

การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ

ท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

A Study of Fluid Flow in Spirally Corrugated Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics Method

ภูมิ จาตุนิทานนท์¹, อภิชาติ แจ้งบำรุง²

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

50 ถนนพหลโยธิน กรุงเทพมหานคร 10900

ติดต่อ: โทรศัพท์: 0-2942-8555 ต่อ 5839, โทรสาร: 0-2579-4576

E-mail: poom_legend@hotmail.com¹, fengacc@ku.ac.th²

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter Flow Heat Exchanger) โดยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข (CFD) การเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ทำโดยการเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลที่ใช้เป็นสารทำงาน

ผลของการเพิ่มเกลียวของท่อที่มีต่อการเพิ่มของประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกเปรียบเทียบกับผลของการถ่ายเทความร้อนอันเนื่องมาจากท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเรียบธรรมดา โดยแสดงในรูปของค่า Nu และค่า Friction Factor ที่เกิดขึ้นที่ค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) ของการไหลเดียวกัน พบว่าค่า Nu อันเนื่องมาจากการไหลในท่อเกลียวมีค่ามากกว่าค่า Nu ของการไหลในท่อเรียบที่ค่า Re เดียวกันและค่า Friction Factor ของการไหลในท่อเกลียวมีค่ามากกว่าในท่อเรียบที่มีค่า Re เดียวกัน นั่นคือถึงแม้ว่าการเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อจะเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนแต่ยังเป็นการเพิ่มงานในการทำให้เกิดการไหลเช่นกัน นอกจากนี้ยังพบว่าผลของการเปลี่ยนแปลงค่าของ Re (ระหว่าง 10000 ถึง 40000) จะมีอิทธิพลต่อค่า Nu และ Friction Factor โดยผลแสดงให้เห็นว่า ค่าของ Friction Factor มีค่าลดลงเมื่อค่าของ Re มากขึ้น ซึ่งจะตรงกันข้ามกับค่าของ Nu ที่จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น

คำหลัก: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง, วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

Abstract

The paper presents the results to increase the performance of double-pipe counter-flow heat exchanger by computational fluid dynamics method (CFD). The performance can be increase by increase the area of heat transfer and increase the turbulent intensity by adds the spirally corrugated in the tube of working fluid. The results obtained from the heat exchanger with spirally corrugated in tubes are compared with those without spirally corrugated in tubes. It is found that the spirally corrugated have a significant effect on the heat transfer and pressure drop augmentations.

The results show that the friction factor of heat exchanger with spirally corrugated in tubes more than the friction factor of heat exchanger without spirally corrugated in tubes at the same Reynolds number and the friction factor to decrease when the Reynolds number is increase. The heat transfer is present by Nusselt number. At the same Reynolds number Nusselt number of heat exchanger with spirally corrugated in tubes more than Nusselt number of heat exchanger without spirally corrugated in tubes and Nusselt number is increase when the Reynolds number is increase. The simulations were performed under condition of Reynolds number varying from 10,000 to 40,000 for working fluid.

Key words: spirally corrugated tube, spirally heat exchanger, counter-flow heat exchanger

1. บทนำ

ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญทั้งในชีวิตประจำวันและในภาคของอุตสาหกรรม ดังนั้นการใช้ประโยชน์จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพ การส่งถ่ายความร้อน, ขนาด ตลอดจนรูปแบบการใช้งานที่ถูกต้องและเหมาะสม ดังนั้นการศึกษาในเชิงลึกของการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความจำเป็นอย่างมากที่จะทำให้บรรลุถึงหลักการใช้งาน ซึ่งโดยปกติในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างง่ายจะประกอบด้วยของไหลที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยของไหลนี้จะถูกทำให้เกิดการไหลทั้งแบบธรรมชาติแล้วแบบบังคับ ซึ่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันอย่างแพร่หลายจะมีลักษณะโดยให้ของไหลไหลในท่อซึ่งนำความร้อน โดยความร้อนจะถูกส่งเข้าสู่หรือออกจากของไหลผ่านผิวท่อและถูกส่งต่อไปยังส่วนที่นำความร้อนไปใช้งานหรือส่วนที่ต้องการนำความร้อนออกไป

ท่อโดยทั่วไปที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นผิวท่อเรียบซึ่งอาจทำจาก ทองแดง , อะลูมิเนียม

