

การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อผิวร่องเกลียว

Experimental study of enhanced heat transfer in a concentric double pipe heat exchanger by using helical tube surface

สมศักดิ์ เพ็ชรกุล^{1*} และ พงษ์เจต พรหมวงศ์²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ถนนจอก กรุงเทพฯ 10530

โทร 0-2988-3666 ต่อ 241 โทรสาร 0-2988-3666 ต่อ 241 *อีเมล popkmitl@yahoo.com

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4197 อีเมล kppongje@kmitl.ac.th

Somsak Pethkool^{1*}, and Pongjet Promvonge²

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakron university of Technology, Bangkok, 10530, Thailand

Tel: 0-2988-3666 ext 241, Fax: 0-2988-3666 ext 241, * E-mail: popkmitl@yahoo.com

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

Tel: 0-2326-4197, Fax: 0-2326-4197, E-mail: kppongje@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเป็นสิ่งสำคัญในสายงานการวิจัยทางด้านวิศวกรรมเนื่องจากการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยเทคนิคการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นที่เหมาะสม ผลที่ได้สามารถพิจารณาได้ว่าเป็นเทคนิคที่ดีและประหยัดต้นทุนในการผลิตผลจากการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานที่ได้ในการทดลองสำหรับท่อผิวร่องเกลียวที่มีระยะพิทต่างกันในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 5700 - 59900 คุณลักษณะตัวแปรของท่อที่ใช้ทดสอบคืออัตราส่วนของระยะพิทต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (P/D) เท่ากับ 0.18 และ 0.22 ในขณะที่อัตราส่วนความสูงของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/D) เท่ากับ 0.02 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ ผลที่ได้มาจากการทดลองของท่อผิวร่องเกลียวถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อเปล่า ซึ่งได้แสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อดังกล่าวมีค่าสูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบภายใต้เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน

Abstract

Heat transfer enhancement is an important of engineering research since increases in the effectiveness of the heat exchanger through suitable heat transfer augmentation techniques can result in considerable technical advantages and saving of cost. Heat transfer and friction factor result have been obtained experimentally for helical tube surface with different relative pitches in the range of Reynolds number 5700 - 59900. The characteristic parameters of the tubes are the pitch-to-diameter ratio, $P/D = 0.18, 0.22$ and height rib-to-diameter ratio, $e/D = 0.02, 0.04, 0.06$, respectively. The results obtained from the helical tube surface are compared with the plain tube. Significantly, higher heat transfer and friction factor than those of the plain tube under the same operating conditions.

