



การศึกษาการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบบานพับในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน

The study on heat transfer, pressure drop and thermal performance of a circular tube mounted with louver-punched V-baffles in turbulent flow region

ธวัฒน์ชัย คุณะโคตร<sup>1</sup>, กิตตินันท์ วันสาสิป<sup>1</sup>, นรินทร์ ศิริวรรณ<sup>1</sup>, อธิวัฒน์ ชมภูคำ<sup>1</sup>, บพิศ บุปผไชติ<sup>1</sup>, อภินันท์ อูรโสภณ<sup>1</sup>, สัมพันธ์ ฤทธิเดช<sup>1</sup>, สมพล สกุลหลง<sup>2</sup>, สุริยา โชคเพิ่มพูน<sup>3</sup> และ พิทักษ์ พร่อมไธสง<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>หน่วยวิจัยที่้อความร้อนและออกแบบอุปกรณ์ทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150

<sup>2</sup>กลุ่มวิจัยระบบพลังงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา ตำบลทุ่งสุขลา อำเภศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230

<sup>3</sup>ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการผลิต คณะวิทยาศาสตร์และวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตเฉลิมพระเกียรติ จังหวัดสกลนคร ตำบลเชิงเครือ อำเภเมือง จังหวัดสกลนคร 47000

\*ผู้ประพันธ์บทความ pitak.p@msu.ac.th

#### บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบบานพับในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน แผ่นกั้นตัววีแบบบานพับมีอัตราส่วนความสูงคงที่เท่ากับ 0.25 มีอัตราส่วนระยะพิชชิ่งที่เท่ากับ 1.0 มีมุมปะทะการไหลคงที่ ( $\alpha$ ) เท่ากับ  $45^\circ$  และได้ศึกษาถึงอิทธิพลของจำนวนรูเจาะ 1 รู (one-louver-punched V-baffle, OLPVB) และ 2 รู (two-louver-punched V-baffle, TLPVB) และอิทธิพลของมุมบานพับ ( $\beta$ ) เท่ากับ  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  และ  $30^\circ$  และได้้นำแผ่นกั้นตัววีที่ไม่มีรูเจาะ (typical V-baffle, TVB,  $\beta = 0^\circ$ ) มาเปรียบเทียบกับผลจากการศึกษาพบว่า TVB ก่อให้เกิดกระแสการไหลหมุนหลัก ส่วนกรณี OLPVB และ TLPVB พบว่ากระแสการไหลจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือกระแสการไหลหมุนหลักและกระแสการไหลผ่านรู ส่งผลให้ค่า  $ff_0$  ลดลงต่ำกว่ากรณี TVB ในช่วง 3.74–23.59% และให้ค่า  $Nu/Nu_0$  และ TEF ลดลงในช่วง 8.39–23.31% และ 7.37–17.06% กรณีศึกษาทั้งหมดให้ค่า  $Nu/Nu_0$ ,  $ff_0$  และ TEF ในช่วง 3.33–5.62, 22.29–46.24 และ 1.18–2.1 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า โดยกรณี TVB ให้ค่า TEF สูงที่สุดที่ 2.1 เท่า ที่  $Re = 3000$

**คำหลัก:** การถ่ายเทความร้อน, ตัวประกอบเสียดทาน, การไหลแบบปั่นป่วน, แผ่นกั้นตัววีแบบบานพับ

#### ABSTRACT

This paper presents numerical study on heat transfer, pressure drop and thermal performance of a circular tube mounted with louver-punched V-baffles in turbulent flow region. The louver-punched V-baffles with constant brockage ratio at 0.25, constant pitch ratio at 1.0, constant attacked angle at  $45^\circ$ , various number of louver-punched at 1 and 2 and various louver angle at  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  and  $30^\circ$  are investigated. The typical V-baffle, TVB,  $\beta = 0^\circ$  are compared. The result found that the TVB generated main vortex flow while the OLPVB and TLPVB generated main vortex flow and flow via the louver-punched. The OLPVB and TLPVB provided the  $ff_0$ ,  $Nu/Nu_0$  and TEF less than the TVB in the rang 3.74–

23.59%, 8.39–23.31% and 7.37–17.06%, respectively. In the rang studied, the  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  and TEF was found in the rang 3.33– 5.62, 22.29–46.24 and 1.18– 2.1 times, over the smooth tube. The TVB gave the maximum TEF at about 2.1 at  $Re=3000$ .

**Keywords:** heat transfer, friction factor, turbulent flow, louver-punched V-baffles

## 1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ทางวิศวกรรมอย่างหนึ่งที่ถูกใช้อย่างแพร่หลายในทางอุตสาหกรรม เช่น ระบบท่อ อุตสาหกรรมอาหาร การหล่อเย็นในระบบอิเล็กทรอนิกส์ เครื่องปฏิกรณ์เคมี และโรงไฟฟ้านิวเคลียร์ เป็นต้น แนวคิดการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบันคือการใช้กำลังในการสูบ/เป่าของเหลวให้น้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขณะเดียวกันก็เพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้สูงด้วย แต่อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้จำเป็นต้องเพิ่มการใช้พลังงานด้วย ดังนั้นสิ่งสำคัญที่สุดในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือระบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนและการใช้กำลังในการสูบ/เป่าอย่างเหมาะสม ในอดีตที่ผ่านมาได้มีการศึกษาหาความเหมาะสมของระบบแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการใช้กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกด้วยการติดตั้งตัวสร้างกระแสการไหลหมุนวน (vortex generator, VG) ซึ่งสามารถทำลายชั้นขอบเขต และเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อได้ ส่งผลให้สมรรถนะเชิงความร้อนโดยรวมสูงขึ้น