หรือโลหะอื่นๆ แต่ในปัจจุบันความต้องการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็กแต่มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงทำให้รูปแบบการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีการพัฒนาเพื่อตอบสนองความต้องการนั้น ซึ่งรูปแบบการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีด้วยกันสองแนวทาง ได้แก่ หนึ่งการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ผิวของของไหลกับผิวโลหะซึ่งวิธีนี้จะทำการเพิ่มลักษณะผิวท่อ เช่นเพิ่มความขรุขระ , เพิ่มการไหลวนจากท่อเกลียว เป็นต้น และอีกแนวทางหนึ่งคือเพิ่มการไหลหมุนวนของของไหลอันได้แก่การใส่แผ่นบังคับการไหลแบบหมุนวน (twisted tape) ในปัจจุบันหนึ่งการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ผิวของของไหลกับผิวโลหะโดยการเพิ่มร่องเกลียวลงไปใ้ในท่อเรียบแบบธรรมดาเป็นวิธีที่ได้นำมาใช้จริงแล้วในการผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยยึดจากการวิจัยที่นักทดลองได้ศึกษามาแล้ว ซึ่งจากผลการทดลองผลว่าความกว้างของร่องเกลียว ความลึกของร่องเกลียวและระยะพิท ซึ่งมีผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ข้อจำกัดของข้อมูลจากการทดลองมีจำกัดอันเนื่องมาจากการไม่

สามารถเปลี่ยนแปลงค่าความลึกของร่องเกลียว หรือค่าทางกายภาพอื่น ๆ ได้มากเพราะมีข้อจำกัดในด้านการเงิน ดังนั้นการศึกษาผลกระทบลักษณะทางกายภาพของเกลียวต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยหลัก พลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลขจึงมีความสำคัญที่จะเพิ่มศักยภาพในการศึกษาถึงการไหลของของไหลผ่านท่อเกลียว รวมถึงสามารถขยายไปยังการไหลผ่านท่อในรูปแบบอื่น ๆ เช่น ท่อที่มีแผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน , ท่อหลายเกลียว ฯลฯ การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนวิธีการที่ง่ายที่สุดคืออาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์หรือใช้หลักการของ “Performance Evaluation Criteria” (PEC)[1-5]ในการเพิ่มประสิทธิภาพโดยอาศัยพื้นผิวที่ไม่เรียบของท่อที่นำมาใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์แล้ว

Bejan [6] ได้อาศัยกฎข้อที่สองทางอุณหพลศาสตร์มาประยุกต์การเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนที่เรียกว่า “the entropy generation minimization (EGM) หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า “thermodynamic optimization” ในขณะที่ Zimparov[2] ทำการพัฒนาหลักการของ PECในการหาผลของการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีอุณหภูมิที่ผิวคงที่

Zimparov [2] ยังได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการลดขนาดความหนาของ Boundary layer โดยเพิ่มความขรุขระให้กับผิว ผสมกับการเพิ่มการไหลวนของของไหลโดยการใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน (twisted tape) เข้าไปในท่อ เขาพบว่าท่อหลายเกลียวที่ใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 30% เมื่อเทียบกับท่อเรียบและยังมากกว่าท่อเกลียวเดี่ยวที่ใส่แผ่นการไหลหมุนวนที่เขาได้ทำการศึกษาไว้ [3] ในกรณีทั้งหมดนั้นเขาทำการพิจารณาว่าผิวของท่อที่มีอุณหภูมิคงที่ในปี ค.ศ. 2002 Zimparov[2] ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเกลียวโดยที่ผนังของท่อมีการถ่ายเทความร้อนแบบพลัสความร้อนคงที่จากการศึกษาพบว่า ค่า

rib-height-to-diameter (e/D) ที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนดีที่สุดอยู่ที่ 0.04 ในปี ค.ศ. 2003 ได้ทำการศึกษา

Dong และ คณะ [6] ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะหาผลของความดันตกคร่อมและสมรรถนะในการส่งถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียว 4 แบบ ที่ทำการเปลี่ยนค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จาก 6000 ถึง 93000 โดยใช้ น้ำ เป็นของไหล และ 3200 ถึง 19000 โดยใช้ น้ำมัน ซึ่งเขาพบว่า การเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนนั้นจะส่งผลให้เกิดการเพิ่มของ friction factor ด้วย

Vicente และคณะ [9] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติของ friction ของการไหลในท่อเกลียวโดยเขาได้เสนอ severity index (ϕ) ในการวิเคราะห์ผลของร่องเกลียวต่อการถ่ายเทความร้อน และนอกจากนั้นเขายังพบว่าในการเปลี่ยนค่าของ Prandtl number จะมีผลต่อการเพิ่มความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนโดยเขาเสนอว่า $Nu \propto Pr^{0.44}$ โดยเขายังเสนออีกว่าในกรณีการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำ ($Re < 10000$) ควรจะใช้ท่อเกลียวที่มีค่า severity index สูง ๆ ($\phi > 3 \times 10^{-3}$) แต่ในกรณีที่มีการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูง ๆ ($Re = 10000-400000$) ควรเลือกใช้ท่อเกลียวที่มีค่า severity index ไม่สูงมากนัก ($\phi > 1 - 2 \times 10^{-3}$)

