



การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตและพฤติกรรมทางกลอันเนื่องมาจากความเค้นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ชยานนท์ เสริฐธิกุล และ อารักษ์ ตระการกุล*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบินอวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ทรงชนก ประภาสวัสดิ์

สาขาวิชาวิศวกรรมกระบวนการและสิ่งแวดล้อม คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน

* ผู้สนับสนุนประสานงาน โทรศัพท์ 09 9142 9941 อีเมล: arruck.tr@eng.kmutnb.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2025.09.001

รับเมื่อ 13 กุมภาพันธ์ 2568 แก้ไขเมื่อ 23 พฤษภาคม 2568 ตอรับเมื่อ 11 มิถุนายน 2568 เผยแพร่ออนไลน์ 4 กันยายน 2568

© 2026 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอผลกระทบของระดับอุณหภูมิของไอน้ำที่ส่งผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อต่อความเค้นและการขยายตัวของวัสดุด้วยการวิเคราะห์ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพื่อแสดงให้เห็นถึงตำแหน่งที่อาจเป็นจุดอ่อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อระหว่างการใช้งานจริงซึ่งจะมีประโยชน์ให้เกิดความระมัดระวังในกระบวนการผลิต โดยกำหนดการไหลภายในอุปกรณ์ให้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน ผลการศึกษาอิทธิพลของระดับอุณหภูมิของไอน้ำหรือของไหลทำงานที่ส่งผลต่อวัสดุพบว่า ที่สภาวะสมดุลทางความร้อนระหว่างไอน้ำและผิววัสดุ เมื่อระดับอุณหภูมิของบริเวณที่เรียกว่า Elliptical Head ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนแปลงจากระดับ 200 องศาเซลเซียส ไปยัง 300 องศาเซลเซียส ส่งผลให้ความเค้น Von Mises รวมถึงการขยายตัวของวัสดุสูงขึ้น 380 เมกะปาสคาล และ 0.45 มิลลิเมตร ตามลำดับ งานวิจัยนี้ได้นำเสนอผลความเค้นและการขยายตัวของวัสดุพร้อมกันอย่างเป็นระบบจากอิทธิพลของอุณหภูมิของไหลหรืออาจกล่าวได้ว่าเป็นปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต (Conjugate Convective Heat Transfer) โดยตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยการเปรียบเทียบอุณหภูมิขาออกของของไหลฝั่งเปลือกและท่อรวมถึงความดันลดที่เกิดขึ้นภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับโมเดลพื้นฐานของงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ซึ่งพบว่าผลลัพธ์เชิงตัวเลขมีความใกล้เคียงและสอดคล้องกันเป็นอย่างดีโดยมีเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของอุณหภูมิขาออกของไหลของฝั่งเปลือกและท่อเท่ากับ 3.7% และ 1.4% ตามลำดับ รวมถึงความแตกต่างของความดันลดอยู่ที่ 5% และงานวิจัยนี้สามารถต่อยอดในการวิเคราะห์ผลกระทบของไหลที่มีต่ออุปกรณ์ในลักษณะอื่นได้ในอนาคต เช่น การกัดสี (Erosion) และการกัดกร่อน (Corrosion) ภายในอุปกรณ์

คำสำคัญ: อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ความเค้นทางความร้อน การถ่ายเทความร้อน

การอ้างอิงบทความ: ชยานนท์ เสริฐธิกุล, อารักษ์ ตระการกุล, และ ทรงชนก ประภาสวัสดิ์, “การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตและพฤติกรรมทางกลอันเนื่องมาจากความเค้นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์,” วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, ปีที่ 36, ฉบับที่ 1, หน้า 1–13, เลขที่บทความ 261-037867, ม.ค.-มี.ค. 2569, doi: 10.14416/j.kmutnb.2025.09.001.



