้วยครีบขนาน 90 องศาในการศึกษากำหนดอัตราส่วนระหว่างความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค ของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วนระหว่างครีบ (p/e) และอัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิคของช่อง การไหล (L/D_h) เท่ากับ 0.133, 10 และ 15.33 ตามลำดับสำหรับการทดลองกำหนดค่าเรย์โนลด์คงที่Re = 10,000 และ ตัวเลขการหมุนRo = 0.1 รายละเอียดของค่านัสเซิลต์เฉลี่ยโดยใช้วิธีการระเหิดของลูกเหม็นซึ่งเป็นพื้นฐานของการถ่ายเท ความร้อนและมวลนอกจากนี้การศึกษาการไหลของช่องที่หมุนโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหลANSYS Ver.15 (Fluent) ผลการวิจัยพบว่าค่าอัตราส่วนนัสเซิลต์ (Nu/Nu_o) ในด้านสองกลับสูงกว่าค่าอัตราส่วนนัสเซิลต์ในด้านหนึ่งกลับ เนื่องจากผลจากการหมุนและอิทธิพลของแรงโคริโอลิสซึ่งให้ค่านัสเซิลต์สูงบริเวณกลางระหว่างครีบทั้งสองแล้วลดลงอย่าง ทันทีทันใดบริเวณก่อนและหลังครีบ

*คำหลัก:*การถ่ายเทความร้อน, ช่องการไหลที่หมุน, วิธีการระเหิดของลูกเหม็น, สมบัติการไหล

Abstract

The main objective of this research is to investigate the flow and heat transfer efficient distribution in rotating square channel with 90° parallel ribs. In this present, the rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) , the rib pitch-to-height (p/e) ratio and the channel length-to-hydraulic diameter ratio (L/D_h) of the rotating square channel are fixed at 0.133, 10 and 170 mm, respectively. This experiment is carried out with Reynolds number (*Re*) of 10,000 and Rotation number (*Ro*) of 0.1. The descriptions of mean local Nusselt number profile are measured using a naphthalene sublimation method based on heat and mass transfer analogy. In addition, the flow visualization of a rotating channel is also studied numerically using commercial software ANSYS Ver.15 (Fluent) program. The results show that the Nusselt number ratio (Nu/Nu_o) in a second pass after-turn is much higher than the Nusselt number ratio in the first pass channel due to the rotational effect and the influence of the Coriolis force, which is high in the middle region between two ribs, and very low immediately before and after the ribs.

Keywords: heat transfer, rotating flow channel, naphthalene sublimation method, flow characteristic



1. บทนำ

. ปัจจุบันความต้องการทางด้านอุตสาหกรรมและ ้อุปกรณ์ทางวิศวกรรมสำหรับเครื่องยนต์แก็สเทอร์ไบน์ที่ ้มีประสิทธิภาพสูงเพิ่มมากขึ้นเพื่อให้เกิดการสิ้นเปลือง น้ำมันเชื้อเพลิงที่ลดลงและลดการปล่อยก๊าซเรือน กระจกหนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพมากที่สุดในการ ปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกังหันก๊าซคือ การเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหัน (Inlet Temperature) ้อย่างไรก็ตามใบพัดกังหันแก๊สจะสัมผัสกับกระแสก๊าซที่ มีอุณหภูมิสูงและจะต้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขความร้อนสูง ้ไปด้วยดังนั้นเทคโนโลยีการระบายความร้อนจึงมีความ ซับซ้อนมากขึ้นเช่นการระบายความร้อนผ่านช่องที่คด เคี้ยวด้วยการติดตั้งครีบฟิล์มระบายความร้อนการไหล ปะทะแบบเจ็ทและการใช้ครีบและพินระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งเป็นรูปแบบส่วนใหญ่ที่ได้รับการ ตรวจสอบและนำมาใช้เพื่อให้ใบพัดกังหันแก๊สและพื้นที่ ผิวใบพัดด้านล่างมีอุณหภูมิลดลงซึ่งเป็นสิ่งสำคัญมาก สำหรับการหล่อเย็นของใบกังกันทั้งหมุนและไม่หมุน