จากการศึกษาที่ผ่านมาจะพบว่ายังไม่ได้มีการศึกษาโดยใช้หลักการของกลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลขมาใช้ในการศึกษาพฤติกรรมของการไหลในท่อเกลียวมาก่อนเลยซึ่งอาจจะมีผลอันเนื่องมาจากการทำการสร้างแบบจำลองของท่อเกลียวซึ่งความลึกของท่อมีขนาดเล็กนั้นมีความจำเป็นที่จะต้องใช้การสร้างกริดที่มีขนาดเล็กเพียงพอที่จะสามารถบ่งบอกพฤติกรรมของของไหลอันเนื่องมาจากร่องเกลียวนั้น ซึ่งการศึกษาเบื้องต้น[18] พบว่ามีความเป็นไปได้ในการศึกษาการไหลผ่านเกลียวโดยใช้กลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลข

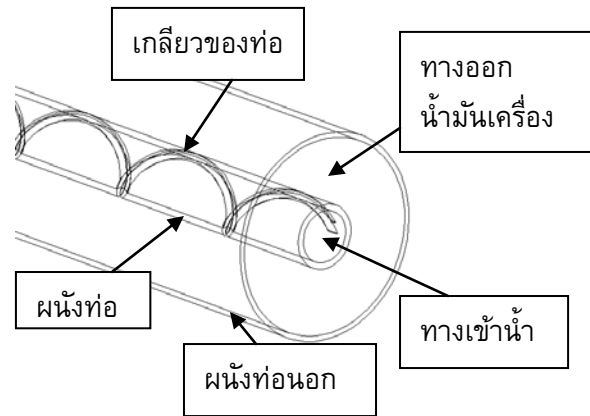
2. ข้อมูลและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ข้อมูลทั่วไปของ CFD ที่ถูกศึกษา

CFD (Computational Fluid Dynamics) หรือ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ คือ กระบวนการในการนำเอาระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) มาประยุกต์ใช้ในการแก้ระบบสมการการเคลื่อนที่ของ พลศาสตร์ของไหล (Fluid Dynamics) การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) การถ่ายเทมวล (Mass Transfer) และอื่นๆ โดยใช้การเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Computer Programming) ช่วยในการคำนวณโดยลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน การถ่ายเทมวล และอื่นๆ ทั้งหมดสามารถจำลองผ่านคอมพิวเตอร์ เพียงเครื่องเดียว

2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเกี่ยวกับ ความดันตกคร่อม, การถ่ายเทความร้อน, การกระจายตัวของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว โดยเปรียบเทียบผลของ ความดันตกคร่อม, การถ่ายเทความร้อน ของเครื่องถ่ายเทความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดา ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข โดยอาศัยโปรแกรม Fluent ซึ่งแบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวจะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Double – pipe แสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียว

ในแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวนั้นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Double – pipe โดยท่อมีความยาว 900 mm มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาด 20 mm มีความหนา 5 mm โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อนอกมีขนาด 76 mm โดยใช้ของไหลในท่อด้านในจะเป็นน้ำที่มีอุณหภูมิต่ำ ส่วนบริเวณท่อด้านนอกจะเป็นของไหลชนิดน้ำมันเครื่องรถยนต์ (engine oil) ที่มีอุณหภูมิที่สูงกว่าไหลสวนทางกัน โดยบริเวณท่อด้านในจะมีร่องเกลียวขนาดความลึก 0.8 mm และระยะพิทช์ 63 mm ตลอดแนวท่อซึ่งในการศึกษาการไหลของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว กำหนดให้เป็นการไหลแบบปั่นป่วนที่สภาวะคงตัว (Steady) แบบอัดตัวไม่ได้ในระบบพิกัดฉาก 3 มิติ ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องดังนี้

2.2.1 สมการกฎทรงมวล (Continuum equation)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

2.2.2 สมการโมเมนตัม (Momentum Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

2.2.3 สมการพลังงาน (Energy Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\vec{\tau} \cdot \vec{v})) + S_h \quad (3)$$

2.2.4 สมการ $k - \varepsilon$ มาตรฐานสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Standard $k - \varepsilon$ model)

แบบจำลองการปั่นป่วนที่ใช้ในการศึกษาประกอบด้วย 2 สมการโดยพิจารณาผลของการพาและการแพร่แบบปั่นป่วนของพลังงาน 2 ตัวแปรคือ turbulent kinetic energy ซึ่งบ่งบอกถึงพลังงานของความปั่นป่วน และ dissipation ที่แสดงให้เห็นถึงระดับของความปั่นป่วน

2.2.4.1 สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (turbulent kinetic energy)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

2.2.4.2 สมการอัตราการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Dissipation Rate Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5)$$

เมื่อ $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ และ turbulent viscosity, μ_t หาได้จากสมการ

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

เมื่อ C_μ เป็นค่าคงที่

3. วิธีดำเนินการ

การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณของของไหลจะใช้โปรแกรม Fluent ในการวิเคราะห์และใช้โปรแกรม Gambit ในการสร้างกริด โดยจะเน้นความละเอียดของกริดบริเวณล่องเกลียวของผิวท่อภายในของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Double-pipe โดยจะคำนึงถึงการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลภายนอกกับผิวท่อเป็นกรณีพิเศษ