Numerical Investigation of Conjugate Convective Heat Transfer and Structural Behavior of a Shell and Tube Heat Exchanger using Finite Element Method

Chayanon Serttikul and Arruck Tragangoon*

Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok, Thailand

Tatchanok Prapasawat

Department of Chemical Process and Environmental Engineering, Faculty of Engineering, Pathumwan Institute of Technology, Bangkok, Thailand

* Corresponding Author, Tel. 09 9142 9941, E-mail: arruck.tr@eng.kmutnb.ac.th DOI: 10.14416/j.kmutnb.2025.09.001

Received 13 February 2025; Revised 23 May 2025; Accepted 11 June 2025; Published online: 4 September 2025

© 2026 King Mongkut's University of Technology North Bangkok. All Rights Reserved.

Abstract

This study presents the effects of varying steam temperature levels passing through a shell-and-tube heat exchanger on the stress distribution and thermal expansion of the material, using the Finite Element Method (FEM) to identify potential weak points during actual operation. The results aim to support precautionary measures in the manufacturing process. The internal flow is modeled as turbulent. The influence of steam or more generally, the working fluid temperature on material behavior is analyzed. Under thermal equilibrium between the steam and the material surface, increasing the temperature at the elliptical head of the heat exchanger from 200°C to 300°C leads to increases in Von Mises stress and material expansion by 380 MPa and 0.45 mm, respectively. The study systematically presents both stress and thermal expansion outcomes under the influence of fluid temperature, addressing what is known as a conjugate convective heat transfer problem. The accuracy of the mathematical model is validated by comparing the outlet temperatures of the fluid on both the shell and tube sides, as well as the pressure drop within the tube, against benchmark models from related research. The numerical results show good agreement, with outlet temperature differences of 3.7% on the shell side and 1.4% on the tube side, and a pressure drop discrepancy of 5%. Furthermore, this research provides a foundation for future investigations into other fluid-induced effects on heat exchanger, such as erosion and corrosion within the equipment.

Keywords: Shell and Tube Heat Exchanger, Thermal Stress, Heat Transfer

Please cite this article as: C. Serttikul, A. Tragangoon, and T. Prapasawat, "Numerical investigation of conjugate convective heat transfer and structural behavior of a shell and tube heat exchanger using finite element method," *The Journal of KMUTNB*, vol. 36, no. 1, pp. 1–13, ID. 261-037867, Jan.-Mar. 2026 (in Thai), doi: 10.14416/j.kmutnb.2025.09.001.

