

เทอร์บิวเลเตอร์ชนิดเฟืองรูปแบบใหม่สำหรับปรับปรุงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม Novel gear-type turbulators for improvement of heat transfer performance in a circular tube

โชติธัช จิตรบำรุง*, สุทธิชัย อัสสะบำรุงรัตน์** และ สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์***

*ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

**ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

***ติดต่อ: Email: Sompong.pu@chula.ac.th โทรศัพท์: 02-218-6637 โทรสาร: 02-252-2889

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เสนอการใช้เทอร์บิวเลเตอร์ชนิดเฟืองรูปแบบใหม่เพื่อปรับปรุงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม การศึกษาใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT VERSION 15.0 โดยใช้แบบจำลอง Standard $k-\epsilon$ จำลองการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ ได้แก่ แบบวงแหวนวงกลม แบบวงแหวนกรวย และแบบวงแหวนเฟืองซึ่งเป็นการตัดบางส่วนออกจากเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนกรวย ทำการศึกษาเชิงตัวเลขของท่อที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์แบบต่างๆ โดยมีอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.5, 0.6 และ 0.7 และอัตราส่วนระยะห่างเท่ากับ 4 และ 8 กำหนดให้อากาศไหลผ่านท่อทดสอบที่อุณหภูมิ 27 องศาเซลเซียส ที่ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ระหว่าง 4000 – 20000 และให้ค่าฟลักซ์ความร้อนคงที่ พบว่าผลการคำนวณที่ได้จากระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่มมีความใกล้เคียงกับผลจากการทดลอง

จากการศึกษาพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนวงกลมและแบบวงแหวนกรวยเพิ่มขึ้น 87% ถึง 199% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อแบบผิวเรียบ ในกรณีของเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนกรวยเพิ่มขึ้น 3% ถึง 8% เมื่อเปรียบเทียบกับเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนวงกลม และพบว่าเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนเฟืองให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด นอกจากนี้ยังพบว่าเทอร์บิวเลเตอร์ที่ติดตั้งด้วยอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กที่สุดเท่ากับ 0.5 และอัตราส่วนระยะห่างที่สั้นที่สุดเท่ากับ 4 ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงที่สุด

คำหลัก: ระบบวิธีไฟไนต์วอลุ่ม, เทอร์บิวเลเตอร์, การถ่ายเทความร้อน

Abstract

This paper proposes a novel Gear-type turbulator for improvement of heat transfer performance in a circular tube. A commercial software ANSYS FLUENT VERSION 15.0 with a standard $k-\epsilon$ model is used to simulate the turbulent flow in a circular tube fitted with different types of turbulator, including circular-ring turbulator (CRT), conical-ring turbulator (CORT) and gear-ring turbulator (GRT) by partial cutting out of CORT. The study considered the circular tube fitted with turbulators with different diameter ratios (DR = 0.5, 0.6 and 0.7), and pitch ratios (PR = 4 and 8). The air feed temperature was specified at 27°C with a Reynolds number range of 4000 to 20000. The heat flux was constant. The simulation results obtained from the finite volume method agree well with the experimental results reported in the literature.

From the studies, the heat transfer rates in the tube fitted with CRTs and CORTs are 87% to 199% higher than that of the plain tube without a turbulator. The CORTs offer about 3% to 8% higher than the CRTs. The highest heat transfer performance was found in the case of GRT. Moreover, it was

found that the turbulator with the smallest diameter ratio ($DR = 0.5$) and the pitch ratio ($PR = 4$) offers the highest heat transfer rate.

Keywords: Finite volume method, Turbulator, Heat transfer

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนับว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญมากสำหรับการใช้งานในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดขึ้นไป โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีบทบาทและถูกใช้งานอย่างแพร่หลายมากในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่และขนาดเล็ก เช่น โรงงานกังหันพลังไอน้ำ โรงงานผลิตเคมี โรงงานไฟฟ้าขนาดใหญ่ หรือแม้แต่ตามที่พักอาศัย เช่น ระบบการทำความเย็นของตู้เย็น ระบบปรับอากาศ เป็นต้น

โดยปัจจุบันได้มีการศึกษาวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมนำมาใช้คือ Passive technique ซึ่งมีข้อดีคือไม่ต้องอาศัยแรงจากภายนอก แต่จะอาศัยอุปกรณ์อื่นหรือลักษณะพิเศษของรูปร่างและของผิวเป็นตัวช่วยในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน อย่างไรก็ตามการเลือกใช้แต่ละวิธีการจำเป็นต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมด้วย ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ในการศึกษาและพัฒนาการเพิ่มประสิทธิภาพของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ ภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทท่อกลม โดยทำการศึกษาผลกระทบ และประโยชน์ของเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลมที่ได้จากงานวิจัยก่อนหน้านี้ [1] โดยการทบทวนผลงานวิจัยก่อนหน้านี้สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภท