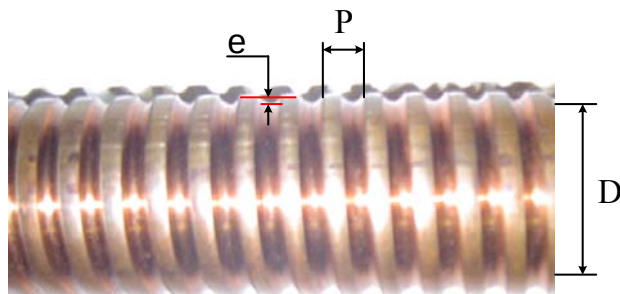
1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Heat exchanger) ถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์ตัวหนึ่งที่ใช้กันมากในงานทางด้านอุตสาหกรรมและอุปกรณ์ดังกล่าวถูกใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าหากมีการดึงพลังงานไปใช้อย่างเหมาะสม ก็สามารถช่วยให้ประหยัดพลังงานได้ ปัจจุบันนี้พบว่าพลังงานเป็นสิ่งที่สำคัญมากต่อการดำรงชีวิตและถือได้ว่าเป็นปัจจัยหลักที่ใช้เป็นกลไกในการขับเคลื่อนประเทศขับเคลื่อนภาคอุตสาหกรรมให้ก้าวไปข้างหน้า ในหลายปีที่ผ่านมาพบว่าหลายประเทศได้ประสบกับปัญหาวิกฤติทางด้านพลังงาน ทุกวันนี้ประเทศดังกล่าวพยายามค้นคว้าหาพลังงานทดแทนจากแหล่งอื่นมาใช้และมีการวางแผนการใช้พลังงานที่มีอยู่เดิมให้คุ้มค่าและเกิดประโยชน์สูงสุดต่อการใช้งาน ภาคอุตสาหกรรมถือว่าเป็นแหล่งสำคัญที่มีการใช้พลังงานเพิ่มมากขึ้นแหล่งหนึ่งในกระบวนการผลิตและได้นำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้เป็นอุปกรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ได้มีการศึกษาและปรับปรุงให้มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นด้วยเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนหลายวิธีด้วยกัน และเทคโนโลยีทางด้านการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนี้ได้ถูกนำไปปรับปรุงและพัฒนาแล้วนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรมอย่างแพร่หลายในระบบปรับอากาศ หม้อน้ำรถยนต์ และในกระบวนการผลิตของโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆมากมาย วัตถุประสงค์ในการทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นคือการทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) สูงขึ้น ปัจจุบันมีนักวิจัยหลายกลุ่มด้วยกันทั้งในประเทศและต่างประเทศที่สนใจศึกษาทางด้านการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดขนาดและต้นทุนการผลิต ตัวแปรพื้นฐานสำคัญที่แสดงถึงการลดขนาดและต้นทุนการผลิตคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลภายในท่อ ซึ่งการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปจะเป็นผลดีในการนำไปสู่การได้มาของอุณหภูมิที่สูงขึ้น ในการเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงาน ทำให้ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงมีนักวิจัยจำนวนมากที่ให้ความสนใจในเรื่องนี้ นักวิจัยเหล่านี้ได้ใช้วิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันออกไป สำหรับการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน พิจารณาแล้วพบว่าวิธีนี้เป็นวิธีการที่สามารถช่วยลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้และยังสามารถช่วยประหยัดพลังงานได้อีกด้วย ทว่าไปแล้วการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกเป็นสองวิธีใหญ่ๆ วิธีแรกเป็นวิธีที่ต้องอาศัยแหล่งพลังงานจากภายนอกเข้ามาช่วยกระตุ้นให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเช่น การสร้างสนามแม่เหล็กช่วยกระตุ้น การฉีดกระแทบของของไหลช่วยกระตุ้น การทำให้ผิวของของไหลสั่นสะเทือน และการใช้กลไกทางกลเข้ามาช่วยสร้างการกระเพื่อมให้กับของไหลเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น วิธีนี้เรียกว่า Active method ส่วนอีกวิธีหนึ่งคือการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากแหล่งภายนอกมาช่วยกระตุ้นแต่จะใช้พื้นที่ผิวที่ขรุขระ ใช้การปรับสภาพพื้นผิว ใช้อุปกรณ์ช่วยสร้างการไหลให้หมุนวน หรือใช้ท่อรูปก้นหอย เพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งวิธีนี้เป็นวิธีที่นักวิจัยจำนวนมากนิยมใช้กันในการศึกษาวิจัยกัน เรียกว่า Passive Method การเพิ่มการถ่ายเท

ความร้อนด้วยวิธี Passive Method ซึ่งถูกนำไปใช้ในการทำวิจัยกันอย่างกว้างขวางในวงการวิจัย เช่นในปี ค.ศ. 1976 Hong และคณะได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นในช่วงการไหลแบบราบเรียบด้วยการใส่แผ่นบิตเข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการศึกษาพบว่าการใส่แผ่นบิตสามารถถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้ 40 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับท่อเปล่า [1] ปี ค.ศ. 1993 Ayub และคณะได้ทำการศึกษาผลกระทบของช่องว่างของแผ่นบิตในท่อที่วางในแนวขนานต่อความดันตกคร่อมของน้ำที่ไหลในช่วงปั่นป่วนจากการศึกษาพบว่าการใส่แผ่นบิตที่มีความกว้างมากหรือช่องว่างระหว่างแผ่นบิตกับผนังท่อด้านในแคบๆและช่วงการบิดแคบๆนั้นจะทำให้เกิดความดันสูญเสียมากหรือมีค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อเปล่า [2] ปี ค.ศ. 1989 Saha และคณะได้ทำการศึกษาคุณลักษณะทางด้าน การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมโดยใส่แผ่นบิตเว้นเป็นช่วงๆการศึกษาชี้ให้เห็นว่าการใส่แผ่นบิตที่มีการเว้นช่วงจะมีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าท่อที่ใส่แผ่นบิตยาวตลอดช่วงแต่แรงเสียดทานจากการไหลก็ต่ำด้วย [3] ส่วนในปี ค.ศ. 1990-2003 นำโดย Saha Manglik Lopina Cengiz Al-Fahed Sarma พร้อมทั้งคณะได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในทำนองเดียวกันด้วยการใส่แผ่นบิตเข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดก็สรุปผลที่ได้รับจากการศึกษาในแนวเดียวกันคือสามารถถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับท่อเปล่า [4-10] แนวคิดในการนำท่อผิวร่องเกลียวไปใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงได้ถูกทดสอบขึ้น ท่อผิวร่องเกลียวถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลหมุนวนเป็นเกลียวรอบๆ ผนังท่อและมีความปั่นป่วนสูงมากเป็นผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในท่อดีขึ้นและมีการสูญเสียกำลังจากการไหลน้อยลง