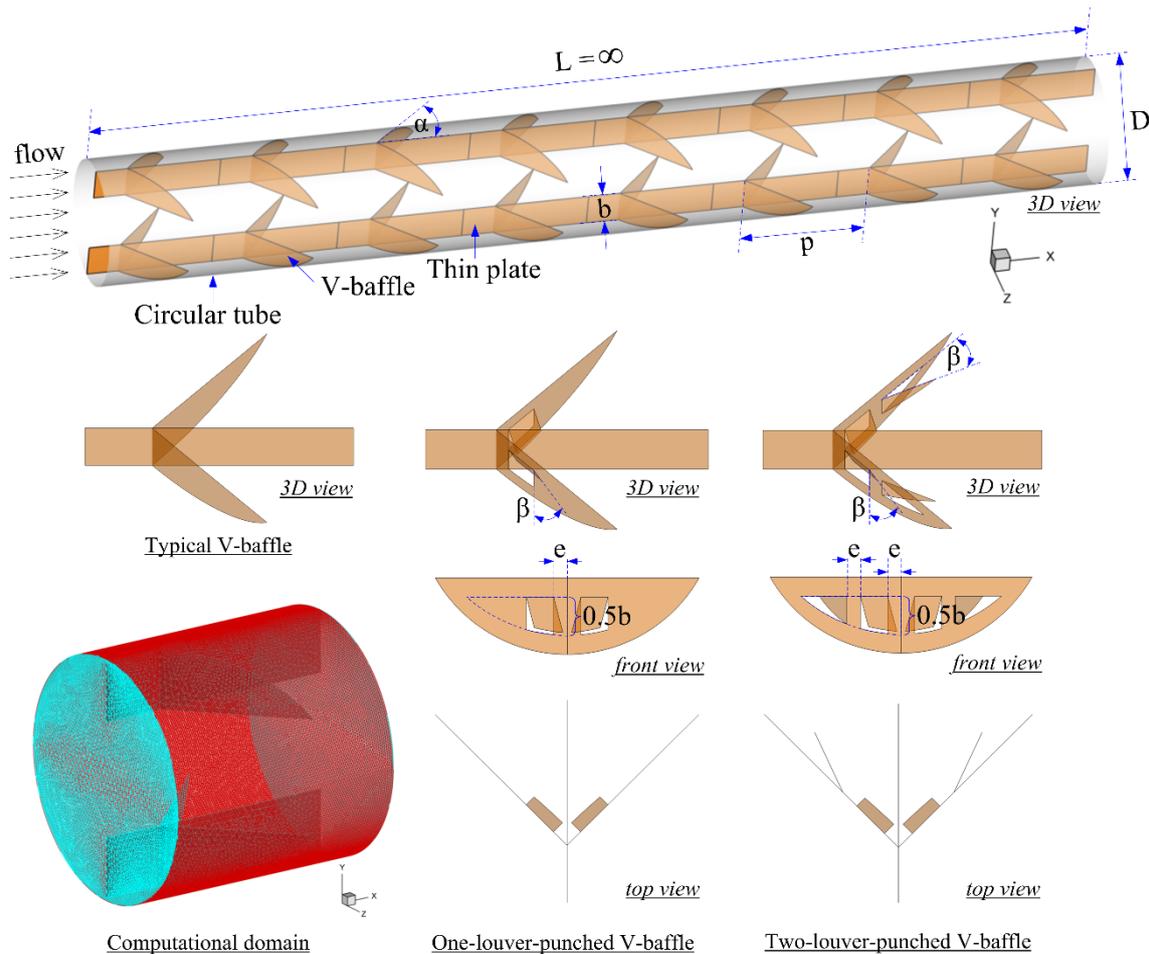
ชดลวด [1, 2] ใบปิด [3, 4] แถบบานพับ [5, 6] กรวยและวงแหวน [7, 8] เป็นตัวอย่างของอุปกรณ์ VG ที่ได้รับออกแบบมาเพื่อเพิ่มการผสมและความปั่นป่วนของของไหลบริเวณใกล้กับผนังภายในของท่อ การติดตั้ง VG จะช่วยก่อกวนชั้นขีดผิวได้อย่างมีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ยังสามารถใช้ชดลวดเพื่อสร้างการไหลทุติยภูมิ ซึ่งช่วยในการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนโดยการเพิ่มกระแสน้ำวนของการไหลในท่อ และยังให้ประโยชน์อีกมากมาย [9] รวมถึงต้นทุนที่ต่ำ ความง่ายในการผลิตและการติดตั้ง รูปร่างของ VG, ของไหลทำงานและตัวเลขเรย์โนลด์สได้ถูกศึกษาอีกมากมายดังเอกสารอ้างอิง [10–13] อุปกรณ์ VG จะเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อน แต่จะให้การสูญเสียแรงเสียดทานในระดับที่เพิ่มขึ้นตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิก ซึ่งสมรรถนะเชิงความร้อนมักถูกใช้ในการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างการการสูญเสียแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อน [4, 14–16] และเพื่อประเมินประสิทธิภาพของระบบระบายความร้อน มีการศึกษาจำนวนมากเพื่อประเมินแบบจำลองในอุดมคติ รวมถึงรูปร่างทางเรขาคณิตของ VG เนื่องจากจำเป็นต้องหาความเหมาะสมเพื่อลดต้นทุนและขนาดของระบบ มีการศึกษาเชิงการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขอย่างแพร่หลายเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบพาสซีฟให้สูงที่สุด เช่น Hong และคณะ [17] ศึกษาพฤติกรรมทางความร้อนและการสูญเสียแรงดันภายในท่อกลมที่มีการสอดชดลวดเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบระบายความร้อน โดยชดลวดมีการจัดวางแบบสม่ำเสมอและแบบแปรผัน เขาพบว่าชดลวดที่ค่า  $p/d = 1.034$  ให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดประมาณ 1.14 ที่ค่า  $Re$  น้อยที่สุด Chiu และ Jang [18] ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งตัวสร้างกระแสการไหลหมุนวนแบบต่างๆ ต่อการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ เขาพบว่าใบปิดให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีอื่น ๆ Liu และคณะ [19] ศึกษาอิทธิพลของรูปทรงกรวยต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทาน เขาพบว่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานอยู่ในช่วง 2.54–7.63 และ 2.40–28.74 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า Hong และคณะ [20] แสดงให้เห็นคุณลักษณะทางความร้อนในท่อที่ติดตั้งใบปิดหลายใบโดยใช้อากาศเป็นของเหลวทดสอบ และพบว่าใบปิดหลายใบให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ 98.4% ซึ่งสูงกว่าท่อเรียบ

งานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้นได้ใช้ตัวสร้างกระแสการไหลหมุนวนหลายแบบ เช่น ทรงกรวย ชดลวด สกรู วงแหวน ใบปิด และแผ่นกั้นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน แต่แผ่นกั้นแบบบานพับได้ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีปและท่อเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ข้อดีของแผ่นกั้นแบบบานพับคือการลดความดันตกคร่อมให้เหลือน้อยที่สุด ดังนั้นในบทความนี้จะศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นตัววีแบบบานพับในท่อกลมที่มีมุมปะทะ  $45^\circ$  ต่อการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และสมรรถนะเชิงความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเรย์โนลด์ส 3000–21,000 โครงสร้างการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนได้ถูกนำเสนอเพื่อเพิ่มความเข้าใจให้มากขึ้น

## 2. แบบจำลองและพื้นฐานทางคณิตศาสตร์

### 2.1 แบบจำลองทางกายภาพ

เป้าหมายของบทความนี้คือการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบบานพับในลักษณะการจัดวางแบบปลายวีซึ่งทวนกระแสการไหลดังแสดงในรูปที่ 1 แผ่นกั้นตัววีแบบบานพับมีอัตราส่วนความสูง ( $b/D$ ) คงที่เท่ากับ 0.25 มีอัตราส่วนระยะพิทช์ ( $p/D$ ) คงที่เท่ากับ 1.0 มีมุมปะทะการไหลคงที่ ( $\alpha$ ) เท่ากับ  $45^\circ$  และได้ศึกษาถึงอิทธิพลของจำนวนรูเจาะ 1 รู (one-louver-punched V-baffle, OLPVB) และ 2 รู (two-louver-punched V-baffle, TLPVB) และอิทธิพลของมุมบานพับ ( $\beta$ ) เท่ากับ  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  และ  $30^\circ$  และได้นำแผ่นกั้นตัววีที่ไม่มีรูเจาะ (typical V-baffle, TVB,  $\beta = 0^\circ$ ) มาเปรียบเทียบผล ดังแสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1 รูปแบบของแผ่นกั้นตัววีแบบบานพับ

### 2.2 พื้นฐานทางคณิตศาสตร์

ใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล และการถ่ายเทความร้อนบนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสลับเนื้อ (finite volume method) ทำการคำนวณในแบบจำลองการไหล 3 มิติ ที่มีการไหลแบบปั่นป่วน เป็นการไหลแบบคงตัวและไม่สามารถอัดตัวได้ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส 3000 ถึง 21,000 ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ไม่คำนึงแรงวัตถุนและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด ใช้แบบจำลองความปั่นป่วนคือ Realizable  $k-\epsilon$  พิจารณาเฉพาะการพาความร้อนแบบบังคับ (forced convection) ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน ทำการวิจัยเฉพาะท่อกลมที่มีการให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ผนัง

จากขอบเขตงานวิจัยข้างต้นสำหรับการไหลในท่อกลม สมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์-สโตก และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียน ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

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

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i u_j} \right) \right] \quad (2)$$

สมการพลังงาน:

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

เมื่อ  $\Gamma$  และ  $\Gamma_t$  คือ การแพร่ทางความร้อนและการแพร่ทางความร้อนแบบปั่นป่วนตามลำดับ กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad \text{และ} \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

การไหลแบบปั่นป่วนจำเป็นต้องมีเทอมของความเค้นของเรย์โนลด์  $-\overline{\rho u_i u_j}$  ในสมการที่ (2) ข้อสมมติฐานของบู-ลินสค์เกี่ยวข้องกับ ความเค้นของเรย์โนลด์คือการเค้นของความเร็วเฉลี่ย กำหนดโดย

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

เมื่อ  $k$  คือ พลังงานจลน์ปั่นป่วนกำหนดโดย  $k = 0.5 \overline{u_i u_i}$

แบบจำลอง Redizable  $k-\varepsilon$  กำหนดโดย

$$\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon + S_k \quad (6)$$

และ

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (7)$$

ค่าคงที่ของแบบจำลอง กำหนดโดย

$$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2, \quad C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9 \quad (8)$$

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจมีอยู่ 4 ตัวแปร คือ เลขเรย์โนลด์ ตัวประกอบเสียดทาน เลขนัสเซลล์ท์และสมรรถนะเชิง ความร้อน ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์สันนิยามโดย

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (9)$$

ตัวประกอบเสียดทาน  $f$  คำนวณได้จากความดันตกคร่อม ( $\Delta P$ ) ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อ

$$f = \left( (-dP/dx) \times D_h \right) / \left( \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \right) \quad (10)$$

การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของค่าการกระจายเลขนัสเซลล์ท์ ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = h_x D_h / k_a \quad (11)$$

ค่าเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (12)$$

สมรรถนะเชิงความร้อน, TEF

$$TEF = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right)_{Re} / \left( \frac{f}{f_0} \right)_{Re}^{16} \quad (13)$$

เมื่อ  $Nu_0$  และ  $f_0$  คือ เลขนัสเซลล์ท์และตัวประกอบเสียดทานของท่อเปล่าผิวเรียบตามลำดับ

### 2.3 ระบบกริด

สำหรับการไหลในท่อนี้ โดเมนที่ใช้ในการคำนวณหาผลเฉลยเป็นเอลิเมนต์รูปทรงสามเหลี่ยมแบบไม่สม่ำเสมอ (Non-uniform grid) การหาผลกระทบบของกริดที่มีผลต่อคำตอบนั้นได้ทำการเปรียบเทียบผลเฉลยโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกันคือ 4 ค่า โดยใช้โดเมนการคำนวณแบบ 1/4 โมดูล คือ 52101, 153624, 324865 และ 500249 พบว่าเมื่อจำนวนเอลิเมนต์เพิ่มขึ้นจาก 324865 เป็น 500249 ค่าเลขชี้สเกลาร์และค่าตัวประกอบเสียดทานเปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 2% ดังนั้นจึงเลือกจำนวนกริดเท่ากับ 324865 ไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น