1.1 การทบทวนงานวิจัยประเภทการทดลอง

การศึกษางานวิจัยประเภทการทดลองเป็นการศึกษาที่เข้าใจได้ง่ายมากที่สุด เพราะเนื่องจากเป็นงานทดลองด้วยการใช้อุปกรณ์จริง Kongkaitpaiboon et al. [1] ได้ทำการศึกษาผลของการทดลองการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมภายในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลม ผลที่ได้จากการทดลองสรุปว่า การติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลมที่อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง และอัตราส่วนระยะห่างของเทอร์บิวเลเตอร์ที่น้อยที่สุด จะทำให้มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าที่สูงที่สุด แต่จะส่งผลให้มีค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นด้วย Yakut and Sahin [2] ได้ทำการทดลองศึกษาลักษณะของเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนกรวย เพื่อใช้ในการเพิ่ม

ลักษณะการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทำการเปลี่ยนแปลงค่าของระยะห่างแต่ละเทอร์บิวเลเตอร์ ผลที่ได้จากการทดลองสรุปว่า การถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดเกิดขึ้นที่ระยะห่างที่สั้นที่สุด Duangthongsuk and Wongwises [3,4] ทำการศึกษาการทดลองลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมภายในท่อกลมที่ติดตั้งอุปกรณ์ใบมีดเทอร์ไบน์ที่สามารถหมุนได้ในท่อกลม (Rotating turbine-type swirl generators, RTSG) ผลที่ได้จากการทดลองสรุปว่าท่อกลมที่ติดตั้งอุปกรณ์ RTSG มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าท่อกลมผิวราบเรียบ แต่ส่งผลทำให้มีค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นด้วย และจากงานวิจัยต่อมาได้ทำการเปรียบเทียบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ติดตั้งอุปกรณ์ใบมีดเทอร์ไบน์ 2 ประเภทคือ 1) ใบมีดเทอร์ไบน์ที่สามารถหมุนได้ (Rotating turbine-type swirl generators, RTSG) และ 2) ใบมีดเทอร์ไบน์ที่กำหนดให้หยุดนิ่ง (Fitted turbine-type swirl generators, FTSG) ผลที่ได้จากการทดลองสรุปว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ RTSG และ FTSG และสำหรับการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จะส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น แต่สำหรับท่อกลมที่ติดตั้งอุปกรณ์ RTSG ที่เกิดการหมุนจะทำให้มีค่าความดันตกคร่อมน้อยกว่าการติดตั้งอุปกรณ์ FTSG ที่กำหนดให้หยุดนิ่ง

1.2 การทบทวนงานวิจัยประเภทระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

การศึกษางานวิจัยประเภทระเบียบวิธีเชิงตัวเลข เป็นการจำลองลักษณะการไหลของของไหล รวมไปถึงการนำระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่มเข้าแก้ไขปัญหาในเรื่องของการถ่ายเทความร้อน Kauwaranyu [5] ได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขของการไหลแบบปั่นป่วนและการถ่ายเทความร้อนในใบพัดกังหันก๊าซที่มีเทอร์บิวเลเตอร์ ผลที่ได้จากการศึกษาระเบียบวิธีเชิงตัวเลขสรุปว่า การจัดวางเทอร์บิวเลเตอร์แบบ Staggered มีความเหมาะสมมากกว่าการจัดวางแบบ In-lined Panyarattana and Putivisutisak [6] ได้วิเคราะห์การไหลแบบ 2 มิติผ่านสิ่งกีดขวางรูปทรงสี่เหลี่ยม 2 แห่งในช่องทางไหลโดยวิธีไฟไนต์วอลุ่ม ผลที่ได้จากการใช้

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขสรุปว่า การเปลี่ยนแปลงตัวแปรหลัก และการจัดวางแบบต่างๆ นี้มีผลต่อรูปร่างความเร็วของการไหลที่เปลี่ยนไป Rao et al. [7] ได้ทำการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบปั่นป่วนในช่องทางการไหลแบบรอยนูนแบบทรงกลม และรอยนูนแบบหยดน้ำ ผลที่ได้จากการศึกษาระเบียบวิธีเชิงตัวเลขสรุปว่า การไหลแบบปั่นป่วนที่ผ่านพื้นผิวที่มีรอยนูนแบบหยดน้ำตามีค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงกว่าการไหลที่พื้นผิวที่มีรอยนูนแบบทรงกลม อย่างไรก็ตามพื้นผิวที่มีรอยนูนแบบหยดน้ำตาจะส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นด้วยเมื่อเทียบกับพื้นผิวที่มีรอยนูนแบบทรงกลม

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขสำหรับการคำนวณการไหลภายในท่อผ่านที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Standard $k-\varepsilon$ ที่สามารถทำนายคุณลักษณะการไหลโดยทั่วไปได้

2. ทฤษฎีและสมการที่เกี่ยวข้อง

สำหรับการคำนวณลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนใน 3 มิติ สมมติให้เป็นการไหลอยู่ในสถานะคงตัว ชนิดอัดตัวไม่ได้ และคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลมีค่าคงที่ตลอดทั้งขอบเขตที่พิจารณา