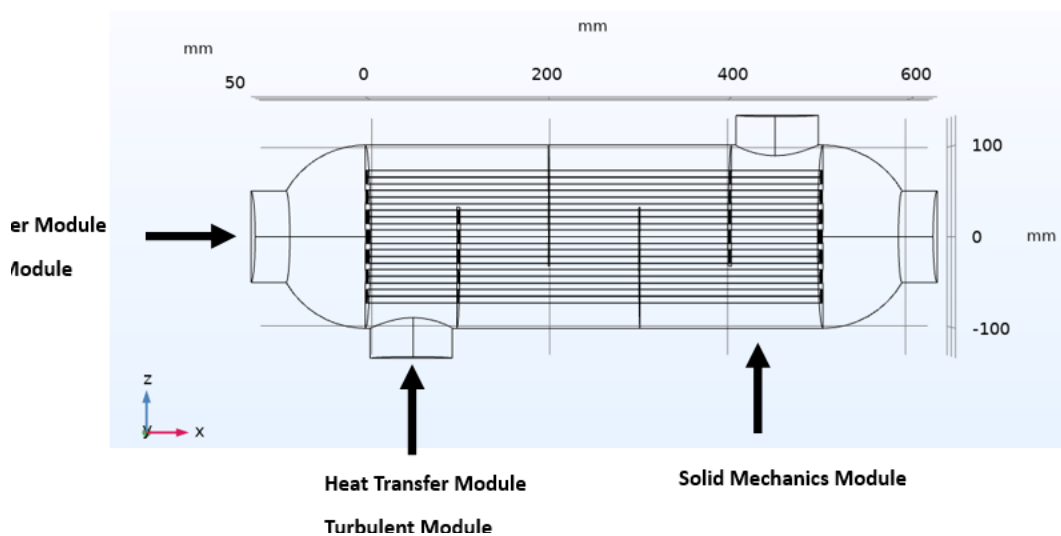
1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) ถูกนำมาใช้งานอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมหนักเนื่องจากมีโครงสร้างที่เหมาะสมกับสภาวะอุณหภูมิและความดันสูง ทำความสะอาดได้ง่าย รวมถึงมีประสิทธิภาพทางความร้อนที่ดี ตัวอย่างงานวิจัยที่น่าสนใจได้แก่ Marzouk และคณะ [1] ศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้น (Baffle) และขดสปริงที่มีต่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยทำการทดลองและคำนวณตามระเบียบวิธีเชิงตัวเลข ในการศึกษากำหนดให้อัตราการไหลภายในเปลือกของอุปกรณ์มีการแปรผัน และในส่วนของการมีค่าคงที่พบว่า การเพิ่มแผ่นกั้นและขดสปริงช่วยให้เลขนัสเซล (Nusselt Number) ของของไหลฝั่งเปลือกและฝั่งท่อเพิ่มขึ้น 62% และ 65% ตามลำดับเมื่อเทียบกับกรณีไม่มีแผ่นกั้น นอกจากนี้พบว่า ในส่วนของความดันตกในกรณีติดตั้งแผ่นกั้นจะมีค่าสูงกว่ากรณีใช้ขดลวดสปริงทดแทน Nie และคณะ [2] ทำการศึกษาการใช้แผ่นกั้นจากวัสดุโฟมทดแทนการใช้วัสดุประเภทโลหะเพื่อปรับปรุงค่าความดันตกภายในอุปกรณ์ โดยใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน k- ϵ สำหรับช่องการไหลปกติภายในอุปกรณ์และแบบจำลองการไหลแบบราบเรียบสำหรับการไหลผ่านรูพรุนของแผ่นกั้น ทั้งนี้ได้พิจารณาค่าความพรุนของวัสดุความหนา และจำนวนแผ่นกั้น ซึ่งพบว่าแผ่นกั้นประเภทโฟมส่งผลให้เกิดความดันตกภายในอุปกรณ์น้อยกว่าการใช้วัสดุโลหะในทุกกรณี นอกจากนี้พบว่า ค่าความพรุนที่เหมาะสมทำให้เกิดความดันลดลง 12.9% และสามารถเพิ่มผลต่างของอุณหภูมิของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าได้ถึง 31%

งานวิจัยของ Kareem และคณะ [3] นำเสนอแบบจำลองการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อโดยการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของของไหลนาโนประเภทต่าง ๆ กับน้ำบริสุทธิ์ที่พิจารณาถึงขนาดอนุภาคนาโนและอัตราส่วนปริมาตรโดยใช้แบบจำลอง RANS สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนพบว่าอนุภาคนาโนช่วยเพิ่มความสามารถในการนำความร้อน