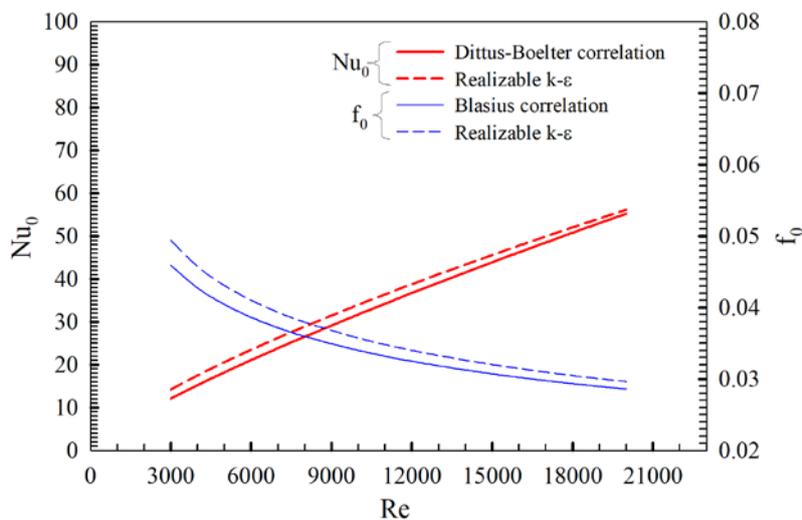
### 2.4 เงื่อนไขขอบ

พิจารณาทางเข้าและทางออกเป็นแบบ periodic translation สมมติอากาศที่ 300 K และมีค่าเลขพรานด์ 0.7 โดยไหลเข้าด้วยอัตราการไหลเชิงมวลคงที่ รูปร่างความเร็วทางเข้าและทางออกเหมือนกัน สมมติคุณสมบัติทางกายภาพของอากาศมีค่าคงที่โดยอ้างอิงที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้า ไม่มีการลื่นไหลที่ผนัง (no-slip conditions) เป็นผนังที่อยู่กับที่ (stationary wall) กำหนดให้ที่ผนังทุกด้านของท่อ มีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่  $600 \text{ W/m}^2$  ให้แผ่นกันเป็นแผ่นบางเป็นแบบความร้อนไม่สามารถผ่านได้

## 3. ผลการทดลองและสรุปผลการทดลอง

### 3.1 การพิสูจน์ความถูกต้องของท่อกลมผิวเรียบ

รูปที่ 2 แสดงถึงการตรวจสอบความถูกต้องของท่อกลมผิวเรียบได้ใช้แบบจำลองความปั่นป่วนคือ Realizable  $k-\epsilon$  เพื่อเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนและประกอบเสียดทานกับผลที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และ Blasius [21] ตามลำดับ จากผลการจำลองพบว่าการใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable  $k-\epsilon$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานใกล้เคียงกับสมการสหสัมพันธ์ โดยมีค่าความแตกต่างเฉลี่ยน้อยกว่า 10% ดังนั้นการใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable  $k-\epsilon$  ในงานวิจัยนี้จึงมีความเหมาะสม