2.1 สมการการไหลแบบปั่นป่วน

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนนั้นมีความซับซ้อนกว่าการไหลแบบราบเรียบเนื่องจากต้องพิจารณารูปแบบค่าเฉลี่ย และค่าการสั่นตลอดการไหล โดยสมการการเคลื่อนที่นั้นจะประกอบไปด้วย สมการความต่อเนื่อง สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน สามารถเขียนให้อยู่ในรูปแบบเทนเซอร์ได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial \rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial x_j} \quad (2)$$

โดยมีค่า Viscous stress tensor ที่คำนวณจาก

$$\bar{\sigma}_{ij} = 2\mu \bar{s}_{ij} \quad (3)$$

และค่า Strain tensor จาก

$$\bar{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{u}'_j \bar{T}' \right) \quad (5)$$

2.2 แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k-\varepsilon$

แบบจำลองความปั่นป่วนชนิดนี้มี 3 แบบคือ Standard, RNG และ Realizable โดยที่แต่ละแบบจะมีสมการ Turbulent kinetic energy (k) เหมือนกัน แต่ต่างกันตรงสมการ Dissipation rate of k (ε) ซึ่งในแต่ละแบบจะมีการกำหนดตัวแปรและค่าคงที่ต่างกันไป สำหรับบทความนี้จะเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Standard $k-\varepsilon$

สมการ Turbulent kinetic energy (k)

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = G - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

สมการ Dissipation rate of k (ε)

$$\begin{aligned} \rho \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G \\ &- C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

โดยมีค่า Rate of turbulent energy production

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

และค่า Eddy viscosity คำนวณจาก

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

และค่า Reynolds stress จาก

$$R_{ij} = 2\mu_t \bar{s}_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (10)$$

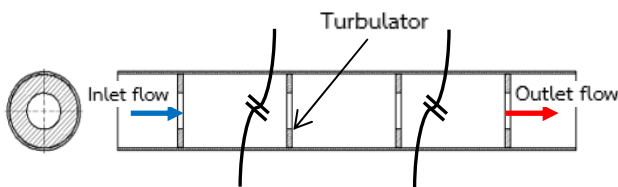
สำหรับค่าคงที่ของแบบจำลองความปั่นป่วนนี้ ถูกเสนอโดย Launder and Spalding [8] คือ $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ และ $C_{\varepsilon 2} = 1.92$

3. วิธีการคำนวณ

สำหรับงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT VERSION 15.0 ซึ่งเป็นโปรแกรมเชิงพาณิชย์ที่ประยุกต์นำระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่ม (Finite Volume Method) เข้าช่วยในการแก้ไขปัญหาทางการถ่ายเทความร้อน โดยการประมาณค่าพจน์การพาความร้อนที่ผิวของปริมาตรควบคุม โดยเลือกใช้ QUICK Scheme [9] ซึ่งเป็น Differencing Scheme ที่มีความถูกต้องในอันดับที่สอง (2^{nd} order scheme) จึงทำให้เพิ่มความแม่นยำของคำตอบมากขึ้น และเลือกใช้ระเบียบวิธี SIMPLE [10] ในการหาค่าความดันและความเร็วที่สอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง

3.1 แบบจำลอง พารามิเตอร์ และประเภทของเทอร์บิวเลเตอร์

ศึกษาการวิเคราะห์การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน รวมไปถึงความดันตกคร่อมทั้งตลอดความยาวของท่อตรง โดยทำการเปรียบเทียบการศึกษาเชิงตัวเลขกับผลการทดลองของ Kongkaitpaiboon et al. [1] ซึ่งทำการจำลองการไหลในสามมิติ เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศที่ผ่านเข้าสู่ท่อและวงแหวนเทอร์บิวเลเตอร์โดยจะพิจารณาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของของไหลและลักษณะการไหลที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ สำหรับลักษณะรูปทรง และพารามิเตอร์ของเทอร์บิวเลเตอร์แบบต่างๆ



รูปที่ 1 แบบจำลองการไหลของอากาศในท่อตรงกลมที่มีเทอร์บิวเลเตอร์ติดตั้งอยู่

รูปที่ 1 แสดงทิศทางการไหลของอากาศในท่อกลมที่มีเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบวงแหวนวงกลมติดตั้งอยู่ สำหรับรายละเอียดของเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบวงแหวนวงกลม (Circular-ring turbulator, CRT) มีดังต่อไปนี้ เทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบวงแหวนวงกลมผลิตจากวัสดุอลูมิเนียม มีความหนา 5 มิลลิเมตร กำหนดให้เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก(D) เท่ากับ 62 มิลลิเมตร กำหนดให้มีการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง (Diameter ratio, DR) ดังรูปที่ 2 คือ 31 มิลลิเมตร ($DR = 0.5D$),