้ และภายนอกของใบพัดเครื่องยนต์กังหันแก๊ส [1]

มีหลายงานวิจัยศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน ภายในใบกังหันโดยการติดตั้งครีบสร้างความปั่นป่วนซึ่ง มีพารามิเตอร์ที่สำคัญ เช่น อัตราส่วนองช่องการไหลที่ หมุน (AR) อัตราส่วนระหว่างความสูงครีบต่อเส้นผ่าน ศูนย์กลางไฮดรอลิคของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วน ระหว่างครีบ (p/e) มุมปะทะของการติดตั้งครีบสร้าง ความปั่นป่วน (α)และอัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่าน ศูนย์กลางไฮดรอลิคของช่องการไหล (L/D_h)เป็นต้น ซึ่ง ส่งผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมี หลายงานวิจัยที่ศึกษาเรื่องนี้ เช่น Burgraff [2], Han [3, 4], Han and Park [5], Ekkad and Han [6], Liou et al. [7] และ Taslim et al. [8, 9] โดยผลของการศึกษา ทั้งหมดอยู่ภายใต้เงื่อนไขไม่มีการหมุน นอกจากนี้ โดยทั่วไปพบว่าสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความ ร้อนสูงสุดเมื่ออัตราส่วนระหว่างครีบ (*p/e*) ประมาณ 8-12 ซึ่งการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นใกล้บริเวณการไหล เกาะติดกับพื้นผิว (Reattachment length zone) ด้านล่างระหว่างครีบ

ภายใต้เงื่อนไขสนามการไหลแบบหมุนซึ่งมีความ ชับซ้อนมากขึ้น โดยPark และคณะ [10] ศึกษาผลของ การวางแนวช่องการไหล แรงโคริโอลิส และรูปแบบส่วน กลับของช่องการไหลที่มีผลต่อการกระจายการถ่ายเท ความร้อนโดยใช้วิธีการระเหิดของลูกเหม็น Parsons และคณะ [11, 12] ศึกษาเกี่ยวกับรูปแบบมุมปะทะครีบ ผลการทดลองพบว่า มุมปะทะครีบ 60 องศาให้ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า 30 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับรูปแบบการติดตั้งครีบธรรมดาภายใต้ เงื่อนไขการหมุน นอกจากนี้ ยังมีการศึกษาของ Wagner และคณะ [13] และ John และคณะ [14] ได้ ศึกษาผลของการติดตั้งครีบแบบธรรมดาและเอียงทำมุม ผลการทดลองพบว่า ผลของตัวเลขการหมุนเพิ่มขึ้นทำ ให้ระยะการไหลเกาะติดกับผนังลดลงและด้านท้าย (Trailing side) ให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นภายใต้การ หมุน

ในงานวิจัยนี้จะศึกษากรณีช่องการไหลหน้าตัด สี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่หมุนด้วยครีบทำมุม 90 องศา เพื่อศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบน พื้นผิวภายในช่องการไหลด้วยวิธีการระเหิดของลูกเหม็น ในงานวิจัยได้พิจารณาผลของค่าตัวเลขการหมุนคงที่*Ro* = 0.1 และอัตราส่วนระหว่างครีบp/e =10

2. ชุดทดลองและวิธีการทดลอง

2.1 ชุดทดลองแบบหมุน

รูปที่ 2 แสดงชุดทดลองของการถ่ายเทความร้อน ภายในช่องการไหลแบบหมุนด้วยวิธีการระเหิดของลูก เหม็น (Naphthalene sublimation method) ในการ ทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์หลักๆ 4 ส่วน คือ มอเตอร์ (Motor) ชุดรองรับเพลาการหมุน (Bearing supports) ซีลสำหรับเพลาการหมุน (Rotary seals) และชุด ทดสอบ (Test section) โดยมีความเร็วรอบสูงสุดใน