2. ท่อทดสอบและอุปกรณ์ชุดทดลอง

การศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนและแรงเสียดทานเนื่องจากการไหลของการประยุกต์ใช้ท่อผิวร่องเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อร่วมศูนย์ ซึ่งท่อผิวร่องเกลียวดังกล่าวได้สร้างขึ้นมาที่ระยะพิทที่ต่างกันสองค่าคือ 4.5 mm. และ 5.5 mm. และมีความสูงของร่องเกลียวต่างกันสามค่าคือ 1.5 mm. 1.0 mm. และ 0.5 mm. ตามลำดับ ท่อทั้งหมดถูกนำไปทดสอบกับชุดแลกเปลี่ยนความร้อน โดยลักษณะรูปร่างของท่อผิวร่องเกลียวได้แสดงในรูปที่ 1 ส่วนตารางที่ 1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆ ของท่อทดสอบทั้งหกแบบ

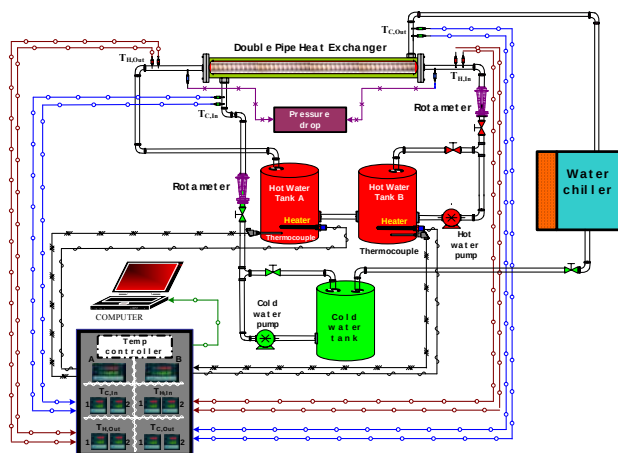


รูปที่ 1 ลักษณะทางกายภาพของท่อผิวร่องเกลียว

ตารางที่ 1 ลักษณะทางกายภาพของท่อทดสอบ

Tube no.	D	e	P	e/D	P/D
	(mm.)	(mm.)	(mm.)	(-)	(-)
00	25.4	0	0	0	0
01	25.4	1.5	5.5	0.06	0.22
02	25.4	1.0	5.5	0.04	0.22
03	25.4	0.5	5.5	0.02	0.22
04	25.4	1.5	4.5	0.06	0.18
05	25.4	1.0	4.5	0.04	0.18
06	25.4	0.5	4.5	0.02	0.18

การทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อผิวร่องเกลียวนั้นได้อาศัยชุดอุปกรณ์ทดลองตามรูปที่ 2 การศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและแรงเสียดทานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อผิวร่องเกลียว รายละเอียดต่างๆได้แสดงไว้ในรูป ท่อในเป็นท่อน้ำร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25.4 mm. เป็นท่อทองแดง ส่วนท่อนอกซึ่งใช้เป็นท่อน้ำเย็นมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 38 mm. ชุดอุปกรณ์ถูกหุ้มด้วยฉนวนเพื่อป้องกันให้ความร้อนมีการสูญเสียไปกับสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุด



รูปที่ 2 ไดอะแกรมแสดงการทำงานของชุดทดสอบ

รูปที่ 2 น้ำร้อนในถังพักถูกควบคุมอุณหภูมิให้คงที่ด้วยตู้ควบคุมอุณหภูมิ น้ำในถังพักถูกปั๊มเข้าไปในท่อน้ำร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านวาล์วปรับอัตราการไหลและอุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Rotameter) บริเวณทางเข้าและทางออกของท่อน้ำร้อนได้ทำการติดตั้งตัววัดอุณหภูมิแบบ RTD สองตัวเพื่อวัดอุณหภูมิของน้ำร้อนขาเข้าและขาออกของท่อทดสอบ พร้อมทั้งติดตั้งมอนิเตอร์เพื่อใช้เป็นอุปกรณ์วัดความดันตกคร่อมด้วย ในขณะที่เดียวกันน้ำเย็นก็ถูกปั๊มเข้าไปในท่อกว้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แล้วน้ำร้อนกับน้ำเย็นก็แลกเปลี่ยนความร้อนกันซึ่งกันและกันโดยอาศัยการนำความร้อนผ่านผนังท่อทดสอบ จากนั้นทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นต่างก็ไหลกลับเข้าสู่ถังพักเดิม ในถังพักน้ำร้อนมีชุดฮีตเตอร์คอยให้ความร้อนแก่น้ำตามค่าที่กำหนดไว้โดยถูกควบคุมด้วยชุดควบคุมอุณหภูมิ (Temperature Controller) ส่วนบริเวณทางเข้าและทางออกของท่อน้ำเย็นได้ติดตั้งตัววัดอุณหภูมิไว้ฝั่งละสองตัวเช่นกัน น้ำเย็นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อนแล้วอุณหภูมิจะสูงขึ้นและไหลกลับเข้าสู่ถังพักน้ำเย็นของ