37.5 มิลลิเมตร ($DR = 0.6D$) และ 43.4 มิลลิเมตร ($DR = 0.7D$) และกำหนดให้มีการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนระยะห่างระหว่างเทอร์บิวเลเตอร์ (Pitch ratio, PR) ดังรูปที่ 3 เท่ากับ 248 มิลลิเมตร ($PR = 4D$) และ 496 มิลลิเมตร ($PR = 8D$) สำหรับท่อกลมทดสอบผลิตด้วยทองแดงเพื่อให้เกิดความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับผนังท่อได้มากที่สุด โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 63 มิลลิเมตร และความยาวของท่อเท่ากับ 1.5 เมตร หนา 2 มิลลิเมตร โดยให้อากาศไหลเข้าสู่ท่อกลมที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ระหว่าง 4000 – 20000 และให้ค่าฟลักซ์ความร้อนคงที่บริเวณผนังภายนอกของท่อกลม [1]



DR = 0.5D

DR = 0.6D

DR = 0.7D

รูปที่ 2 การเปรียบเทียบอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง (Diameter ratio, DR)



PR = 4D



PR = 8D

รูปที่ 3 การเปรียบเทียบอัตราส่วนระยะห่างระหว่างเทอร์บิวเลเตอร์ (Pitch ratio, PR)

ประเภทของเทอร์บิวเลเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาสำหรับในการวิจัยครั้งนี้แบ่งออกเป็น 3 ประเภทคือ เทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลม รูปที่ 4ก. เทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนกรวย รูปที่ 4ข. และเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนเฟือง รูปที่ 4ค. จะนำเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพของเทอร์บิวเลเตอร์ด้วยวิธี Passive technique มาประยุกต์ใช้ คือ การทำให้เทอร์บิวเลเตอร์มีลักษณะของรูปร่างที่เปลี่ยน หรือ การตัดให้เกิด โดยกำหนดค่าพารามิเตอร์และอัตราส่วนต่างๆ เหมือนกับเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลม



ก. เทอร์บิวเลเตอร์วงกลม (Circular-ring turbulator, CRT)



ข. เทอร์บิวเลเตอร์วงกรวย (Conical-ring turbulator, CORT)



ค. เทอร์บิวเลเตอร์วงเฟือง (Gear-ring turbulator, GRT)

รูปที่ 4 รูปแบบต่างๆ ของเทอร์บิวเลเตอร์ ก. เทอร์บิวเลเตอร์วงกลม (Circular-ring turbulator, CRT), ข. เทอร์บิวเลเตอร์วงกรวย (Conical-ring turbulator, CORT) และ ค. เทอร์บิวเลเตอร์วงเฟือง (Gear-ring turbulator, GRT)

สำหรับเทอร์บิวเลเตอร์วงกรวย Conical-ring turbulators (CORT) มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของทางเข้ากับทางออกไม่เท่ากัน โดยเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของทางเข้า (D) และเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของทางออก ($d = 0.5D$) อ้างอิงโดย [2] สำหรับเทอร์บิวเลเตอร์วงเฟือง Gear-ring turbulators (GRT) มีการตัดบางส่วนออก (Cut-out) เพื่อให้การไหลมีความปั่นป่วนมากกว่าเดิมบริเวณที่ช่องไหลสัมผัสกับผนังท่อ โดยจะแบ่งการตัดออกเป็น 3 แบบคือ $N = 6, 8$ และ 10 ตามลำดับ (โดย N แทนจำนวนส่วนที่ถูกตัดออก) กำหนดให้ความลึกของช่องที่ถูกตัดออกเท่ากับ 13 มิลลิเมตร (กรณีของ $DR = 0.5D$), 10 มิลลิเมตร (กรณีของ $DR = 0.6D$) และ 7 มิลลิเมตร (กรณีของ $DR = 0.7D$)

3.2 อิทธิพลของจำนวนกริด (Grid Independence)

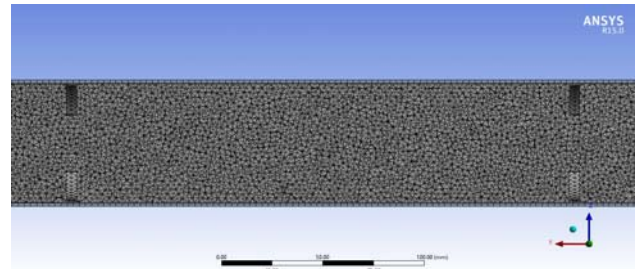
สำหรับการแบ่งกริดควรให้ช่วงที่ของไหลไหลผ่านเทอร์บิวเลเตอร์ละเอียดมากเนื่องจากสิ่งที่สนใจคือ การเปลี่ยนแปลงความเร็วของของไหลที่ผ่านเทอร์บิวเลเตอร์ ส่วนบริเวณใกล้ผนังของ Mixing Layer กำหนดให้

คำนวณแบบ Standard Wall Function เพื่อตรวจสอบเรื่องอิทธิพลของจำนวนกริด (Grid Independence) พบว่าขนาดของกริดที่เหมาะสมแสดงดังตารางที่ 1 และแบบจำลองทั้งหมดกำหนดการลู่เข้าที่ค่าความผิดพลาด 10^{-4}