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



การหมุนของชุดทดสอบ 1,000 รอบต่อนาทีในการ ทดลองอากาศหล่อเย็นไหลผ่านซีลการหมุนเข้าชุด ทดสอบด้านหนึ่งกลับ (First pass) ผ่านส่วนกลับ (Turn) ไปยังปลายของด้านสองกลับ (Second pass) ก่อนออกสู่บรรยากาศเพื่อระบายความร้อนภายในช่อง การไหลซึ่งอยู่ภายใต้อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ นอกจากนี้ การไหลของอากาศถูกพิจารณาในการหล่อ เย็นผ่านช่องการไหลแบบคดเคี้ยวที่หมุนโดยการปรับ ความเร็วรอบการหมุนและความเร็วของอากาศเข้าชุด ทดสอบเพื่อให้ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์แก็สเทอร์ไบน์จริง



รูปที่2 แสดงชุดทดลองแบบหมุน

สำหรับชุดทดสอบถูกติดตั้งบริเวณปลายด้านหนึ่ง ของแขนการหมุนและอีกด้านหนึ่งถ่วงน้ำหนักโดยมีมวล เท่ากันเพื่อลดการสั่นสะเทือนและความเกิดเสียหายต่อ ชุดทดลองรูปที่ 3 แสดงชุดทดสอบซึ่งประกอบด้วย 2 ส่วนหลักๆ คือ ช่องการไหลหนึ่งกลับและสองกลับ สำหรับช่องการไหลหนึ่งกลับเป็นช่องอากาศไหลเข้าและ ไหลออกทางด้านสองกลับโดยผ่านชิ้นทดสอบ (Test piece) ซึ่งถูกหล่อขึ้นรูปด้วยลูกเหม็น (สีเขียว) นอกจากนี้ ยังมีส่วนที่สำคัญคือพื้นผิวด้านท้าย (Trailing surface) และด้านยอด (Leading surface) ซึ่งเป็นด้าน ที่มีการติดตั้งชิ้นทดสอบดังแสดงในรูปที่ 3

สำหรับชุดทดสอบแบบช่องการไหลสองกลับ มี ความยาวของช่องการไหล (L) เท่ากับ 170 mm อัตราส่วนระหว่างความสูงต่อความกว้างของช่องการ ไหลเท่ากัน 15 x 15 mm² และหน้าตัดของครีบเท่ากับ 2 x 2 mm²ซึ่งถูกติดตั้งทั้งพื้นผิวด้านยอดและด้านท้าย ของช่องการไหลสร้างด้วยดูราลูมิน (Duralumin) ซึ่ง เป็นวัสดุAluminum Alloy ที่มีความแข็งแรงและ น้ำหนักเบา สำหรับตัวแปรที่สำคัญของช่องการไหลที่ หมุนและเงื่อนไขการหมุนดังแสดงในตารางที่ 1



รูปที่3 แสดงช่องการไหลแบบสองกลับที่มีการติดตั้งครีบ

ตารางที่ 1 แสดงตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

Typical parameters		Value
Channel height(mm)	Н	15
Channel weight (mm)	W	15
Channel length (mm)	L	170
Rib height (mm)	е	2
Pitch-to-height ratio	p/e	10
Blockage ratio	e/D _h	0.133
Rotation number	Ro	0.1
Reynolds number	Re	10,000

2.2. วิธีการระเหิดของลูกเหม็น

วิธีการระเหิดของลูกเหม็นคือพื้นฐานของการถ่ายเท ความร้อนและมวลเพื่อหาสัมประสิทธิ์การกระจายการ ถ่ายเทความร้อนโดยตรงซึ่งวิธีการนี้ส่งผลกระทบต่อการ นำความร้อนและการแผ่รังสีน้อยมาก