สู่ของไหลภายในอุปกรณ์ ส่วน Saha และ Hasan [4] นำเสนอการเพิ่มประสิทธิภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากกรณีแผ่นกั้นแบบเรียบ แบบคืบ และแบบเกลียวโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ผลลัพธ์ที่ได้แสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของความดันตกและประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแผ่นกั้นแบบเกลียวให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยความดันตกสูงที่สุด Mohammadzadeh และคณะ [5] ศึกษาารูปแบบของแผ่นกั้นในลักษณะต่าง ๆ ที่มีต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและความดันตกซึ่งคล้ายกับกรณีของ Hasan [4] แต่นำเสนอการวิเคราะห์รูปแบบของแผ่นกั้นที่หลากหลายลักษณะมากกว่า Karuppusamy และคณะ [6] ซึ่งได้วิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ของไหลนาโนประเภทซิลิกอนคาร์ไบด์และสารละลายอัลคาไลน์ (SiC-AW) รวมถึงคาร์บอนนาโนและสารละลายอัลคาไลน์ (CNT-AW) ที่ความเข้มข้นเชิงปริมาตรต่าง ๆ ซึ่งส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยพิจารณาจากแรงเสียดทาน ค่าเรย์โนลด์ และค่าความดันตกพบว่าความเข้มข้นของ SiC และ CNT ที่ความเข้มข้น 0.1% สามารถช่วยให้การนำความร้อนของสารละลายเพิ่มขึ้น 29% และ 39% ตามลำดับ ขณะที่ Abdelmoety และคณะ [7] มุ่งเน้นการตรวจสอบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนหลังการปรับปรุงรูปแบบการไหลภายในฝั่งเปลือกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทำการจำลองรูปแบบการไหลที่แตกต่างกันสามรูปแบบพร้อมทั้งตรวจสอบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ความดันตก และแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในอุปกรณ์

Duan และคณะ [8] ปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อเกลียวลอนคลื่นสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ผลกระทบของรูปร่างลอนคลื่น เช่น ความสูงและความยาวลอนคลื่นที่มีต่อตัวเลขเรย์โนลด์ แรงเสียดทาน และประสิทธิภาพเชิงความร้อน ผลลัพธ์ที่ได้มีความน่าสนใจ แต่การผลิตรูปร่างลอนคลื่นดังกล่าวมีความซับซ้อน อีกทั้งยังต้องพิจารณาถึงความคงทนในระยะยาวด้วย Sohrabi และคณะ [9] ศึกษาพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนและ



รูปที่ 1 แบบจำลองทางกายภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

ความดันลดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อ ลักษณะเกลียวกรวยที่มีครีบกะตุ้นการไหลแบบ Double Blade, Three Blade และ Four Blade และวิเคราะห์โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์บนพื้นฐาน Finite Volume Method ผลการศึกษาพบว่ากรณี Four Blade ส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดแต่ก่อให้เกิดความดันลดภายในอุปกรณ์มากที่สุดเช่นกัน นอกจากนี้ยังมีการศึกษาในแง่ของการกักต้อนที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนผ่านการทดลอง [10]–[13]

จากรายงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าส่วนใหญ่มุ่งเน้นไปที่การปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนรวมถึงความดันลดภายในอุปกรณ์เป็นหลัก โดยที่ไม่ได้สนใจความเป็นไปได้ในกระบวนการผลิต ความทนทานในการใช้งานจริง ความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นได้ในกระบวนการผลิต ตลอดจนต้นทุนการผลิต ซึ่งโดยปกติอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการผลิตตามมาตรฐาน ASME จะมีต้นทุนที่สูงมาก ดังนั้นการยืดอายุการใช้งานหรือการป้องกันความเสียหายที่เกิดขึ้นจึงเป็นประเด็นสำคัญในการศึกษา ด้วยเหตุนี้งานวิจัยนี้จึงศึกษาพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตระหว่างของไหลและโครงสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Conjugate Convective Heat Transfer) รวมถึงพฤติกรรม

ทางกลอันเนื่องมาจากความเค้นทางความร้อน โดยจะทำการศึกษาเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงความเค้น Von Mises และการขยายตัวของโครงสร้างวัสดุเมื่ออุณหภูมิไอน้ำขาเข้าอุปกรณ์เปลี่ยนแปลงจากระดับ 200–300 องศาเซลเซียส ผลลัพธ์ที่ได้แสดงให้เห็นถึงตำแหน่งที่อาจเป็นจุดอ่อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อระหว่างการใช้งานจริงซึ่งจะมีประโยชน์ให้เกิดความระมัดระวังในกระบวนการผลิตและเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดข้อบกพร่องในตำแหน่งสำคัญต่าง ๆ ภายในอุปกรณ์ระหว่างใช้งาน