เครื่องทำน้ำเย็น (Water chiller) แล้วเครื่องทำน้ำเย็นนี้ได้ทำการลดและควบคุมอุณหภูมิของน้ำให้เย็นตามค่าที่กำหนดเช่นกัน

3. การวิเคราะห์ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุณหภูมิทางเข้าและทางออกของน้ำร้อนและน้ำเย็น อัตราการไหล ความดันตกคร่อม ค่าเหล่านี้ถูกวัดออกมาเพื่อนำไปหาความสัมพันธ์การพาความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียดทานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วม(Double pipe heat exchanger) ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนภายในท่อทดสอบและของน้ำเย็นภายในท่อกว้างสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (1) และ (2)

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H c_{p_H} (T_{H,In} - T_{H,Out}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_C c_{p_C} (T_{C,Out} - T_{C,In}) \quad (2)$$

เมื่อ $\dot{m}_H$ $\dot{m}_C$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อนและน้ำเย็น c_{p_H} c_{p_C} คือ ความร้อนจำเพาะของของน้ำร้อนและน้ำเย็น $T_{H,In}$ $T_{H,Out}$ คือ อุณหภูมิทางเข้าและทางออกของน้ำร้อน $T_{C,In}$ $T_{C,Out}$ คือ อุณหภูมิทางเข้าและทางออกของน้ำเย็น

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของข้อมูลต่างๆที่ได้จากการทดลองด้วยการสมดุลพลังงานความร้อนระหว่างการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนและน้ำเย็น จากการสมดุลพลังงานความร้อนในสมการที่ 3 พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยโดยประมาณ 2.8 เปอร์เซ็นต์

$$H.B. = 100 \times (\dot{Q}_H + \dot{Q}_C) / \dot{Q}_H \quad (3)$$

สำหรับการพาความร้อนในสภาวะคงตัวสามารถคำนวณได้บนพื้นฐานของสมการสมดุลพลังงานความร้อน ซึ่งการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ($\dot{Q}_{ave}$) ถูกใช้เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่การไหลของของไหลที่ไหลผ่านท่อทดสอบตามสมการ (4)

$$\dot{Q}_{ave} = (\dot{Q}_H + \dot{Q}_C) / 2 \quad (4)$$

ในขณะที่การพาความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวภายในท่อทดสอบในสภาวะคงตัวเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ท่อทดสอบ แต่เนื่องจากการทดลองไม่ได้วัดอุณหภูมิที่ผนังภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อจึงต้องคำนวณมาจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(Overall heat transfer coefficient)

$$U_0 = \dot{Q}_{ave} / (A_0 \Delta T_{lm}) \quad (5)$$

เมื่อ A_0 คือ พื้นที่ของท่อกว้าง ΔT_{lm} คือ Log mean temperature difference

โดยพื้นที่ของท่อกว้าง สามารถคำนวณได้จาก

$$A_0 = \pi D_e L \quad (6)$$

เมื่อ D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อวงแหวน L คือ ความยาวของท่อ บริเวณที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน

และ Log mean temperature difference พิจารณาจากสมการ

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / [\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)] \quad (7)$$

เมื่อ ΔT_1 คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนไหลเข้าและน้ำเย็นไหลออก ($T_{H,in} - T_{C,out}$) ΔT_2 คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนไหลออกเข้าและน้ำเย็นไหลเข้า ($T_{H,out} - T_{C,in}$)

ในการทดลองได้ใช้ท่อทดสอบใหม่และใช้น้ำที่สะอาดอยู่เสมอ ดังนั้นค่าความต้านทานจากสิ่งสกปรก (Fouling resistance) จึงไม่ต้องนำมาพิจารณา ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อทดสอบ (h_i) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (8)

$$1/h_i = 1/U_o - [\ln(D_o/D_i)/2\pi k_w L] - 1/h_o \quad (8)$$

เมื่อ D_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อทดสอบ D_i คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อทดสอบ k_w คือค่าการนำความร้อนที่ผนังท่อ L คือความยาวของท่อทดสอบ

ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อวงแหวน (h_o) สามารถใช้สมการของ Monrad and Pelton ได้จากสมการ (9)

$$Nu_o = 0.020(Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} (D_2/D_1)^{0.53} \quad (9)$$