ความเร็วในการหมุนสูงสุดของชุดทดสอบแบบหมุน 1,000 รอบต่อนาที และมีแรงเหวี่ยงหนีศูนย์มากระทำ บนลูกเหม็น (Naphthalene) ของชิ้นทดสอบประมาณ 500g (g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s²) เมื่อ ชุดทดสอบหมุนในความเร็วรอบสูงสุด [15]ดังนั้นชิ้น ทดสอบจึงถูกยึดติดแน่นกับช่องการไหลแบบสองกลับ สร้างด้วยวัสดุดูราลูมินและลวดตาข่าย (Mesh) ซึ่งเป็น วัสดุทำมาจากสเตนเลส (Stainless steel) ถูกยึดติดลง บนชิ้นทดสอบที่อุณหภูมิสูงโดยใช้หัวแร้ง รูปที่ 4 แสดง ชิ้นทดสอบและรูปที่ 5 แสดงกระบวนการขึ้นรูปของลูก เหม็นลงบนชิ้นทดสอบที่มีการติดตั้งลวดตาข่ายซึ่งมี ความหนาของลูกเหม็นประมาณ 0.1 mm







รูปที่4 แสดงช่องการไหลหล่อเย็นและชุดทดสอบการวัด

ลูกเหม็นเป็นสารประกอบโพลีไซคลิกอะโรมาติก ไฮโดรคาร์บอนมีสถานะเป็นของแข็งสีขาวมีกลิ่นฉุน เฉพาะจึงจำเป็นต้องระมัดระวังในการขึ้นรูปซึ่งมี 3 ขั้นตอนหลักในการขึ้นรูปลูกเหม็น ขั้นตอนแรก นำลูก เหม็นบริสุทธิ์ (98%) วางบนชิ้นทดสอบแล้วให้ความร้อน ด้วยหัวแร้งซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 100°C จนลูกเหม็น ละลายยึดติดกับลวดตาข่ายที่ถูกติดตั้งบนชิ้นทดสอบ ขั้นตอนที่สอง กดขึ้นรูปอย่างรวดเร็วโดยใช้แผ่นกด (Cover plate)หลังจากอุณหภูมของลูกเหม็นลดลง ประมาณ 80°C ขั้นตอนสุดท้าย หลังจากชิ้นทดสอบใน แม่พิมพ์มีอุณหภูมิลดลงที่อุณหภูมิห้องและลูกเหม็น กลายเป็นของแข็งนำแผ่นกดออกจากแม่พิมพ์และ พยายามไม่ให้เกิดความเสียหายดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่5 แสดงกระบวนการขึ้นรูปของลูกเหม็น

รูปแบบพื้นผิวการหล่อขึ้นรูปของลูกเหม็นบนชุด ทดสอบทำการวัดเพื่อหาความลึกของลูกเหม็นก่อนและ หลังการทดลองโดยใช้อุปกรณ์การควบคุมการเคลื่อนที่ ในแนว xy(x, y-axis transverse equipment) ซึ่งมี ความคลาดเคลื่อน 1 ไมโครเมตร และใช้เลเซอร์ความ ละเอียดสูงในการวัดหาความลึกมีความคลาดเคลื่อนใน การวัด 0.1 ไมโครเมตร และค่าความผิดพลาด 0.3%ซึ่ง การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (*h*_D)[15] สามารถ คำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$h_D = \left(\frac{RT_w}{P_w}\right) \left(\frac{\rho_s \delta}{t_e}\right) \tag{1}$$

- เมื่อ **R** คือ ค่าคงที่ของแก็ส, J/kg·K
 - T_w คือ อุณหภูมิพื้นผิวของลูกเหม็น, K
 - *P*_w คือ ความดันไอของลูกเหม็น, Pa
 - ho_s คือ ความหนาแน่นข[้]องลูกเหม็น, kg/m³
 - δ คือ ความลึกของการระเห็ด, m
 - *t_e*คือ เวลาของการทดสอบหมุน, s