3.1 กำหนดเงื่อนไขขอบ

ของไหลบริเวณท่อด้านในซึ่งเป็นน้ำจะกำหนดให้มีอุณหภูมิ 300 องศาเซลเซียส และกำหนดความเร็วของของไหลบริเวณท่อด้านในด้วยค่า Reynolds number 10000, 20000, 30000, 40000 ตามลำดับ โดยค่า Reynolds number คำนวณจากสมการที่ (7)

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (7)$$

โดย

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

v คือ ความทางเข้าของของไหล, m/s

d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อด้านใน, m

μ คือ ความหนืดของของไหล, $kg/m \cdot s$

ซึ่งจากคุณสมบัติของน้ำจะทำให้ได้ค่าความเร็วของการไหลของน้ำดังแสดงในตารางที่ 1 ด้านล่าง

ตารางที่ 1 ความเร็วของของไหลที่ทำให้เกิดค่า Reynolds number ต่าง ๆ

Reynolds number	ความเร็ว, m/s
10000	0.53
20000	1.12
30000	1.64
40000	2.14

ส่วนบริเวณของไหลด้านนอกท่อจะกำหนดให้
 ของไหลเป็นน้ำมันเครื่องรถยนต์ (Engine-oil) ที่มี
 คุณสมบัติ ดังแสดงในตารางที่ 2 ด้านล่าง

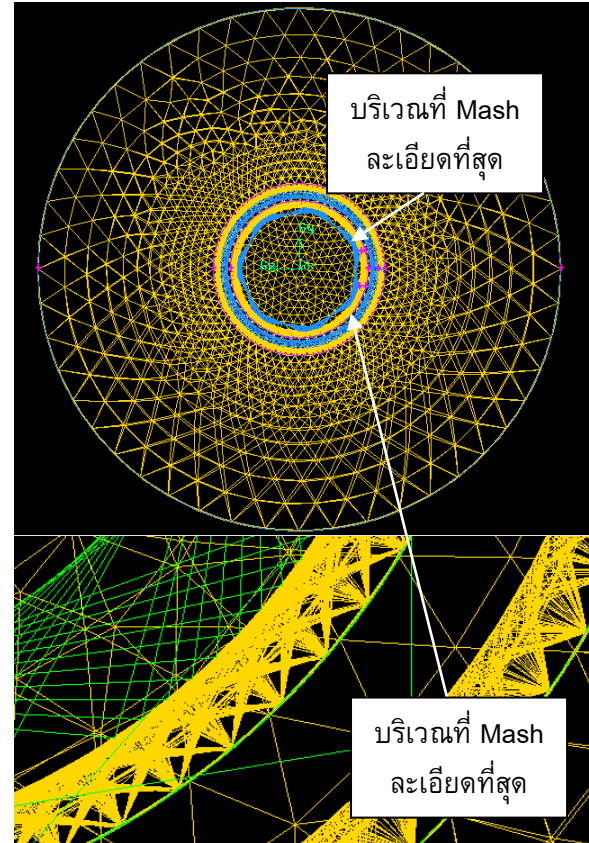
ตารางที่ 2 คุณสมบัติของน้ำและน้ำมันเครื่องรถยนต์ที่
 อุณหภูมิ 300 K

คุณสมบัติ	น้ำมันเครื่อง	น้ำ
ความหนาแน่น (kg/m^3)	889	998.2
ความจุความร้อนจำเพาะ (J/kg-K)	1845	4182
ความนำความร้อน (W/m-K)	0.145	0.6
ความหนืด (kg/m-s)	1.06	0.001003

โดยให้น้ำมันเครื่องรถยนต์ (Engine-oil) มี
 อุณหภูมิ 600 องศา เคลวิน และมีความเร็วเท่ากับ 1
 m/s โดยลักษณะการไหลของของไหลทั้ง 2 จะเป็น
 แบบไหลสวนทางกัน (Counter-flow) ภายในเครื่อง
 แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Double-pipe และทำการ
 ทดลองในลักษณะเดียวกันกับเครื่องแลกเปลี่ยนความ
 ร้อนแบบท่อเรียบธรรมดา

3.2 ทำการเปรียบเทียบผลการทดลอง

นำผลการทดลองของค่า Reynolds number
 10000, 20000, 30000, 40000 มาเปรียบเทียบผล
 ของความดันตกคร่อม , การถ่ายเทความร้อน โดยทำ
 การเปรียบเทียบระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 แบบท่อเกลียวและเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อเรียบ
 ธรรมดาและบริเวณร่องเกลียวจะเป็นบริเวณที่ mash
 ละเอียดที่สุดดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 หน้าตัดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ
 เกลียว