2. วิธีการทดลอง

2.1 แบบจำลองทางกายภาพ

รูปที่ 1 แสดงลักษณะและขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube) และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่จำเป็นสำหรับตัวแปรที่ทำการศึกษา โดยพิจารณากระบวนการต่าง ๆ ที่ใช้วิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในลักษณะ 3 มิติ กำหนดให้อุปกรณ์มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 ซม. และความยาว (Tube Sheet to Tube Sheet) เท่ากับ 50 ซม. โดยกำหนดอัตราการไหลและอุณหภูมิขาเข้าอุปกรณ์ฝั่งเปลือกและฝั่งท่อดังตารางที่ 1 โดยอ้างอิงจาก Lee [14] ซึ่งได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อน

แบบคอนจูเกตที่อัตราการไหลและอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า อุปกรณ์ฝั่งเปลือกและท่อที่ระดับ 20 และ 200 องศาเซลเซียส ทั้งนี้งานวิจัยที่นำเสนอได้เพิ่มการศึกษาระดับอุณหภูมิไอน้ำขาเข้าฝั่งท่อที่ระดับ 300 องศาเซลเซียส เพื่อทำการเปรียบเทียบพฤติกรรมให้เห็นอย่างชัดเจนเนื่องจากเป็นช่วงอุณหภูมิที่นิยมใช้งานสำหรับการให้ความร้อนด้วยไอน้ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนรวมถึงการศึกษาคำถามและการขยายตัวของวัสดุที่เป็นผลมาจากอุณหภูมิของไหลดังกล่าว

ตารางที่ 1 อัตราการไหลเชิงปริมาตรและอุณหภูมิขาเข้าของไหลฝั่งเปลือกและท่อสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

กรณีศึกษา	ฝั่งเปลือก (น้ำ)	ฝั่งท่อ (ไอน้ำ)
อัตราการไหล	0.0016 m ³ /s	0.0016 m ³ /s
อุณหภูมิขาเข้า	20°C	200, 300°C

2.2 ระบบสมการที่เกี่ยวข้องและเงื่อนไขขอบเขต

ระบบสมการสำหรับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ประกอบไปด้วยกลุ่มสมการเชิงอนุพันธ์ (Partial Differential Equation) ดังต่อไปนี้

2.2.1 สมการความร้อน (Heat Equation) แบ่งพิจารณาเป็นสมการสำหรับของไหล (1) และสำหรับของแข็ง หรือตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (2) ตามลำดับ

สมการความร้อนสำหรับของไหล

$$u_i \frac{\partial T_i}{\partial x_i} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T_i}{\partial x_i^2} \right) \quad (1)$$

สมการความร้อนสำหรับของแข็ง (Heat Exchanger)

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x_i^2} = 0 \quad (2)$$

2.2.2 สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation)

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

2.2.3 สมการอนุรักษ์โมเมนตัมสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Momentum Equation)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho \overline{u_i u_j}) \end{aligned} \quad (4)$$

โดยที่ μ คือ ค่าสัมประสิทธิ์ของความหนืด ρ คือ ค่าความหนาแน่น สมการโมเมนตัมที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธีการของเรย์-โนลด์แตกต่างจากสมการโมเมนตัมสำหรับการไหลแบบราบเรียบทั่วไป

เมื่อพิจารณาเทอมความเค้นเรย์โนลด์ (Reynolds Stress) ตามสมมติฐานของ Boussinesq [15]

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

โดยค่า μ_t ในสมการที่ (5) เป็นความสัมพันธ์ของค่าพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (k) และอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ (ε) ดังแสดงในสมการที่ (6)

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

แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนแบบ k - ε ถูกแบ่งออกเป็นสองสมการ คือ สมการสำหรับค่าพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (สมการที่ (7))

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (7)$$

สมการสำหรับอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของค่าความปั่นป่วน (สมการที่ (8))