ในการทดลองค่าเวลาการวัดประมาณ 60 นาทีซึ่ง การเปลี่ยนแปลงของความลึกการระเหิดเฉลี่ยมี ค่าประมาณ 50 ถึง 200 ไมโครเมตร โดยคุณสมบัติของ ลูกเหม็นเป็นไปตามงานวิจัยของ Goldstein และคณะ [16] สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลสามารถแปลง ให้อยู่ในรูปของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้ โดยใช้การวิเคราะห์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนและ การถ่ายเทมวล ดังสมการต่อไปนี้

$$h = h_D \rho C_p \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{l-n} \tag{2}$$

เมื่อ ho คือ ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m 3

- *C*_p คือ ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, J/kg⋅K
 - Sc คือ Schmidt number
 - *Pr* คือ Prandtl number
 - *n* คือ ค่าคงที่ของการไหล

ในการทดลองค่า *n* เท่ากับ 0.4 ซึ่งเป็นการไหลแบบ ปั่นป่วน สำหรับการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้ จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{3}$$

เมื่อ *D_h* คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค, m

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของ
อากาศ, W/m·K

สมการเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number)

$$Re = \frac{VD_h}{v} \tag{4}$$

เมื่อ V คือความเร็วขาเข้าท่อ, m/s u คือความหนืดของอากาศ, m 2 /s

สมการนัสเซิลต์นัมเบอร์สำหรับท่อผิวเรียบจาก ความสัมพันธ์ของDittusและ Boelter [17] กรณีการ ไหลแบบปั่นป่วนอย่างเต็มที่และไม่มีการหมุน



$$Nu_o = 0.023 \, Re^{0.8} \, Pr^{0.4} \tag{5}$$

เมื่อ *Re* คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

สมการตัวเลขการหมุน (Rotation number, Ro)

$$Ro = \frac{\omega D_h}{V} \tag{6}$$

เมื่อ *@* คือ ความเร็วรอบในการหมุน, rad/s

2.2. วิธีการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

การจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ศึกษาลักษณะ การไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลที่ หมุนซึ่งงานวิจัยนี้อยู่ภายใต้สมมติฐานดังนี้คือ 1. การ ไหลของอากาศมีสภาวะคงที่ (steady state) 2. การ ไหลของอากาศเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) 3. อากาศมีความหนืดและความหนาแน่นคงที่ 4. ลักษณะการไหลของอากาศเป็นการไหลแบบ 3 มิติ สำหรับสมการการไหลที่นำมาประยุกต์ใช้ประกอบด้วย สมการความต่อเนื่องสมการนาเวียร์สโตกส์และสมการ พลังงานในการคำนวณการเคลื่อนที่ของของไหลจะใช้ ระเบียบวิธีfinite volume

ในการศึกษาลักษณะการไหลของช่องการไหลแบบ สองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนได้ใช้โปรแกรม คอมพิวเตอร์จำลองการไหล (ANSYS V.15.0, Fluent) โดยใช้โมเดลความปั่นป่วน Reynolds Stress Model (RSM) [18, 19]และใช้วิธีการคำนวณแบบSIMPLE สำหรับค่าความผิดพลาดของการคำนวณครั้งสุดท้ายได้ กำหนดให้มีค่าต่ำกว่า1×10⁻⁶



รูปที่6 แสดงลักษณะกริดของช่องการไหลแบบสองกลับ ที่มีการติดตั้งครีบ 90 องศา

กริด (Mesh) ที่ใช้ในแบบจำลองการไหลจะมี ลักษณะเป็นลูกบาศก์สี่เหลี่ยมผืนผ้าลักษณะกริดของ แบบจำลองช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมซึ่ง มีจำนวนของกริดเท่ากับ 100 × 100 × 372 ดังแสดงใน รูปที่6โดยบริเวณใกล้ผนังของช่องการไหลแบบสองกลับ และชั้นชิดผนังทั้งด้านความดันและด้านดูดที่มีการติดตั้ง ครีบจะมีความละเอียดสูง