เมื่อ Re คือตัวเลขเรย์โนลด์ Pr คือตัวเลข Prandtl D_2 คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อวงแหวน D_1 คือเส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของท่อวงแหวน

ในทางทฤษฎีความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับค่าตัวเลขนัสเซลท์ทำให้สามารถคำนวณหาค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยได้ดังนี้

$$Nu_i = h_i D/k \quad (10)$$

เมื่อ k คือ ค่าการนำความร้อนเฉลี่ยของไหลร้อน D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อทดสอบ

ส่วนค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลภายในท่อทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (11)

$$f = \Delta P / \left(\rho U^2 / 2 \right) (4L/D) \quad (11)$$

เมื่อ $\square P$ คือ ความดันตกคร่อมตลอดความยาวของท่อทดสอบ ρ คือ ค่าความหนาแน่นเฉลี่ยของน้ำร้อน U คือ ความเร็วเฉลี่ยของน้ำร้อน

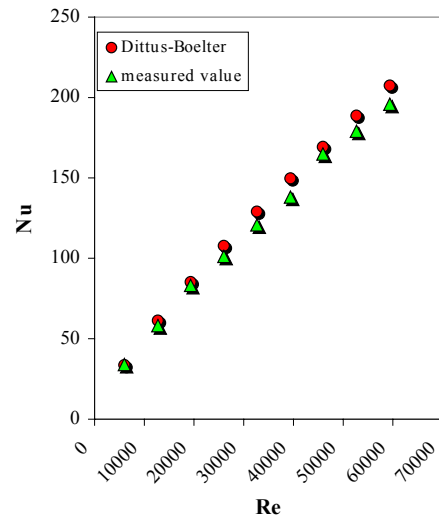
สำหรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของของไหลที่ใช้ทดสอบซึ่งคิดบนพื้นฐานของค่าความเร็วเฉลี่ยที่ไหลเข้าท่อทดสอบสามารถคำนวณได้ตามสมการที่ (12)

$$Re = \rho U D / \mu \quad (12)$$

เมื่อ μ คือ ความหนืดของน้ำร้อน

4. ผลการทดลองและบทวิเคราะห์

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความเสียหายที่เพิ่มขึ้นจากการใช้ท่อผิวร่องเกลียวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดลองได้ทดสอบกับท่อที่มีลักษณะต่างกันคือ ท่อที่มีอัตราส่วนของระยะพิทต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (P/D) เท่ากับ 0.18 และ 0.22 และปรับอัตราส่วนความสูงของร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/D) เท่ากับ 0.02 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ ส่วนผลการทดลองทางด้านการถ่ายเทความร้อนของท่อเปล่าผิวเรียบ (Plain tube) ถูกนำไปเปรียบเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter [11] เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของการทดลองดังแสดงในรูปที่ 3

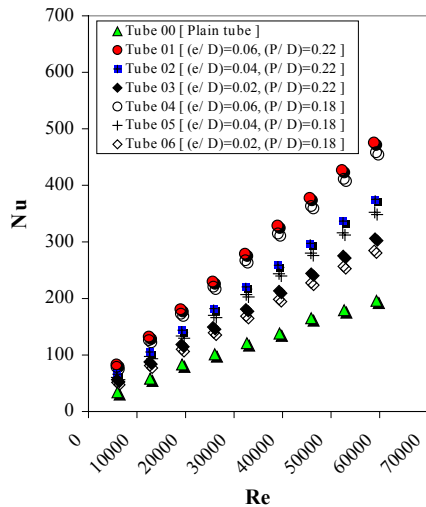


รูปที่ 3 ตัวเลขนัสเซลท์และตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเปล่า

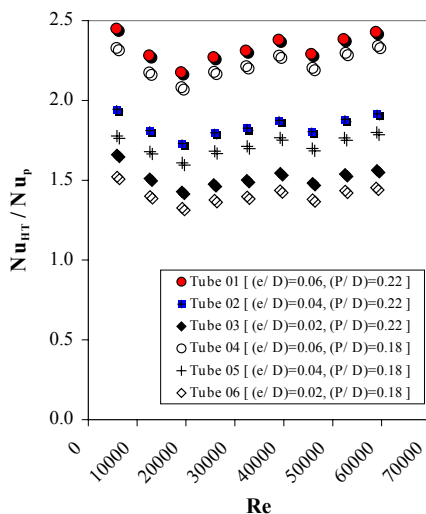
รูปที่ 3 แสดงแนวโน้มของตัวเลขนัสเซลท์ที่ได้จากการทดลองและการคำนวณตามสมการของ Dittus-Boelter จากรูปพบว่าแนวโน้มของค่าตัวเลขนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้น และมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยโดยประมาณ 2.3 เปอร์เซ็นต์ ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่สามารถยอมรับได้ (ค่าไม่ควรเกิน 5 เปอร์เซ็นต์)

รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลท์ระหว่างท่อเปล่ากับท่อผิวร่องเกลียวที่มีรูปแบบลักษณะต่างๆ ในรูปแสดงให้เห็นว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่าผิวเรียบนั้นมีค่าตัวเลขนัสเซลท์ต่ำที่สุดในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ทดสอบ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นด้วย เนื่องจากความเร็วในการไหลของน้ำร้อนภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นส่งผลให้ชั้นขีดผิวของอุณหภูมิบางลงมากขึ้นและทำให้มีการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น และจากรูปยังพบว่าท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ มี

ค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่สูงที่สุด และรองลงมาคือท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ ตามลำดับ ส่วนท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ เป็นท่อทดสอบที่มีค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่าท่อที่ถูกกดร่องเกลียวให้ลึกมากกว่าและเว้นระยะของร่องเกลียวให้ห่างจะทำให้ความหนาแน่นของการไหลที่ปั่นป่วนและการไหลหมุนวนมีปริมาณสูงกว่าแล้วของไหลสามารถไหลเข้าไปสัมผัสกับผิวท่อได้ดีกว่า ซึ่งจะช่วยให้การไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นส่งผลทำให้สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น



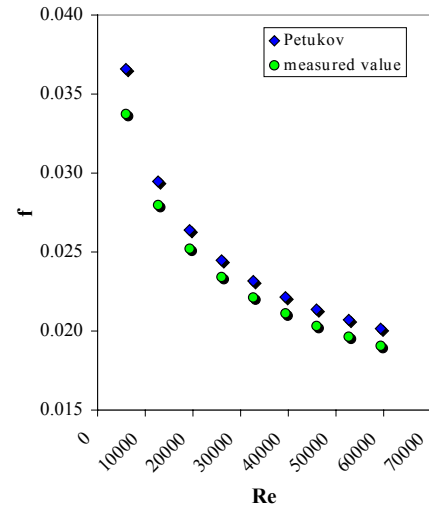
รูปที่ 4 ตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ และท่อเปล่า



รูปที่ 5 สัดส่วนของตัวเลขนัสเซลท์กับตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่างท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ

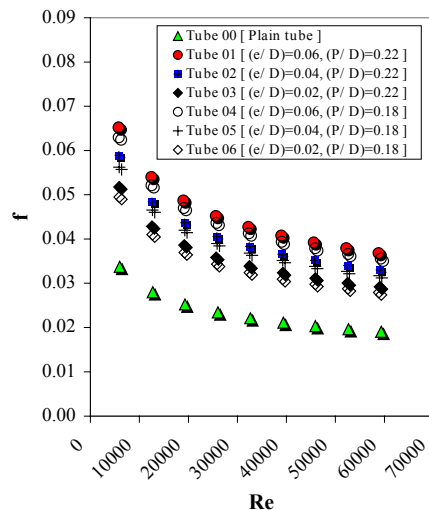
รูปที่ 5 แสดงการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนของตัวเลขนัสเซลท์ระหว่างท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ กับท่อเปล่า ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่า สัดส่วนตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ จะมีค่าสูงที่สุด และรองลงมาคือสัดส่วนตัวเลข

นัสเซลท์ของท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ ตามลำดับ สำหรับสัดส่วนตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ มีค่าต่ำสุด ซึ่งมีค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อเปล่าโดยเฉลี่ยประมาณ 2.2-2.5 เท่า 2.1-2.4 เท่า 1.7-2.0 เท่า 1.6-1.8 เท่า 1.4-1.6 เท่า และ 1.3-1.5 เท่า ตามลำดับ ซึ่งค่าสัดส่วนตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผิวร่องเกลียวทุกแบบได้ชี้ให้เห็นถึงผลดีทางด้านการถ่ายเทความร้อนของการนำท่อผิวร่องเกลียวมาประยุกต์ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 6 แฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อเปล่า

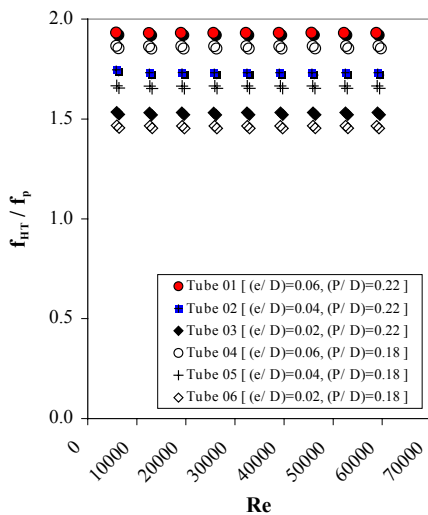
ในรูปที่ 6 แสดงแนวโน้มของแฟกเตอร์ความเสียดทานจากการทดลองและการคำนวณตามสมการของ Blasius [11] จากรูปพบว่าค่าแนวโน้มของแฟกเตอร์ความเสียดทานมีค่าลดลงตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นทั้งทางด้านการทดลองและการคำนวณ ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยโดยประมาณ 5.4 เปอร์เซ็นต์ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้