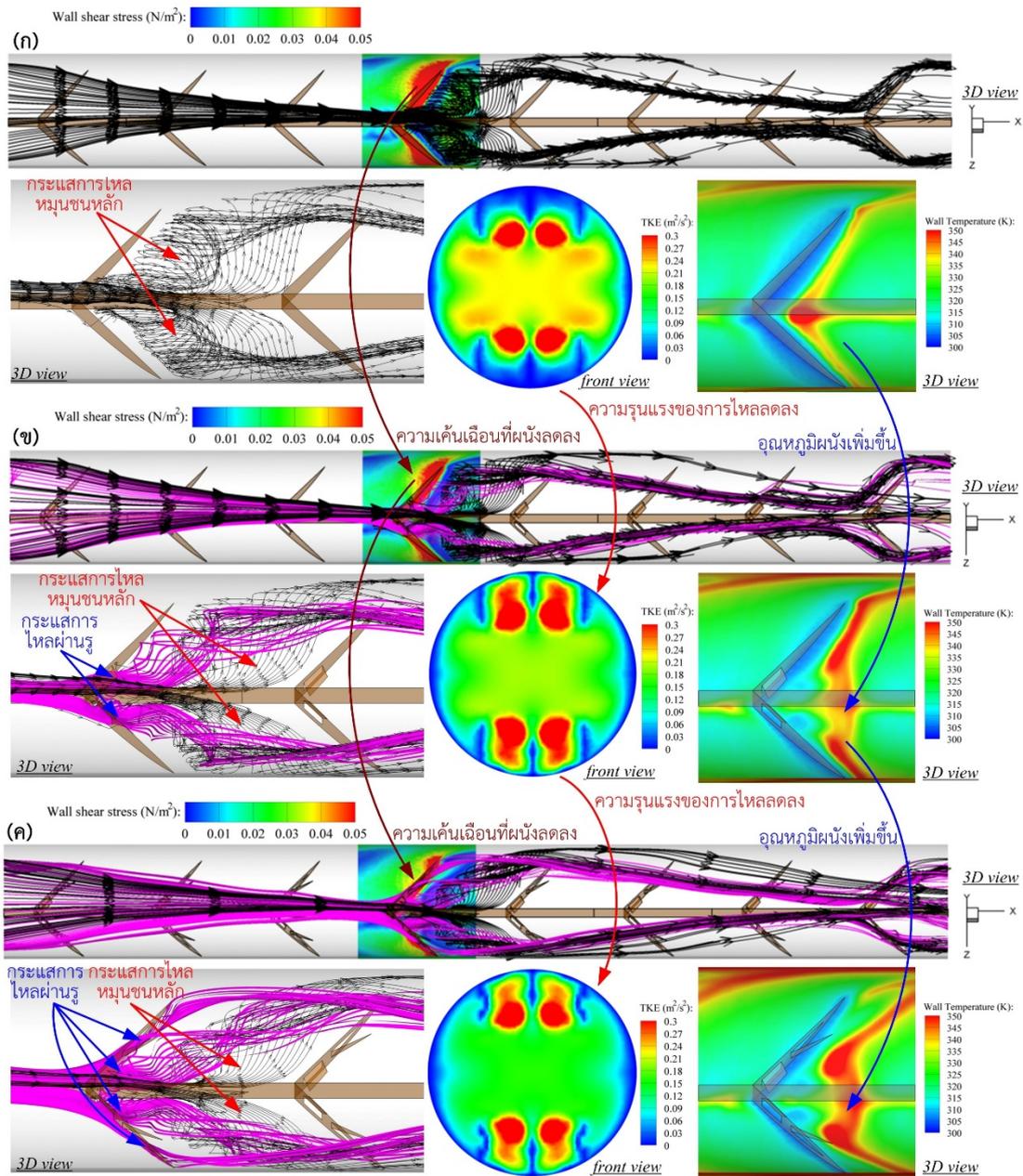


รูปที่ 2 การตรวจสอบความถูกต้องของท่อกลมผิวเรียบ

### 3.2 ลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 3 แสดงโครงสร้างการไหล 3 มิติ, การกระจายความเค้นเฉือนที่ผนัง, การกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนของของไหล และการกระจายอุณหภูมิผนังที่ค่า  $Re=3000$  จากรูปพบว่า TVB ก่อให้เกิดกระแสการไหลหมุนวนหลักที่ผนังท่อ โดยเกิดขึ้นที่บริเวณด้านหลังของแผ่นกัน ส่วนกรณี OLPVB และ TLPVB พบว่ากระแสการไหลจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือกระแสการไหลหมุนวนหลักและ

กระแสการไหลผ่านรู เมื่อพิจารณาการกระจายความเค้นเฉือนที่ผนังพบว่ากรณี TVB ให้ความเค้นเฉือนที่ผนังสูงที่สุด ส่วนกรณี OLPVB และ TLPVB ให้ความเค้นเฉือนที่ผนังลดลงตามลำดับ อันเนื่องมาจากการเจาะรู นั้นหมายความว่ากรณี TVB จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่สูงที่สุด ส่วนกรณี OLPVB และ TLPVB จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับนั่นเอง

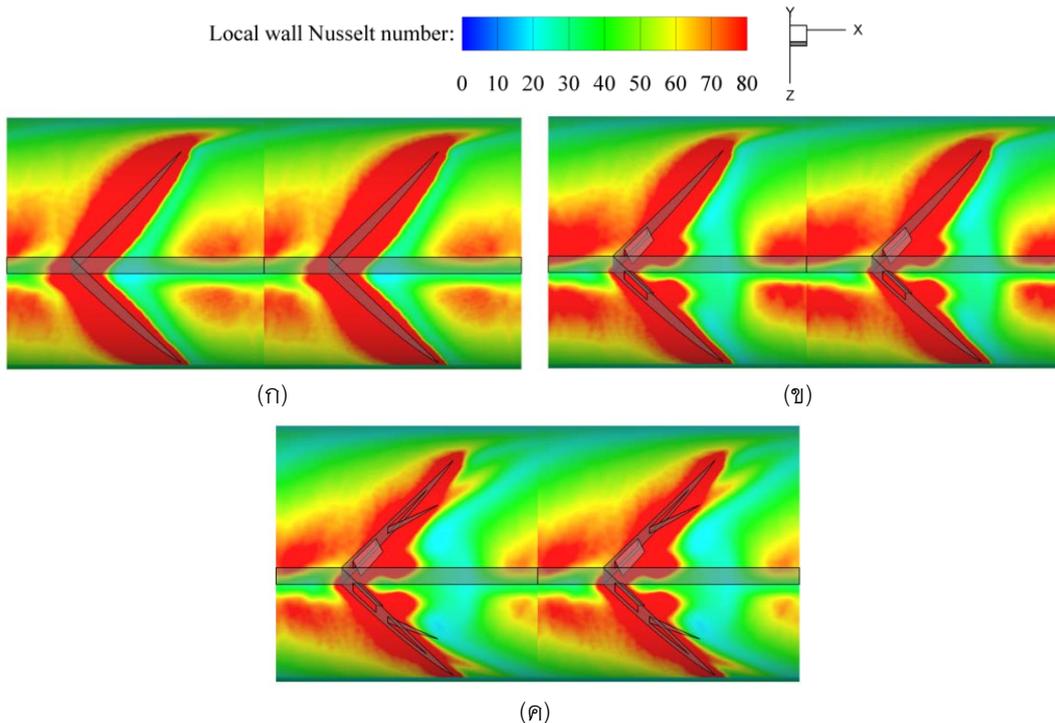


**รูปที่ 3** การไหล 3 มิติ, การกระจายความเค้นเฉือนที่ผนัง, การกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนของของไหล และการกระจายอุณหภูมิผนัง ที่ค่า  $Re=3000$  สำหรับ (ก) TVB, (ข) OLPVB ที่ค่า  $\beta = 20^\circ$  และ (ค) TLPVB ที่ค่า  $\beta = 20^\circ$

เมื่อพิจารณาการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนของของไหลพบว่ากรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TVB นั้นหมายความว่าความรุนแรงของกระแสการไหลสำหรับกรณี OLPVB และ TLPVB มีค่าต่ำกว่ากรณี TVB ทั้งนี้การลดลงของความรุนแรงของกระแสการไหลจะส่งผลกระทบต่ออุณหภูมิผนัง กล่าวคือเมื่อกระแสการไหลหมุนวนหลักเกิดขึ้นเนื่องจากแผ่นกั้นจะส่งผลให้ชั้นขีดผิวถูกทำลาย ซึ่งบริเวณผนังที่ถูกกระทบด้วยกระแสการไหลหมุนวนนั้นจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังสูงกว่าบริเวณอื่นๆ จึงทำให้อุณหภูมิผนังบริเวณนั้นมีอุณหภูมิต่ำ และเมื่อความรุนแรงของกระแสการ

ไหลลดลงส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนลดลงไปด้วย จึงส่งผลให้อุณหภูมิผิวท่อสูงขึ้นนั่นเอง เมื่อเปรียบเทียบทั้ง 3 กรณีพบว่า TLPVB ให้ ความรุนแรงของกระแสการไหลต่ำที่สุดและให้ค่าอุณหภูมิผนังสูงที่สุด