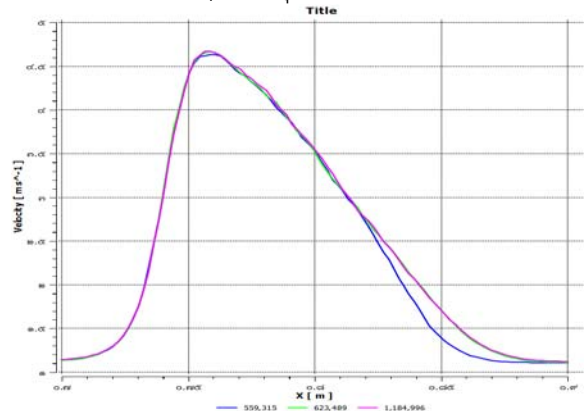
กรณีที่	Grid Size (mm)	Grid Number
1	4.5	559,315
2	4	623,489
3	3	1,184,996

ตารางที่ 1 ตารางการเปรียบเทียบจำนวนของกริดในแต่ละขนาดของกริดที่เท่าๆ กันทุกด้าน

ตารางที่ 1 ท่อที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงกลมประเภทวงกลม (CRT) กรณีของ $DR = 05$ และ $PR = 4$ โดยกรณีที่ 3 กำหนด Element size เท่ากับ 3 เท่าๆกันในทุกมิติแต่ละเซลล์ พบว่าจะได้ค่าของ Grid number เท่ากับ 1,184,996 แสดงดังรูปที่ 5 ซึ่งตัดแบ่งตามแนวตั้งฉากของท่อกลม



รูปที่ 5 กริดที่ใช้ในการคำนวณสำหรับปัญหาในการไหลสามมิติ โดยมี Element size เท่ากับ 3 มิลลิเมตร เท่าๆกันในทุกมิติแต่ละเซลล์

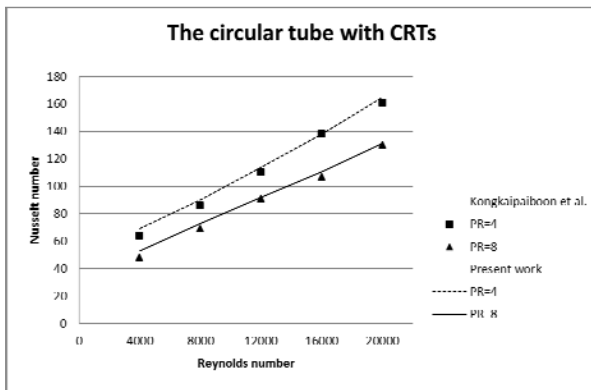


รูปที่ 6 การทดสอบ Grid independence กับค่าความเร็วบริเวณทางเข้าและทางออกของเทอร์บิวเลเตอร์ รูปที่ 6 แสดงให้เห็นว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบกริดทั้งหมด 3 กรณีคือกริดจำนวน 559,315,

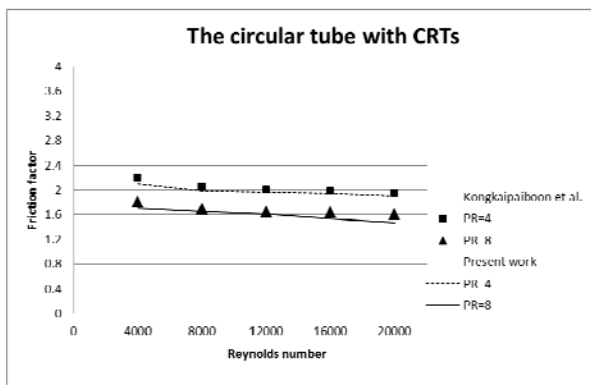
623,489 และ 1,184,996 กริดตามลำดับ ขนาดของกริดเท่ากับ 623,489 และ 1,184,996 มีความใกล้เคียงกันอย่างมาก จึงเลือกขนาดกริดเท่ากับ 623,489 ไปคำนวณเพื่อเปรียบเทียบค่าตัวเลขต่างๆ กับผลการทดลองของ Kongkaitpaiboon et al. [1]

3.3 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

เนื่องจากในงานวิจัยครั้งนี้ใช้การคำนวณรูปแบบระเบียบวิธีเชิงตัวเลข จึงจำเป็นต้องมีการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม เพื่อให้ผลที่ได้จากการคำนวณถูกต้อง และมีความมั่นใจที่จะนำโปรแกรมมาประยุกต์ใช้ในขั้นตอนต่อไป



รูปที่ 7 การเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณค่าตัวเลขเฉลี่ยที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ กับผลการทดลองของ Kongkaitpaiboon et al. [1] ในท่อที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลมกรณี DR = 0.5, PR = 4 และ 8



รูปที่ 8 การเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ กับผลการทดลองของ Kongkaitpaiboon et al. [1] ในท่อที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนวงกลมกรณี DR = 0.5, PR = 4 และ 8

รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขเฉลี่ยกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ จะเห็นได้ว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าของค่าตัวเลขเฉลี่ยเพิ่มขึ้นเช่นกัน เช่นเดียวกับรูปที่ 8 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ จะเห็นได้ว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานลดลง และเมื่อเปรียบเทียบค่าตัวเลขเฉลี่ย และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ พบว่าผลการคำนวณมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับผลการทดลองของ Kongkaitpaiboon et al. [1] ซึ่งทำให้มีความมั่นใจในระดับหนึ่งว่าการทำงานของโปรแกรมมีความแม่นยำและน่าเชื่อถือพอที่จะใช้ในการศึกษาต่อไป

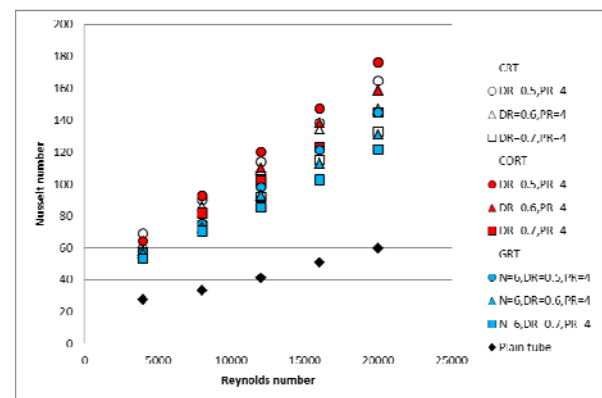
4. ผลและการวิเคราะห์

4.1 ค่าตัวเลขเฉลี่ย (Average nusselt number, Nu)

การถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลมจะมีตัวแปรที่สำคัญเพื่อใช้บอกถึงประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน คือ ค่าตัวเลขเฉลี่ย สำหรับการหาค่าตัวเลขเฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (11)$$

โดยที่ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย
 D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก
 k คือ ค่าการนำความร้อน



รูปที่ 9 ค่าตัวเลขเฉลี่ยที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ

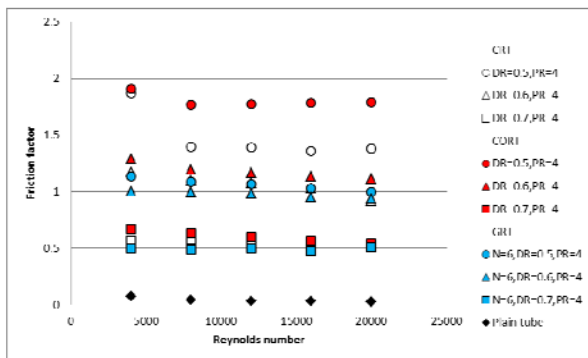
รูปที่ 9 แสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ในกรณีอัตราส่วนระยะห่างที่น้อยที่สุด (PR = 4) และอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางทั้งหมด (DR = 0.5, 0.6 และ 0.7) โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ต่ำที่สุดคือ ท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนกรวย โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนวงกลมและแบบวงแหวนกรวยเพิ่มขึ้น 87% ถึง 199% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อแบบผิวเรียบ และเมื่อพิจารณาในกรณีของเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนกรวยมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 3% ถึง 8% เมื่อเปรียบเทียบกับเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนวงกลม [1]

4.2 ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction factor, f)

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าที่บอกลักษณะเสียดทานของของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิวสัมผัสที่เกิดจากความเค้นเฉือนระหว่างของไหลกับผนังท่อ โดยมีความสัมพันธ์กับค่าของความดันตกคร่อมดังนี้

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (12)$$

- โดยที่ ΔP คือ ความดันตกคร่อม
 f คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
 u_m คือ ค่าความเร็วเฉลี่ยของของไหล
 L คือ ความยาวของท่อที่ของไหลไหลผ่าน
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ
 ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล



รูปที่ 10 ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ

รูปที่ 10 แสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ในกรณีอัตราส่วนระยะห่างที่น้อยที่สุด (PR = 4) และอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางทั้งหมด (DR = 0.5, 0.6 และ 0.7) โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ต่ำที่สุดคือ ท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนเฟือง เนื่องจากให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่น้อยที่สุด ซึ่งอาจเป็นผลมาจากการตัดบางส่วนออก (Cut-out) เพื่อให้การไหลมีความปั่นป่วนมากขึ้นบริเวณที่ของไหลสัมผัสกับผนังท่อ