3.2.1 เปรียบเทียบผลของความดันตกคร่อม

ความดันตกคร่อมในงานวิจัยนี้จะแสดงอยู่ใน
 รูปของค่า Friction factor มาเปรียบเทียบกันโดย
 สมการที่ใช้หาค่า friction factor คำนวณจากสมการ
 Fanning friction factor ดังสมการที่ (8)

$$f = \frac{2\tau_w}{\rho V_{avg}^2} \quad (8)$$

โดย

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล , kg/m^3

V_{avg} คือ ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อ , m/s

τ_w คือ Wall shear stress เฉลี่ยบริเวณรอบผิวท่อ
 ด้านใน, N/m^2

นำค่า Friction factor ของทั้ง 2 มาเปรียบเทียบกับค่า friction factor จากทฤษฎีโดยทฤษฎีที่นำมาเปรียบเทียบจะใช้ทฤษฎีของ Colebrook formula ดังสมการที่ (10)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.0 \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.8 \quad (10)$$

3.2.2 เปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะแสดงในรูปของค่า Nusselt number ดังสมการที่ (11)

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

โดย

D_h คือ $D_o - D_i$, m

D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก , m

D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน , m

k คือ ค่าการนำความร้อนของของไหล , $W/m \cdot K$

h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน , $w/m^2 \cdot K$

คำนวณจากสมการความร้อนถ่ายเทของของไหล

สถานะเดียวดังสมการที่ (12) และสมการการพาความร้อนดังสมการที่ (13)

$$Q = \rho v A C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (12)$$

โดย

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล , kg/m^3

v คือ ความเร็วของของไหล , m/s

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ , m^2

C_p คือ ค่าของจุความร้อนของของไหล , $J/kg \cdot K$

T_{out} คือ อุณหภูมิทางออกของของไหล , K

T_{in} คือ อุณหภูมิทางเข้าของของไหล , K

$$h = \frac{Q}{A_i \Delta T_{lm}} \quad (13)$$

โดย

Q คือ ค่าความร้อนถ่ายเท , W

A_i คือ พื้นที่ผิวท่อภายใน , m^2

ΔT_{lm} คือ Logarithmic mean temperature difference คำนวณจากสมการที่ 14

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})]} \quad (14)$$

โดย

$T_{h,i}$ คือ อุณหภูมิน้ำมันเครื่องรถยนต์บริเวณ

ทางเข้า , K

$T_{h,o}$ คือ อุณหภูมิน้ำมันเครื่องรถยนต์บริเวณ

ทางออก , K

$T_{c,i}$ คือ อุณหภูมิน้ำบริเวณทางเข้า , K

$T_{c,o}$ คือ อุณหภูมิน้ำบริเวณทางออก , K

และทำการเปรียบเทียบค่า Nusselt number ของทั้ง 2

แบบที่ค่า Reynolds number 10000, 20000, 30000, 40000 ตามลำดับ และเปรียบเทียบค่า Nusselt

number จากการทดลองกับค่า Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบด้วยสมการของ Dittus-Boelter ดังสมการที่ 15

$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \quad (15)$$

4. ผลการศึกษา

4.1 ผลการศึกษาของค่าความดันตกคร่อม

จากการวิเคราะห์ค่า Friction factor ของการไหลในท่อเรียบที่ได้จากการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขเปรียบเทียบกับค่า Friction factor ที่ได้จากการคำนวณตามสมการของ Colebrook ได้แสดงในตารางที่ 3

ตารางที่ 3 แสดงค่า Friction factor ของท่อเรียบที่คำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข และ จากทางทฤษฎีของ Colebrook

Reynolds number	ความเร็ว (m/s)	Friction factor ท่อเรียบ	Friction factor ทางทฤษฎีของท่อเรียบ	% ความคลาดเคลื่อน
10000	0.53	0.0436	0.0395	9.57
20000	1.12	0.0382	0.0334	12.51
30000	1.64	0.0331	0.0275	16.797
40000	2.14	0.0263	0.0224	14.858

จากผลการเปรียบเทียบพบว่าค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าสูงสุดประมาณ 17% แต่เมื่อดูจากค่าจะมีความใกล้เคียงกันถึงจุดทศนิยมอันดับ 3 ความคลาดเคลื่อนจากค่า Friction factor ของท่อเรียบกับค่า Friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบ นั้นอาจเกิดจากการความละเอียดของ mesh ที่ใช้ในการจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ละเอียดมากพอ แต่เนื่องมาจากข้อจำกัดทางคอมพิวเตอร์ด้านหน่วยความจำและเวลาในการคำนวณทางคอมพิวเตอร์ทำให้ไม่สามารถทำ mesh ได้ละเอียดมากๆได้ แต่อย่างไรก็ตามความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นไม่มากนักแสดงว่าผลของการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขมีความใกล้เคียงกับผลทางทฤษฎี จึงทำให้สามารถบอกได้ว่าการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขนั้นเชื่อถือได้