รูปที่ 7 แฟกเตอร์ความเสียดทานกับตัวเลขเรย์โนลด์ของท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ และท่อเปล่า

รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อเปล่ากับท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อเปล่ามีค่าต่ำสุดในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ทดสอบ ส่วนท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ จะมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงที่สุด และท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ มีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานต่ำที่สุดตามลำดับ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้นค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็จะลดลง สาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อผิวร่องเกลียวมีค่าสูงกว่าท่อเปล่า เนื่องจากผนังของท่อผิวร่องเกลียวมีความขรุขระมากจึงทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตามลักษณะของผิวท่อคือท่อที่มีผิวร่องเกลียวลึกมากค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็เพิ่มมาก

รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบสัดส่วนของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานระหว่างท่อผิวร่องเกลียวกับท่อเปล่า ตามที่แสดงในรูปพบว่าสัดส่วนของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ จะมีค่าสัดส่วนของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงที่สุด และรองลงมาคือท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ ตามลำดับ ส่วนท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ จะมีค่าสัดส่วนของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานต่ำที่สุด ซึ่งมีแฟกเตอร์ความเสียดทานเฉลี่ยสูงกว่าท่อเปล่าประมาณ 1.93 เท่า 1.86 เท่า 1.73 เท่า 1.66 เท่า 1.53 เท่า และ 1.46 เท่า ตามลำดับ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นพบว่าค่าสัดส่วนของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆยังคงที่



รูปที่ 8 สัดส่วนของแฟกเตอร์ความเสียดทานระหว่างท่อผิวร่องเกลียวกับท่อเปล่าที่ตัวเลขเรย์โนลด์ต่างๆ

เมื่อพิจารณาถึงการสูญเสียกำลังการไหลที่เท่ากัน (Constant pumping power) ระหว่างท่อผิวร่องเกลียวกับท่อผิวเรียบ สามารถวิเคราะห์สมการในรูปของสมการพลังงานจากการไหลได้ดังนี้

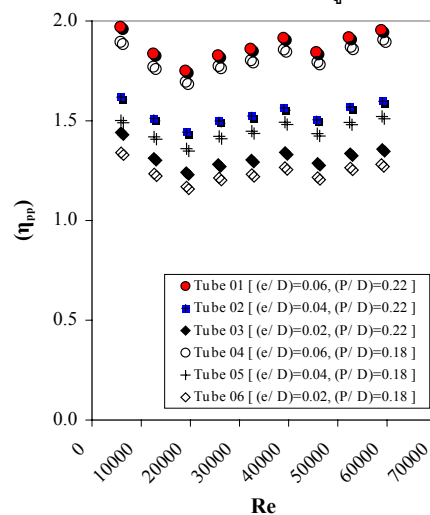
$$(\dot{V}\Delta P)_{HT} = (\dot{V}\Delta P)_p \quad (13)$$

เมื่อ $\dot{V}$ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงาน

เทอมทางด้านขวาของสมการที่ 13 เป็นพลังงานการไหลของของไหลในท่อผิวร่องเกลียว(Helical tube) ส่วนเทอมทางด้านซ้ายของสมการเป็นพลังงานการไหลของของไหลภายในท่อเปล่า(Plain tube) ซึ่งในการพิจารณาประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้นิยามขึ้นมาด้วยสัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดสอบ (h_{HT}) กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อเปล่า (h_p) หรือนิยามด้วยสัดส่วนของค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อผิวร่องเกลียว(Nu_{HT}) กับค่าตัวเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่า (Nu_p) อ้างอิงจาก Webb [11]

$$\eta_{pp} = \left[\frac{h_{HT}}{h_p} \right]_{pp} = \left[\frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \right]_{pp} = \left(\frac{Nu_{HT}}{Nu_p} \right) \left(\frac{f_{HT}}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (14)$$