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \\ & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon}{k} \end{aligned} \quad (8)$$

โดย G_k และ G_b สามารถคำนวณได้ตามสมการที่ (9) และ (10) ตามลำดับ

$$G_k = -\rho u_i \overline{u_j} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (9)$$

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \left(\frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \quad (10)$$

และค่าคงที่ต่าง ๆ ภายในแบบจำลองจะเป็นค่าคงที่ของ Launder และ Sharma [16] ดังนี้

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad C_{\varepsilon 3} = 1$$

$$\sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad \sigma_t = 0.9$$

Generalized Hooke's Law

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (11)$$

$$\varepsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (12)$$

$$\varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} \quad (13)$$

Thermal Strain

$$\varepsilon_{th} = \alpha(T - T_{ref}) \quad (14)$$

Poisson's Ratio

$$\nu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} \quad (15)$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง Young's Modulus และ Shear Modulus

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (16)$$

โดย

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}$$

เงื่อนไขขอบเขต

1) ทางเข้าของไหลฝั่งท่อและเปลือกกำหนดให้ค่าความเร็วของไหลมีค่าเฉลี่ยสม่ำเสมอ

2) กำหนดให้ความเร็วของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเท่ากับศูนย์ที่บริเวณผนังของอุปกรณ์ (No-slip Condition)

3) ไม่พิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนกับอากาศภายนอก พิจารณาเพียงการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับของไหลผ่านชิ้นส่วนที่เป็นของแข็งภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

2.3 สมมติฐาน

1) พิจารณาการกระจายตัวของอุณหภูมิ ความดัน และความเร็วของไหลเป็นแบบ 3 มิติ

2) พิจารณาสมการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับของไหลภายในโดเมนเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

3) ค่าสมบัติต่าง ๆ ของของไหลที่ใช้ในการคำนวณมีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิของของไหล

4) พิจารณาการไหลและการถ่ายเทความร้อนให้เป็นสภาวะคงตัว

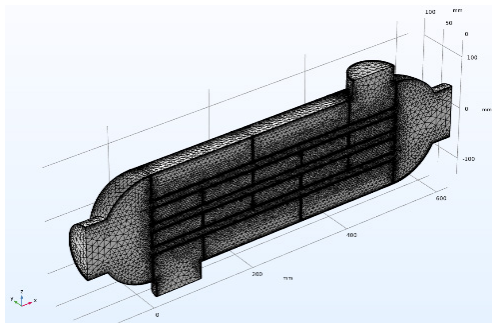
5) ของไหลทำงานไม่เกิดการเปลี่ยนสถานะภายในโดเมน

6) กำหนดเงื่อนไขขอบแบบ No Slip ที่ผนังภายในของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

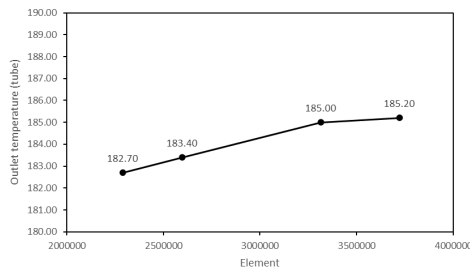
7) เนื้อวัสดุของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะเป็นเนื้อเดียว (Homogeneous) และมีคุณสมบัติเท่ากันทุกทิศทาง (Isotropic)

2.4 ขั้นตอนทางระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

ปัญหาการศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิของไอน้ำภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อความดัน โดยจะถูกพิจารณาในช่วงสภาวะคงตัว (Steady State) ซึ่งประกอบด้วยปัญหา 3 ลักษณะ ได้แก่ 1) การถ่ายเทความร้อน 2) กลศาสตร์ของไหล และ 3) กลศาสตร์ของแข็ง การแก้ปัญหาทางวิศวกรรมที่ประกอบด้วยองค์ความรู้ดังกล่าวไปพร้อม ๆ กัน