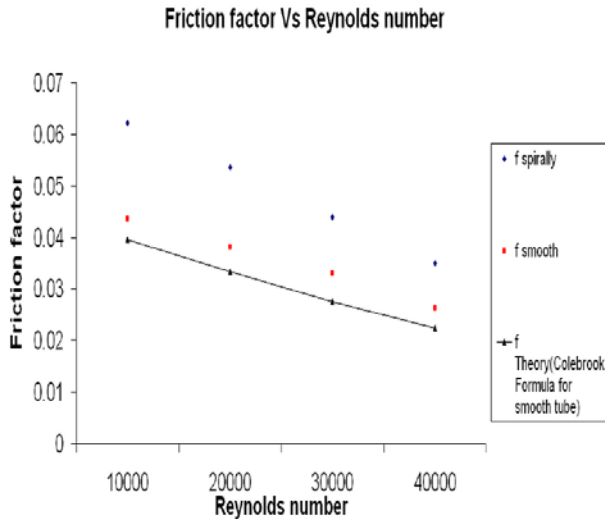
เมื่อพิจารณาค่า Friction factor ของการไหลใน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อเกลียวเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบจะพบว่าค่า Friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อเกลียว จะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อเรียบ

ธรรมดาที่ค่า Reynolds number เดียวกันอันเนื่องมาจากการไหลในท่อเกลียวนั้นทำให้การไหลเกิดการถูกขัดขวางการไหลโดยเฉพาะบริเวณร่องเกลียวจึงทำให้เกิดความดันตกคร่อมในการไหลมากกว่าการไหลในท่อเรียบธรรมดา ซึ่งผลของการเพิ่มขึ้นของค่า Friction factor ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียวเปรียบเทียบกับท่อเรียบแสดงในตารางที่ 4 ด้านล่าง

ตารางที่ 4 แสดงค่า friction factor ของท่อเกลียวเปรียบเทียบกับท่อเรียบและ %การเพิ่มขึ้นของ Friction factor

Reynolds number	Friction factor ท่อเรียบ	Friction factor ท่อเกลียว	%การเพิ่มขึ้นของ Friction factor
10000	0.0436	0.0622	29.789
20000	0.0382	0.0537	28.857
30000	0.0331	0.0440	24.724
40000	0.0263	0.0350	24.736

เมื่อทำการเปรียบเทียบผลของค่า Friction factor ในกรณีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ทั้งโดยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข การคำนวณตามสมการของ Colebrook และค่า Friction factor ในกรณีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ ของค่า friction factor กับ Reynolds number ของท่อเรียบและท่อเกลียว

จากกราฟพบว่าเมื่อทำการเพิ่มค่าของ Reynolds number จะส่งผลให้ค่าของ Friction factor ลดลงทั้งในกรณีของท่อเรียบและท่อเกลียว ซึ่งโดยสามารถประมาณการลดลงนี้ด้วยสมการยกกำลังซึ่งเมื่อนำค่ามาทำการสร้างสมการยกกำลังจะได้ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Friction factor กับค่า Reynolds number ของท่อเกลียวดังสมการที่ 16

$$f = 0.0653 \text{Re}^{-0.3972} \quad (16)$$

(เมื่อ $10000 < \text{Re} < 40000$)

4.2 ผลการศึกษาของการถ่ายเทความร้อน

จากการวิเคราะห์ค่า Nusselt number ของการไหลในท่อเรียบที่ได้จากการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขเปรียบเทียบกับค่า Nusselt number ที่ได้จากการคำนวณตามสมการของ Dittus-Boelter ได้แสดงในตารางที่ 5

ตารางที่ 5 แสดงค่า Nusselt number ของท่อเรียบที่คำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข และ จากทางทฤษฎีของ Dittus-Boelter

Reynolds number	ความเร็ว (m/s)	Nuท่อเรียบ	Nu ทฤษฎีท่อเรียบ	% ความคลาดเคลื่อน
10000	0.53	68.04	61.86	9.564
20000	1.12	115.42	107.71	6.684
30000	1.64	179.09	148.97	16.81
40000	2.14	208.34	187.53	9.989

ความคลาดของค่า Nusselt number ของท่อเรียบกับค่า Nusselt number จากทางทฤษฎีของท่อเรียบ มีเหตุผลเช่นเดียวกับค่าความคลาดเคลื่อนจากค่า Friction factor ของท่อเรียบ กับค่า Friction factor จากทางทฤษฎีของท่อเรียบ อันได้แก่ความละเอียดของ Mesh ที่ต้องทำให้เล็กมากๆแต่ก็มีขีดจำกัดของหน่วยความจำของคอมพิวเตอร์จึงไม่สามารถทำให้ละเอียดมากกว่านี้