รูปที่ 9 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ ในรูปแสดงให้เห็นว่า ค่าประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ มีค่าสูงสุด และรองลงมาคือท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ ตามลำดับ สำหรับท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ มีค่าต่ำสุด ซึ่งประสิทธิภาพการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 175-197 เปอร์เซ็นต์ 169-191 เปอร์เซ็นต์ 144 -161 เปอร์เซ็นต์ 136-152 เปอร์เซ็นต์ 124 -144 เปอร์เซ็นต์ และ 116-134 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ตลอดช่วงของตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ในการทดสอบ ค่าประสิทธิภาพของท่อผิวร่องเกลียวทุกแบบมีค่ามากกว่าหนึ่ง ซึ่งได้แสดงให้เห็นว่าการนำท่อผิวร่องเกลียวมาประยุกต์ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีความเป็นไปได้สูง



รูปที่ 9 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ กับตัวเลขเรย์โนลด์

6. สรุป

การนำท่อผิวร่องเกลียวมาใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เนื่องจากท่อผิวร่องเกลียวสามารถช่วยให้ของไหลมีการไหลในลักษณะหมุนเป็นเกลียวบริเวณผนังท่อที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนและยังมีการไหลที่ปั่นป่วนมากกว่าท่อเปล่า จากการศึกษาลักษณะของการใช้ท่อผิวร่องเกลียวสามารถสรุปได้ดังนี้คือ

1. ท่อผิวร่องเกลียวแบบต่างๆ สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อผิวเรียบ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด และรองลงมาคือท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ และท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ มีการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อเปล่าโดยเฉลี่ยประมาณ 2.33 เท่า 2.23 เท่า 1.84 เท่า 1.72 เท่า 1.52 เท่า และ 1.41 เท่า ตามลำดับ

2. แฟกเตอร์ความเสียดทานเฉลี่ยที่เกิดจากการใช้ท่อผิวร่องเกลียวในลักษณะต่างๆ พบว่า ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ มีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงที่สุด และรองลงมาคือท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ และท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ แฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบมีค่าสูงกว่าโดยเฉลี่ยประมาณ 1.93 เท่า 1.86 เท่า 1.73 เท่า 1.67 เท่า 1.53 เท่า และ 1.47 เท่า ตามลำดับ

3. ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเมื่อคิดเทียบกับการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเท่ากันพบว่า ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 1 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.22$ มีค่าประสิทธิภาพสูงที่สุด และรองลงมาคือท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 4 ที่มี $e/D=0.06$, $P/D=0.18$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 2 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.22$ ท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 5 ที่มี $e/D=0.04$, $P/D=0.18$ และท่อผิวร่องเกลียวหมายเลข 6 ที่มี $e/D=0.02$, $P/D=0.18$ ซึ่งมีค่าประสิทธิภาพโดยเฉลี่ยประมาณ 188 เปอร์เซ็นต์ 182 เปอร์เซ็นต์ 154 เปอร์เซ็นต์ 145 เปอร์เซ็นต์ 132 เปอร์เซ็นต์ และ 125 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

เอกสารอ้างอิง

- [1] Hong, S. W., and Bergles, A. E., 1976. Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted-tape inserts. *Journal of heat transfer Transactions of the ASME*, 251-256.
- [2] Ayub, Z. H., and Al-Fahed, S. F., 1993. The effect of gap width between horizontal tube and twisted tape on the pressure drop in turbulent water flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 14, 64-67.
- [3] Saha, S. K., Gaitonde, U. N., and Date, A. W., 1989. heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in a

circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 2, 310-322.

- [4] Saha, S. K., Gaitonde, U. N., and Date, A. W., 1990. heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 3, 632-640.
- [5] Manglik, R. M., and Bergles, A. E., 1992. Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in isothermal Tubes: Part II-Transition and Turbulent Flows, *Enhanced Heat Transfer. ASME HTD*, Vol. 202, 99-106.
- [6] Lopina, R. F., and Bergles, A. E., 1996. Heat transfer and pressure drop in tape-generated swirl flow of single-phase water, *Journal of heat transfer Transactions of the ASME*, 434-442.
- [7] Cengiz, Y., Yasar, B., and Dursun, P., 1998. Effect of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers, *Energy Conversion Management*, Vol. 39, 331-336.
- [8] Al-Fahed, S., Chamra, L. M., and Chakroun, W., 1999. Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted -tape inserts in laminar swirl flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 18, 323-333.
- [9] Sarma, P. K., Subramanyam, T., Kishore, P. S., Drama Rao, V., and Sadik, K., 2002. A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 41, 955-960.
- [10] Sarma, P. K., Subramanyam, T., Kishore, P. S., Dharma Rao, V., and Kakac, S., 2003. Laminar convective heat transfer with twisted tape inserts in a tube, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 42, 821-828.
- [11] Webb R. L. 1992. Principles of Enhanced Heat Transfer John-Wiley & Sons, New York, USA, 166-194.