3. ผลการทดลอง

3.1 ผลการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

รูปที่7 แสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเท ความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบ กรณีไม่มีการหมุน (Stationary case) ที่ค่าเรย์โนลด์นัม เบอร์ *Re*=10,000 ด้วยโปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS Ver. 15.0 (Fluent) โดยใช้โมเดลของการไหล แบบปั่นป่วน RSMจากการจำลองพบว่า ผลของ อัตราส่วนนัสเซิลต์นัมเบอร์ระหว่างครีบของการใช้โมเดล การไหลแบบปั่นป่วนRSM ให้ค่าความถูกต้องมากที่สุด ซึ่งมีค่าความผิดพลาดน้อยกว่า 5% เมื่อเทียบกับโมเดล ของการไหลแบบปั่นป่วน Standard *k-ε*, RNG *k-ε* Standard *k-ω* และโมเดลความปั่นป่วน SST *k-ω*ซึ่ง ให้ค่าอัตราส่วนนัสเซิลต์นัมเบอร์สูงถึง8%,10%, 15% และ 25% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับผลการทดลอง



รูปที่7 แสดงการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนตาม แนวการไหลระหว่างครีบ <u>กรณ</u>ีRo=0.0

รูปที่8แสดงการกระจายความเร็วและการไหล อันดับสองภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบกรณีที่มี การหมุนและไม่มีการหมุนของช่องการไหลด้วยวิธีทาง

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา

TSF0002

พลศาสตร์ของไหล (CFD) ที่ระยะตามแนวกระแสการ ค² ไหล *z/D_h*=6 จากผลการจำลองพบว่า กรณีที่ไม่มีการ วา หมุน(*Ro*=0.0) ของช่องการไหลแบบสองกลับเกิดการ ใน ไหลสมมาตรหมุนวนภายในช่องการไหลหนึ่งกลับและ แก สองกลับ ในขณะที่กรณีมีการหมุน(*Ro*=0.1) ของช่อง คว การไหลแบบสองกลับพบว่า เกิดการกระจายความเร็วที่ กว ไม่สมมาตรทั้งด้านหนึ่งกลับและสองกลับ นอกจากนี้ ยัง ผา พบว่ายังเกิดการไหลอันดับสองภายในช่องการไหลซึ่ง แก ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น



รูปที่8 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความเร็วและ การไหลอันดับสองภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบ <u>กรณ</u>ี ไม่มีการหมุน (บน) และมีการหมุน (ล่าง)

3.2 ผลการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 9 แสดงการกระจายของนัสเซิลต์นัมเบอร์บน ผนังด้านล่างระหว่างครีบในช่องการไหลที่มุมการติดตั้ง ครีบ 90[°]ภายใต้เงื่อนไขการหมุน *Ro*=0.1ระหว่างผล ของการทดลองและผลจากการจำลองทางพลศาสตร์ของ ไหล จากผลการทดลองพบว่า ผลของการไหลเกาะติด กับผนัง (Reattachment length) ที่ระยะห่างระหว่าง ครีบทั้งสองในช่วง 2 ≤ x⁄e ≤ 4 และผลของการไหลหมุน ่วน(Circulating flow) ที่ระยะห่างระหว่างครีบทั้งสอง ในช่วง 8.5 ≤ x⁄e ≤ 10 ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่ แตกต่างกัน นอกจากนี้ ยังพบว่าลักษณะการถ่ายเท ความร้อนบนพื้นผิวสองกลับด้านยอดให้ค่าการกระจาย การถ่ายเทความร้อนสูงประมาณ 25% เมื่อเทียบกับ ผนังสองกลับด้านท้ายเนื่องจากอิทธิพลของแรงโคริโอลิส และแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเนื่องจากการหมุนทำให้การ ถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ในขณะที่ผนังหนึ่งกลับด้านท้าย สูงกว่าผนังหนึ่งกลับด้านยอดประมาณ 18%เป็นผลมา จากการไหลหมุนวนอันดับสอง (Secondary flow) ระหว่างครีบทั้งสองและผลของแรงโคริโอลิสภายในช่อง การไหลแบบสองกลับซึ่งผลการถ่ายเทความร้อน สามารถสังเกตได้ชัดเจนดังแสดงในรูปที่ 10 นอกจากนี้ ลักษณะการถ่ายเทความร้อนโดยรวมจากการทดลองให้ ้ค่าการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับการจำลองทาง พลศาสตร์ของไหลซึ่งมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 8% ดังแสดงในรูปที่ 11