เมื่อพิจารณาค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อเกลียว เปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบจะพบว่าค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อเกลียว จะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาที่ค่า Reynolds number เดียวกันอันเนื่องมาจากเมื่อของไหลไหลผ่านภายในท่อเกลียวนั้นของไหลจะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากกว่าการไหลผ่านในท่อเรียบธรรมดาโดยเฉพาะบริเวณร่องของท่อเกลียวเมื่อการไหลเกิดการปั่นป่วนมากขึ้นจะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้นตรงบริเวณนั้นทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวสามารถ

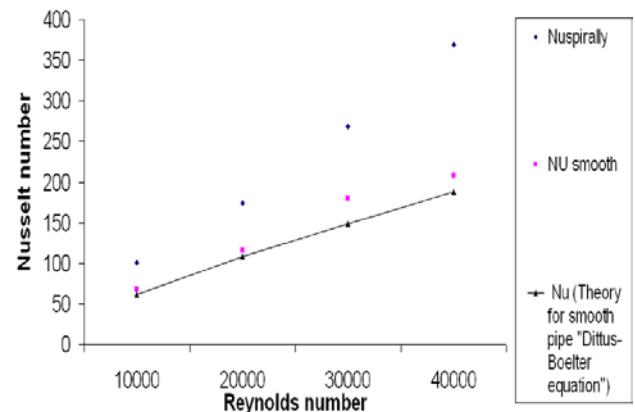
แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบธรรมดาจึงทำให้ค่า Nusselt number ในท่อเกลียวมีค่ามากกว่าค่า Nusselt number ในท่อเรียบธรรมดา ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียว เปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบแสดงในตารางที่ 6 ด้านล่าง

ตารางที่ 6 แสดงค่า Nusselt number ของท่อเกลียวและ%การเพิ่มขึ้นของ Nusselt number

Reynolds number	Nu ท่อเรียบ	Nu ท่อเกลียว	%การเพิ่มขึ้นของ Nu
10000	68.04	101.02	32.286
20000	115.42	174.29	33.776
30000	179.09	268.38	33.272
40000	208.34	369.42	43.602

เมื่อทำการเปรียบเทียบผลของค่า Nusselt number ในกรณีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ทั้งโดยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข การคำนวณตามสมการของ Dittus-Boelter และค่า Nusselt number ในกรณีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข ดังแสดงในรูปที่ 4

Nusselt number Vs Reynolds number



รูปที่ 4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่า Nusselt number กับ Reynolds number ของท่อเรียบและท่อเกลียว

จากกราฟพบว่าเมื่อทำการเพิ่มค่าของ Reynolds number จะส่งผลให้ค่าของ Nusselt number เพิ่มขึ้นทั้งในกรณีของท่อเรียบและท่อเกลียว ซึ่งการเพิ่มขึ้นนี้ (จากค่า Reynolds number ระหว่าง 10000 ถึง 40000) มีสามารถประมาณการเพิ่มขึ้นด้วยสมการยกกำลังดังสมการที่ 17

$$Nu = 97.571Re^{0.9308} \quad (17)$$

(เมื่อ $10000 < Re < 40000$)

5.สรุป

จากผลการศึกษาพบว่า การถ่ายเทความร้อนโดยในงานวิจัยนี้จะ แสดงอยู่ในรูปของค่า Nusselt number ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวมีค่ามากกว่า ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบที่ค่า Reynolds number เดียวกัน และ ค่า Nusselt number ของท่อทั้ง 2 แบบ จะเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นโดยการเพิ่มขึ้นจะมีลักษณะเป็นสมการยกกำลังเมื่อค่า Reynolds number มากขึ้นโดยมีความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nusselt number กับค่า Reynolds number ของท่อเกลียวดังสมการ $Nu = 97.571Re^{0.9308}$ เมื่อค่า Reynolds number อยู่ในช่วง 10000 - 40000

อันเนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนมีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นวิธีเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลในงานวิจัยนี้ทำโดยการเพิ่มร่องเกลียวลงไปบนท่อที่มีของไหลไหลผ่านทำให้การไหลของของไหลถูกขัดขวางโดยร่องเกลียวทำให้การไหลเกิดความปั่นป่วนโดยเฉพาะบริเวณร่องเกลียวนั้นจะเป็นบริเวณที่เกิดความปั่นป่วนมากที่สุด การไหลแบบปั่นป่วนนี้ทำให้เกิดการกระจายตัวของความร้อนภายในท่อได้มากขึ้นเพราะเกิดการชนกันของโมเลกุลของของไหลมากขึ้นทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนพลังงานที่มากขึ้น

ผลเสียของการเพิ่มร่องเกลียวลงไปบนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ จะทำให้ค่า friction factor มีค่ามากขึ้นอันเนื่องมาจากท่อที่ถูกขัดขวางในท่อเกลียวนั้นทำให้เกิดความดันตกคร่อมระหว่างท่อไหลที่มากกว่าการไหลในท่อเรียบธรรมดาโดยค่า Friction factor ของท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าค่า Friction factor ของท่อเรียบ และค่า Friction factor มีค่าลดลงในลักษณะสมการยกกำลังเมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้นโดยมีความสัมพันธ์ระหว่างค่า Friction factor กับค่า Reynolds number ของท่อเกลียวดังสมการ $f = 0.0653Re^{-0.3972}$ เมื่อค่า Reynolds number อยู่ในช่วง 10000 - 40000