รูปที่ 4 แสดงการกระจายเลขนัสเซลท์ที่ผนังที่ค่า  $\beta = 20^\circ$  และ  $Re=3000$  จากรูปพบว่ากรณี TVB ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูง กว่ากรณีอื่นๆ ซึ่งสามารถสังเกตได้จากคอนทัวร์สีแดง นั่นเป็นเพราะว่ากรณี TVB ให้ความรุนแรงของกระแสการไหลสูงที่สุด ทำให้ อุณหภูมิของผนังมีค่าต่ำกว่ากรณีอื่นๆ จึงส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังสูงกว่ากรณีอื่นๆนั่นเอง เมื่อพิจารณากรณี OLPVB และ TLPVB พบว่าให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ผนังลดลงตามลำดับ เนื่องจากให้ความรุนแรงของกระแสการไหลลดลงจึงทำให้ชั้นขีดผิวถูก ทำลายน้อยลงนั่นเอง



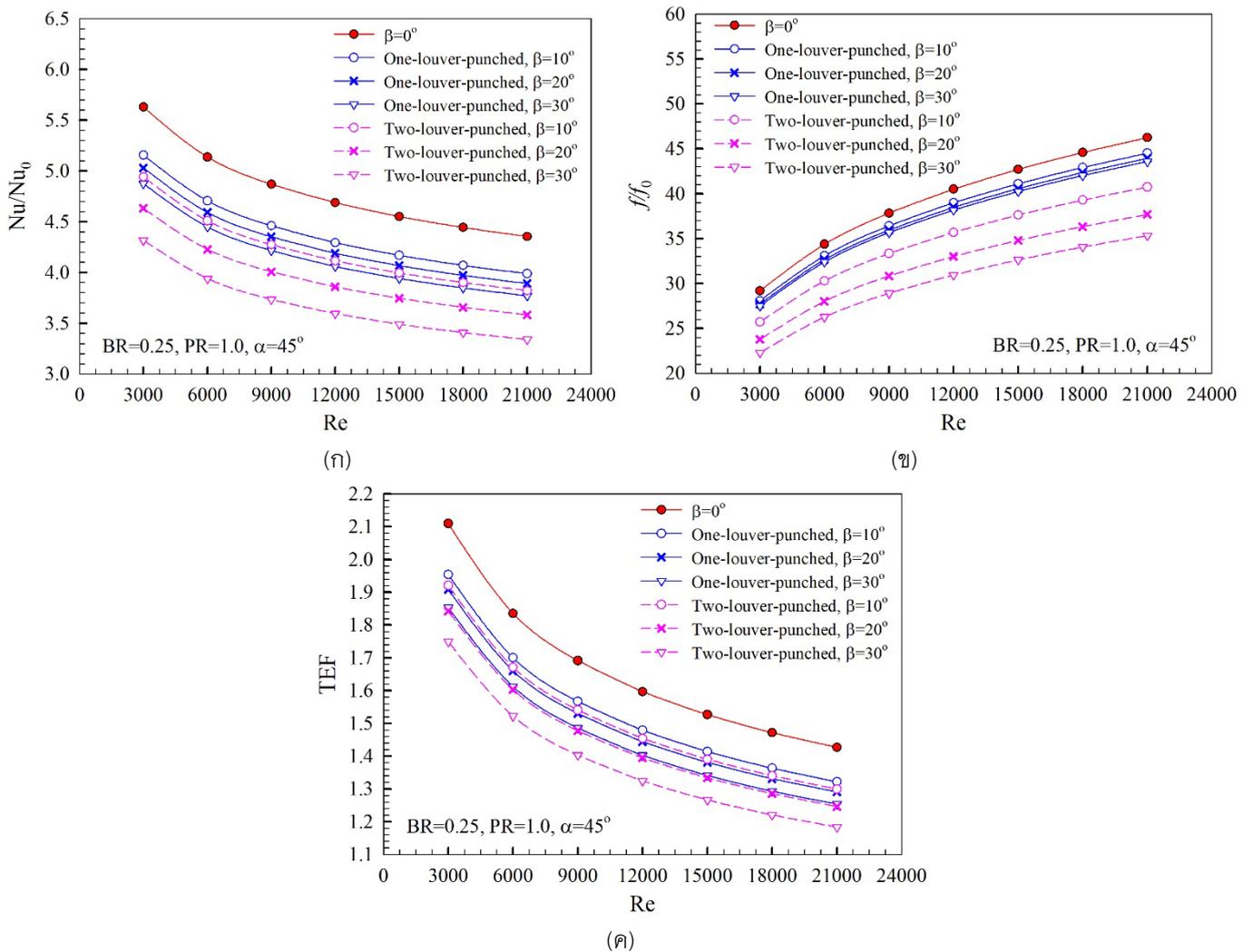
รูปที่ 4 การกระจายเลขนัสเซลท์ที่ผนังที่ค่า  $Re=3000$  สำหรับ (ก) TVB, (ข) OLPVB ที่ค่า  $\beta = 20^\circ$  และ (ค) TLPVB ที่ค่า  $\beta = 20^\circ$