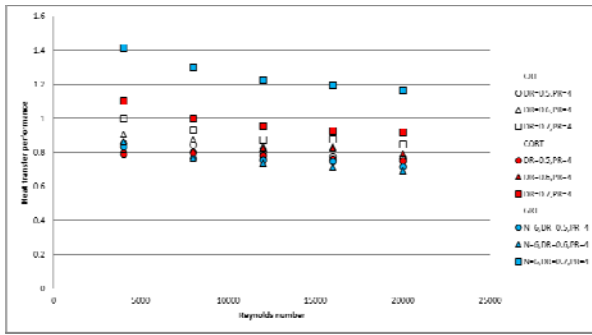
จากการศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสามารถสรุปได้ว่าการเพิ่มขึ้นของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเกิดในกรณีที่อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางที่น้อยที่สุด (DR = 0.5) และ อัตราส่วนระยะห่างที่น้อยที่สุด (PR = 4) ทำนองเดียวกันการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้นด้วย

4.3 ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (heat transfer performance, η)

ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเป็นพารามิเตอร์ที่บ่งบอกถึงการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์เทอร์บิวเลเตอร์ โดยค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเป็นอัตราส่วนของเฟกเตอร์ทั้งสองค่าคือ อัตราส่วนของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์กับค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อกลมผิวเรียบ (Nu_t / Nu_p) และอัตราส่วนของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์กับค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อกลมผิวเรียบ (f_t / f_p) จากความสัมพันธ์ดังกล่าวจึงได้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$\eta = \frac{(Nu_t / Nu_p)}{(f_t / f_p)^{1/3}} \quad (13)$$

โดยที่ t คือ ท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์
 p คือ ท่อกลมผิวเรียบ

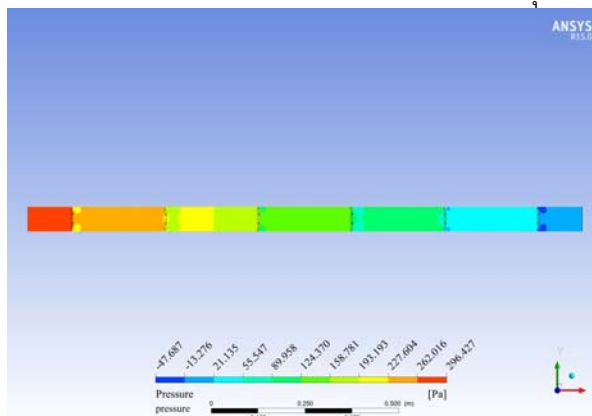


รูปที่ 11 ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ต่างๆ ในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์ รูปแบบต่างๆ

การเปรียบเทียบค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ในกรณีอัตราส่วนระยะห่างที่ น้อยที่สุด (PR = 4) และอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง ทั้งหมด (DR = 0.5, 0.6 และ 0.7) แสดงในรูปที่ 11 โดย ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดเท่ากับ 1.414 ในกรณีของท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์วงแหวนเฟือง ในกรณีจำนวนส่วนที่ถูกตัด 6 ช่อง (N= 6) อัตราส่วนเส้น ผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.7 (DR = 0.7) และอัตราส่วน ระยะห่างเท่ากับ 4 (PR = 4)

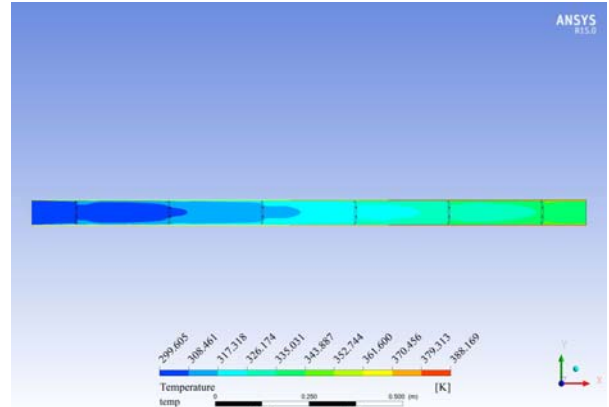
4.4 ลักษณะรูปร่างของของไหล

ทำการศึกษาลักษณะรูปร่างของอุณหภูมิ ความดัน และความเร็ว โดยการสร้างแผ่นตามแนวความยาวของท่อ กลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ ในกรณีนี้จะ ศึกษาเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองในกรณีจำนวนส่วนที่ถูกตัด 6 ช่อง (N= 6) อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.7 (DR = 0.7) และอัตราส่วนระยะห่างเท่ากับ 4 (PR = 4) เนื่องจากให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด



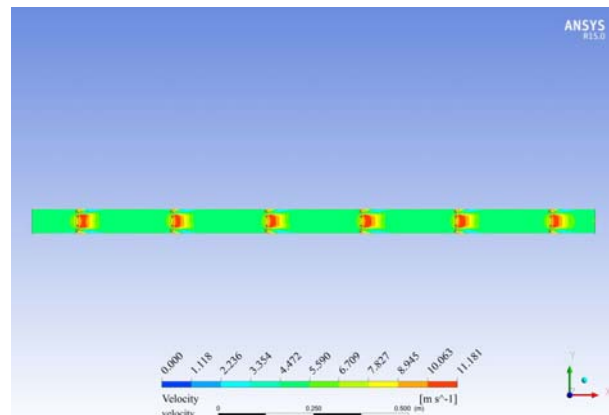
รูปที่ 12 ลักษณะรูปร่างของความดันของของไหลภายใน ท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองในกรณี N= 6, DR = 0.7 และ PR = 4