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงผลการเพิ่มความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อและยังทำการศึกษาค้นคว้าถึงผลของการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อเกลียวอีกด้วย แต่เนื่องจากในการไหลในท่อเกลียวยังมีอิทธิพลของตัวแปรอื่นๆ เช่น ค่า Pr ของของไหล, ความลึกร่องเกลียว, ระยะพิทซ์, ขนาดของท่อ เป็นต้น ที่ส่งผลถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียว ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเป็นงานวิจัยเบื้องต้นเท่านั้น ดังนั้นผู้วิจัยยังต้องทำการศึกษาค้นคว้าถึงอิทธิพลของตัวแปรตัวอื่นๆต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อเกลียวต่อไปโดย

การใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational fluid dynamics method) ในการวิเคราะห์ปัญหาเพราะทำให้สามารถทดลองในกรณีต่าง ๆ ได้หลายกรณีโดยใช้คอมพิวเตอร์เพียงเครื่องเดียว ทำให้ลดความเสี่ยงในการทดลองและความเป็นไปได้บางประการของกระบวนการทดลองวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณยังสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายในการออกแบบกระบวนการอีกด้วยและยังสามารถคาดคะเนผลการทดลองเบื้องต้นสำหรับการทดลองจริงได้อีกด้วยแต่ก็มีข้อจำกัดทางคอมพิวเตอร์ทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนขึ้นระหว่างผลที่ได้จากการทดลองและผลที่ได้จากทางทฤษฎีอยู่บ้าง

6.กิตติกรรมประกาศ

แหล่งทุนจากคณะวิศวกรรมศาสตร์มหา
วิทยาลัยเกษตรศาสตร์

7. เอกสารอ้างอิง

7.1 บทความจากวารสาร (Journal)

- [1] Webb , R.L. and Eckert, E.R.G., Application of rough surfaces to heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21 (1972) 1647 – 1658.
- [2] Bergles, A.E., Blumenkrantz, A.R., Taborek, J., Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, in: *Fifth International Heat Transfer Conference*, Tokyo, 5 , FC 6.3, 1974, pp 239-243.
- [3] Bergles, A.E., Bunn, R.L. and Junkhan, G.H., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, *Letters of Heat and Mass Transfer* 1 (1974) 113-120.

[4] Webb , R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24 (1981) 715 – 726.

[5] P.K. Nag, P. Mukherjee, Thermodynamic optimization of convective heat transfer through a duct with constant wall temperature, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 30 (2) (1987) 401- 405.

[6] Zimparov, V ., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant wall temperature, *Int. Heat and Mass Transfer*, 43 (2000) 3137 – 3155.

[7] Zimparov, V ., Enhancement of heat transfer by combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape , *Int. Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 551 – 574.

[8] Zimparov, V ., Enhancement of heat transfer by combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2002) 535 – 546.

[9] Zimparov, V ., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant heat flux, *Int. Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 169 – 180.

[10] Dong, Y ., Huixiong, L. and Tingkuan, C., Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24 (2001) 131 -138.

[11] Zimparov, V ., Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1 : friction factors, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 589 – 599.

[12] Zimparov, V ., Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2 : heat transfer coefficient, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 385 – 393.

[13] Vicente, P.G., Garcia, A., Viedma, A., Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different prandtl number, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 671 – 681.

7.2บทความจากเอกสารประกอบการประชุม (Proceedings)

[1] Webb , R.L. and Bergles, A.E., Performance evaluation criteria for selection of heat transfer surfaces geometries used in low Reynolds number heat exchanger, in:NOTO Advanccd Study Institute, 1981 , Ankara, Turkey, *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere, Wahington, DC, 1983, pp. 735 – 752.

[2] H. perez-Blanco, Irreversibility in heat transfer enhancement, *in: Second Low Aspects Thermal Design, 22nd National Heat Transfer Conference and Exhibition, Niagara Falls, New York, 1984, pp. 19 – 26.*

7.3 รายงาน

[1] อังคณา เบ็ญญาเซ็ง, การวิเคราะห์แรงดันตกคร่อม การแลกเปลี่ยนความร้อนและสมรรถนะของการไหล แบบปั่นป่วนของของไหลสถานะเดียวใน *spirally corrugated tube* ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข, การศึกษาอิสระ บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

7.4 หนังสือ

- [1] Bejan, A., *entropy Generation through Heat and Fluid Flow* , Wiley , New York, 1982.
- [2] Bejan, A., *entropy Generation Minimization*, CRC press, Boca Raton, 1996