### 3.3 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข

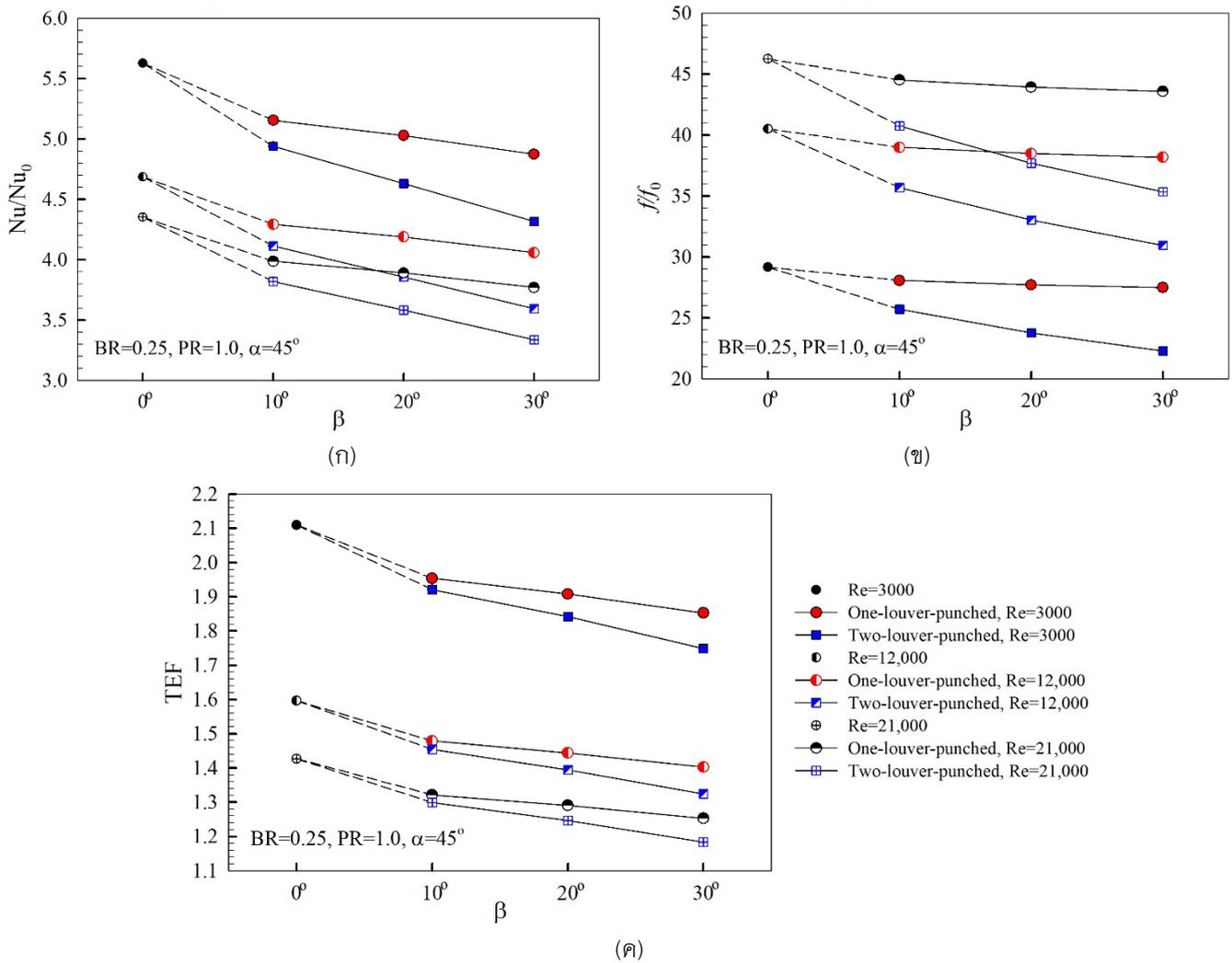
ความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $Nu/Nu_0$  กับ  $Re$  และ  $\beta$  แสดงดังรูปที่ 5(ก) และ 6(ก) ตามลำดับ จากรูปพบว่าการใช้ TVB, OLPVB และ TLPVB ให้ค่า  $Nu/Nu_0 > 1.0$  (สูงกว่าท่อเปล่า) ทุกกรณี และให้แนวโน้มลดลงเมื่อ  $Re$  เพิ่มขึ้นทุกกรณีเช่นเดียวกัน โดยให้ค่าในช่วง 3.33–5.62 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า กรณี TVB ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ในช่วง 4.35–5.62 กรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ในช่วง 3.76–5.15 และ 3.33–4.93 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TVB พบว่ากรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ลดลงในช่วง 8.39–13.4% และ 12.23–23.31% ตามลำดับขึ้นอยู่กับค่า  $\beta$  และเมื่อเปรียบเทียบกับค่า  $\beta = 10^\circ, 20^\circ$  และ  $30^\circ$  เท่ากัน พบว่ากรณี TLPVB ให้ค่า  $Nu/Nu_0$  ต่ำกว่ากรณี OLPVB เฉลี่ยประมาณ 4.19%, 7.92% และ 11.44% ตามลำดับ

รูปที่ 5(ข) และ 6(ข) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $f/f_0$  กับ  $Re$  และ  $\beta$  ตามลำดับ จากรูปพบว่าการใช้ TVB, OLPVB และ TLPVB ให้ค่า  $f/f_0 > 1.0$  (สูงกว่าท่อเปล่า) ทุกกรณี และให้แนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ  $Re$  เพิ่มขึ้นทุกกรณีเช่นเดียวกัน โดยให้ค่าในช่วง 22.29–46.24 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า กรณี TVB ให้ค่า  $f/f_0$  ในช่วง 29.17–46.24 กรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่า  $f/f_0$  ในช่วง 27.49–44.51 และ 22.29–40.74 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TVB พบว่ากรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่า  $f/f_0$  ลดลงในช่วง 3.74–5.75% และ 11.88–23.59% ตามลำดับขึ้นอยู่กับค่า  $\beta$  และเมื่อเปรียบเทียบกับค่า  $\beta = 10^\circ, 20^\circ$  และ  $30^\circ$  เท่ากัน พบว่ากรณี TLPVB ให้ค่า  $f/f_0$  ต่ำกว่ากรณี OLPVB เฉลี่ยประมาณ 8.45%, 14.2% และ 18.92% ตามลำดับ

ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF กับ Re และ  $\beta$  แสดงดังรูปที่ 5(ค) และ 6(ค) ตามลำดับ จากรูปพบว่าการใช้ TVB, OLPVB และ TLPVB ให้ค่า TEF > 1.0 (สูงกว่าท่อเปล่า) ทุกกรณี และให้แนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้นทุกกรณีเช่นเดียวกัน โดยให้ค่าในช่วง 1.18– 2.1 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า กรณี TVB ให้ค่า TEF ในช่วง 1.42–2.1 ส่วนกรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่า TEF ในช่วง 1.25–1.95 และ 1.18–1.92 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TVB พบว่ากรณี OLPVB และ TLPVB ให้ค่า TEF ลดลงในช่วง 7.37–12.15% และ 8.94–17.06% ตามลำดับขึ้นอยู่กับค่า  $\beta$  และเมื่อเปรียบเทียบที่ค่า  $\beta = 10^\circ, 20^\circ$  และ  $30^\circ$  เท่ากัน พบว่ากรณี TLPVB ให้ค่า TEF ต่ำกว่ากรณี OLPVB เฉลี่ยประมาณ 1.69%, 3.44% และ 5.59% ตามลำดับ กรณี TVB ให้ค่า TEF สูงที่สุดที่ 2.1 เท่า ที่  $Re = 3000$