 4. สรุปผลการทดลอง วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยเพื่อตรวจสอบการ ไหลและสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนใน ช่องสี่เหลี่ยมที่หมนด้วยครีบ 90° จากการศึกษาพบว่า

 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดบริเวณ พื้นผิวด้านสองกลับด้านยอดเนื่องจากอิทธิพลของแรง เหวี่ยงหนีศูนย์กลางและแรงโคริโอลิสภายใต้เงื่อนไขการ หมุน

2. การติดตั้งครีบ 90 องศา ส่งผลให้ลักษณะการ กระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลสูงกว่า กรณีไม่มีการติดตั้งครีบเนื่องจากการติดตั้งครีบบนผนัง ช่องการไหลสามารถเหนี่ยวนำการไหลอันดับสองขึ้นเกิด การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งอยู่ภายใต้เงื่อนไขการ หมุน

 ภายใต้เงื่อนการหมุนทำให้เกิดสนามการไหลและ การถ่ายเทความร้อนซับซ้อนขึ้นภายในช่องการไหลการ หมุนส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงซึ่งสามารถนำมา ประยุกต์ใช้กับการไหลและการถ่ายเทความร้อนใน อุปกรณ์ทางวิศวกรรม เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีขนาดเล็ก เป็นต้น

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากภาควิชาสถานวิจัย เทคโนโลยีพลังงานและวิศวกรรมเครื่องกล คณะ วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

6. เอกสารอ้างอิง

- Han, J.C., (2004), "Recent studies in turbine blade cooling". *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 10(6), pp. 443-457.
- [2] Burggraf, F., (1970), "Experimental Heat Transfer and Pressure Drop with Two Dimensional Turbulence Promoter Applied to Two Opposite Walls of a Square Tube". *Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer*, edited by A.E. Bergles and R.L. Webb, A S M E, N e w Y or k, pp. 70-79.
- [3] Han, J. C.,(1984), "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-roughened Walls".*International Journal of Heat Transfer*, vol. 106, pp. 774-781.

รูปที่10แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซิลต์นัม เบอร์เฉลี่ยตามแนวกระแสการไหลของช่องการไหล ภายใต้เงื่อนไขตัวเลขการหมุน Ro=0.1อัตราส่วน ระหว่างครีบp/e=10 และเรย์โนลด์นัมเบอร์Re=10.000 ซึ่งให้อัตราส่วนนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยตามแนวกระแส การไหลโดยภาพรวมพบว่าผนังหนึ่งกลับด้านท้ายให้ค่า การกระจายของอัตราส่วนนัสเซิลต์นัมเบอร์เฉลี่ยสูงสุด ตามแนวกระแสการไหลระหว่างครีบ ในขณะที่บริเวณ ผนังหนึ่งกลับด้านยอดให้ค่าอัตราส่วนนัสเซิลต์นัมเบอร์ เฉลี่ยต่ำสุด นอกจากนี้ยังพบว่า ผนังสองกลับด้านยอด ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าผนังสองกลับด้านท้าย เนื่องจากอิทธิพลของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal force) และแรงโคริโอลิส (Coriolis force) ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น และยังเกิด จากอิทธิพลของตัวสร้างความปั่นป่วนหรือครีบสร้างการ ไหลอันดับสองภายในช่องการไหลทำให้การถ่ายเทความ ร้อนเพิ่มขึ้น