รูปที่ 12 แสดงลักษณะรูปร่างของความดันของของไหลภายในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 20,000 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อแบบผิวเรียบพบว่า ท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองให้ค่าความดันตกคร่อมที่สูงกว่าเท่ากับ 296 Pa



รูปที่ 13 ลักษณะรูปร่างของอุณหภูมิของของไหลภายในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองในกรณี N= 6, DR = 0.7 และ PR = 4

รูปที่ 13 แสดงลักษณะรูปร่างของอุณหภูมิของของไหลภายในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 20,000 พบว่าอุณหภูมิของของไหลจากบริเวณทางเข้าไปยังบริเวณทางออกของท่อกลมจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ พบว่าอุณหภูมิสูงที่สุดอยู่บริเวณผนังของท่อกลมเท่ากับ 388 K แสดงให้เห็นถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังของท่อกลมกับของไหลที่ไหลภายในท่อกลม



รูปที่ 14 ลักษณะรูปร่างของความเร็วของของไหลภายในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองในกรณี N= 6, DR = 0.7 และ PR = 4

รูปที่ 14 แสดงลักษณะรูปร่างของความเร็วของของไหลภายในท่อกลมที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองที่ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์เท่ากับ 20,000 พบว่าเทอร์บิวเลเตอร์เฟืองสามารถเพิ่มความเร็วในการไหลของของไหลโดยความเร็วสูงสุดเท่ากับ 11 m/s และยังพบว่าระดับความปั่นป่วนของของไหลบริเวณที่ไหลผ่านเทอร์บิวเลเตอร์ และบริเวณผนังของท่อกลมได้ เมื่อเทียบกับท่อแบบผิวเรียบ ดังนั้นการเพิ่มระดับความเร็วและระดับความปั่นป่วนของไหลเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย

5. สรุป

จากการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนวงกลมและแบบวงแหวนกรวยเพิ่มขึ้น 87% ถึง 199% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อแบบผิวเรียบ และในกรณีของเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนกรวยเพิ่มขึ้น 3% ถึง 8% เมื่อเปรียบเทียบกับเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนวงกลม และพบว่าเทอร์บิวเลเตอร์แบบวงแหวนเฟืองให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด นอกจากนี้ยังพบว่าเทอร์บิวเลเตอร์ที่ติดตั้งด้วยอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กที่สุดเท่ากับ 0.5 และอัตราส่วนระยะห่างที่สั้นที่สุดเท่ากับ 4 ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุด

จากการศึกษาค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเทอร์บิวเลเตอร์รูปแบบต่างๆ การเพิ่มระดับความเร็วและระดับความปั่นป่วนของของไหลเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างไรก็ตาม ในการออกแบบควรคำนึงถึงค่าของความดันตกคร่อม และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย เช่นในกรณีที่อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางที่น้อยที่สุด (DR = 0.5) และ อัตราส่วนระยะห่างที่น้อยที่สุด (PR = 4) ที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดในเทอร์บิวเลเตอร์ทุกประเภท แต่จะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้นด้วย และทำให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าที่ไม่ดีนัก

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณทุนเพิ่มศักยภาพส่วนงานในด้านการวิจัย กองทุนรัชดาภิเษกสมโภชที่ให้การสนับสนุนงานวิจัยในครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K. And Eiamsaard, S. (2010). Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. vol. 37(5), May 2010, pp. 568–574.
- [2] Yakut, K. and Sahin, B. (2004) Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers, *Applied Energy*, vol. 78(3), July 2004, pp. 273 – 288.
- [3] Duangthongsuk, W. and Wongwises, S. (2013) An experimental investigation of the heat transfer and pressure drop characteristics of a circular tube fitted with rotating turbine-type swirl generators. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 45, February 2013, pp. 8 – 15.
- [4] Duangthongsuk, W. and Wongwises, S. (2013) Comparison of the heat transfer performance and friction characteristics between fixed and rotating turbine-type swirl generators fitted in a small circular tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 50, October 2013, pp. 222 – 228.
- [5] Kauwaranyu, K. (2546). Numerical study of turbulent flow and heat transfer in gas turbine blade with turbulator. Master thesis, Mechanical Engineering Dept., Chulalongkorn University.
- [6] Panyarattana, K. and Putivisutisak, S. (2002). Numerical analysis of channel flow over two blocks in tandem arrangement. *The 17th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand*, Phuket, Thailand, pp. 172 - 177.



- [7] Rao, Y. Li, B. and Feng, Y. (2015). Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 61, February 2015, pp. 201 – 209.
- [8] Launder, B.E. and Spalding, D.B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol.3(2), March 1974, pp. 269 - 289.
- [9] Leonard, B.P. (1979). A stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 19(1), June 1979, pp. 59 – 98.
- [10] Patankar, S.V. and Spalding, D.B. (1972). A Calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15 (1972), pp. 1987.