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ก)  $Nu/Nu_0$ , (ข)  $f/f_0$  และ (ค) TEF กับ Re



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ก)  $Nu/Nu_0$ , (ข)  $f/f_0$  และ (ค) TEF กับ  $\beta$

#### 4. สรุปผลการจำลอง

จากการศึกษาพฤติกรรมกรการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบบานพับทำมุมปะทะ  $45^\circ$  มีอัตราส่วนความสูง (b/D) คงที่เท่ากับ 0.25 มีอัตราส่วนระยะพิชช์ (p/D) คงที่เท่ากับ 1.0 มีมุมบานพับ ( $\beta$ ) เท่ากับ  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  และ  $30^\circ$  และมีการเจาะรูจำนวน 1 รู (one-louver-punched V-baffle, OLPVB) และ 2 รู (two-louver-punched V-baffle, TLPVB) โดยมีกรณีแผ่นกั้นตัววีที่ไม่มีการเจาะ (typical V-baffle, TVB,  $\beta = 0^\circ$ ) มาเปรียบเทียบ ในช่วงการไหลที่ค่า  $Re=3000-20,000$  พบว่า TVB ก่อให้เกิดกระแสการไหลหมุนหลัก ส่วนกรณี OLPVB และ TLPVB พบว่ากระแสการไหลจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือกระแสการไหลหมุนชนหลักและกระแสการไหลผ่านรู ซึ่งทำให้ความเค้นเฉือนที่ผนังลดลง ส่งผลให้ค่า  $f/f_0$  ลดลงต่ำกว่ากรณี TVB ในช่วง 3.74-23.59% และให้ค่า  $Nu/Nu_0$  และ TEF ลดลงในช่วง 8.39-23.31% และ 7.37-17.06% กรณีศึกษาทั้งหมดให้ค่า  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ TEF ในช่วง 3.33- 5.62, 22.29-46.24 และ 1.18- 2.1 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่า โดยกรณี TVB ให้ค่า TEF สูงที่สุดที่ 2.1 เท่า ที่  $Re = 3000$

#### เอกสารอ้างอิง

- [1] Keklikcioglu O, Ozceyhan V. Experimental investigation on heat transfer enhancement of a tube with coiled-wire inserts installed with a separation from the tube wall. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2016 Sep 6;78:88-94.

- [2] Chompookham T, Chingtuaythong W, Chokphoemphun S. Influence of a novel serrated wire coil insert on thermal characteristics and air flow behavior in a tubular heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*. 2022 July 29;171: 107184.
- [3] Man C, Lv X, Hu J, Sun P, Tang Y. Experimental study on effect of heat transfer enhancement for single phase forced convective flow with twisted tape inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017 Oct 17;106:877–883.
- [4] Promvong P, Skullong S. Heat transfer in a tube with combined V-winglet and twin counter-twisted tape. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021 May 5;26:101033.
- [5] Fan AW, Deng JJ, Nakayama A, Liu W. Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012 June 6;55(19–20):5205–5213.
- [6] Nakhchi ME, Esfahani JA. CFD approach for two-phase CuO nanofluid flow through heat exchangers enhanced by double perforated louvered strip insert. *Powder Technology*. 2020 May 1;367:877–888.
- [7] Nakhchi ME, Esfahani JA. Numerical investigation of turbulent Cu–water nanofluid in heat exchanger tube equipped with perforated conical rings. *Advanced Powder Technology*. 2019 July 1;30(7):1338–1347.
- [8] Promthaisong P, Skullong S. Thermal characterization in circular tube inserted with diamond-shaped rings. *The Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*. 2019 Jun 27;7(4):1–10.
- [9] S Liu, Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013 Mar 1;19:64–81.
- [10] Kwankaomeng S, Promvong P. Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30 angled baffle on one wall. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2010 Aug 1;37(7):857–866.
- [11] Promvong P, Skullong S, Kwankaomeng S, Thiangpong C. Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 2: numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2012 May 1;39(2):625–633.
- [12] Skullong S, Thiangpong C, Jayranaiwachira N, Promvong P. Experimental and numerical heat transfer investigation in turbulent square-duct flow through oblique horseshoe baffles. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 2016 Jan 1;99:58–71.
- [13] Skullong S, Promvong P, Jayranaiwachira N, Thiangpong C. Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta wing tape inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 2016 Nov 1;109:164–177.
- [14] Gururatana S, Prapainop R, Chuepeng S, Skullong S. Development of heat transfer performance in tubular heat exchanger with improved NACA0024 vortex generator. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021 Aug 1;26:101166.
- [15] Promvong P, Promthaisong P, Skullong S. Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020 Apr 1;151:119351.
- [16] Promvong P, Skullong S. Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with V-shaped winglet vortex generator. *Applied Thermal Engineering*. 2020 Jan 5;164:114424.
- [17] Hong Y, Du J, Wang S, Huang SM, Ye WB. Heat transfer and fluid flow behaviors in a tube with modified wire coils. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018 Sep 1;124:1347–1360.
- [18] Chiu YW, Jang JY. 3D numerical and experimental analysis for thermal-hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts. *Applied Thermal Engineering*. 2009 Feb 1;29(2–3):250–258.

- [19] Liu P, N Zheng, Shan F, Liu Z, Liu W. An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018 Feb 1;117:691–709.
- [20] Hong Y, Du J, Wang S. Turbulent thermal, fluid flow and thermodynamic characteristics in a plain tube fitted with overlapped multiple twisted tapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017 Dec 1;115:551–565.
- [21] Incropera F, Dewitt PD, Bergman TL, Lavine AS. *Introduction to heat transfer*. 6th ed. New Jersey: John Wiley & Sons; 2006.