รูปที่10 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซิลต์นัม เบอร์ตามแนวกระแสการไหลของช่องการไหล



รูปที่11แสดงการเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อน ระหว่างการทดลองและการจำลองการไหล(CFD) (*Re*=10,000, *Ro*=0.1)



- [4] Han, J. C.,(1988), "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators".*International Journal of Heat Transfer*, vol. 110, pp.321-328.
- [5] Han, J. C.,and Park, J. S.,(1988), "Developing Heat Transfer inRectangular Channel with Rib Turbulators",*International Journal of Heat* and MassTransfer,vol. 31, pp. 183-195.
- [6] Ekkad, S. V.,and Han, J. C.,(1997), "Detailed Heat TransferDistributions in Two-pass Square Channels with Rib Turbulators", *International Journal of Heat and MassTransfer*, vol. 40, pp. 2525-2537.
- [7] Liou, T. M., and Hwang, J. J., (1992), "Turbulent Heat Transfer Augmentation and Friction in Periodic Fully Developed Channel Flows", *International Journal of Heat Transfer*, vol. 114, pp. 56-64.
- [8] Taslim, M. E., and Wadsworth, C. M.,(1997), "Experimental Investigation of the Rib Surfaceaveraged Heat Transfer Coefficient in a Ribroughened Square Passage", *International Journal of Turbomachinery*, vol. 119, pp. 381-389.
- [9] Taslim, M. E.,and Korotky, G. J.,(1998), "Low-Aspect-RatioRib Heat Transfer Coefficient Measurements in aSquare Channel", *Journal* of Turbomachinery, vol. 120, pp. 831-838.
- [10] Park, C. W., Lau, S. C., and Kukreja, R. T., (1999). "Heat (Mass) Transfer Distributions in a Rotating Two-pass Channel with Angled Ribs", *International Journal of* Rotating Machinery, vol. 5, pp. 1-16.
- [11] Parsons, J.A., Han, J. C., and Zhang, Y. M., (1994), "Wall Heating Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-pass Square Channel with 90_Rib Turbulators", *International Journal of* Heat Mass Transfer, vol. 37, pp.1411–1420.
- [12] Persons, J. A., Han, J. C., and Zhang, Y. M.,(1995), "Effect of Model Orientation and Wall Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Rib

Turbulators", *International Journal of* Heat Mass Transfer, vol. 38, pp. 1151-1159.

- [13] Wagner, J. H., Johnson, B. V., Graziani, R., and Yeh, F., (1992), "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Normal to the Flow", *International Journal of* Turbomachinery, vol. 114, pp. 847-857.
- [14] Johnson, B. V., Wagner, J. H., Steuber, G. D., and Yeh, F. C., (1994), "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Skewed to the Flow", *International Journal of* Turbomachinery, vol. 116, pp. 113–123.
- [15] Takeishi, K., Oda, Y., Kitada, H., Ishida, K. and Hagari, T. (2013). "Heat transfer coefficient of a rotating flow channel with turbulence promoters measured by using naphthalene sublimation method", 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Lisbon, Portugal.
- [16] Goldstein, R. J., and Cho, H. H., (1995), "A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 10, pp. 416-434.
- [17] Dittus, P.W. and Boelter, L.M.K., (1985). "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 12, pp. 3–22.
- [18] Gibson, M. M. and Launder, B. E., (1978), "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 86, pp. 491-511.
- [19] Launder, B. E., (1989), "Second-moment closure: present .and future", *International Journal ofHeat and Fluid Flow*, vol. 10, pp. 282-300.