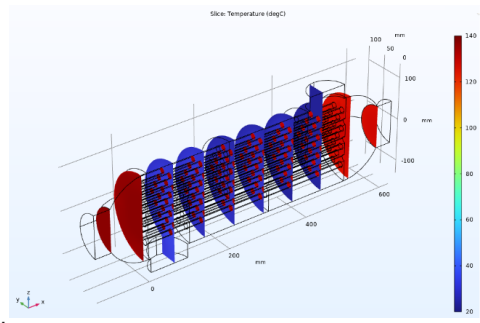
(ก)



(ข)

รูปที่ 2 (ก) ลักษณะ Mesh ของแบบจำลองทางกายภาพ และ (ข) การวิเคราะห์ Mesh Independent

นั้นมีความซับซ้อน เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง อีกทั้งยังต้องใช้คอมพิวเตอร์ที่มีศักยภาพสูง ผลลัพธ์ที่ได้คำนวณผ่านเทคนิควิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method) โดยโปรแกรม COMSOL Multiphysics ที่กำหนดโดเมนแบ่งครึ่งแบบสมมาตร 3 มิติ และวิเคราะห์ผ่านกลุ่มสมการเชิงอนุพันธ์โดยตัวแปรอิสระจะถูกวางในเอลิเมนต์ย่อยรูปทรงสามเหลี่ยมเพื่อคำนวณค่าอุณหภูมิของของไหล อุณหภูมิของโครงสร้างอุปกรณ์ รวมถึงการขยายตัวทางความร้อนและความเค้นภายในโครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้ความละเอียดของเอลิเมนต์บริเวณใกล้เคียงผนังโดเมนกำหนดให้มีความละเอียดมากกว่าปกติเนื่องจากส่งผลต่อการเข้าสู่ของผลเฉลยที่ได้จากกลุ่มสมการเชิงอนุพันธ์และเงื่อนไขขอบเขตที่ถูกกำหนด จำนวนเอลิเมนต์น้อยที่สุดที่ทำให้ผลเฉลยมีค่าค่อนข้างคงที่ [17] มีจำนวนเท่ากับ 3,314,623 เอลิเมนต์ ดังแสดงในรูปที่ 2 (ก) และ (ข) และค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ (Relative Error) ถูกกำหนดไว้ที่ 1×10^{-6}



รูปที่ 3 การกระจายอุณหภูมิของของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อโดยออกแบบสอดคล้องตาม Lee [14]

3. ผลการทดลองและอภิปรายผลการทดลอง

3.1 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การตรวจสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยการเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากชุดสมการอนุพันธ์ (PDE) และเงื่อนไขขอบเขตโดย COMSOL Multiphysics กับผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองสำหรับกรณีพื้นฐานซึ่งกำหนดให้ใช้น้ำเป็นของไหลพื้นฐานทั้งฝั่งเปลือกและฝั่งท่อที่อัตราการไหลเท่ากับ 0.0016 ลูกบาศก์เมตร/วินาที และอุณหภูมิของของไหลเข้าฝั่งเปลือกและท่อกำหนดเท่ากับ 20 องศาเซลเซียส และ 200–300 องศาเซลเซียส ตามลำดับ โดยตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางและความยาวเปลือกเท่ากับ 20 และ 50 เซนติเมตร ตามลำดับ ผลลัพธ์ที่ได้พบว่า ค่าความดันลดสำหรับของไหลภายในท่อและอุณหภูมิของไหลขาออกของทั้งฝั่งเปลือกและฝั่งท่อกำหนดใกล้เคียงและสอดคล้องกับผลลัพธ์จากอุปกรณ์ที่ออกแบบโดย Lee [14] ซึ่งมีค่าไม่เกิน 5% โดยแสดงดังรูปที่ 3 และตารางที่ 2

ตารางที่ 2 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิระหว่าง Lee [14] และ Model Simulation

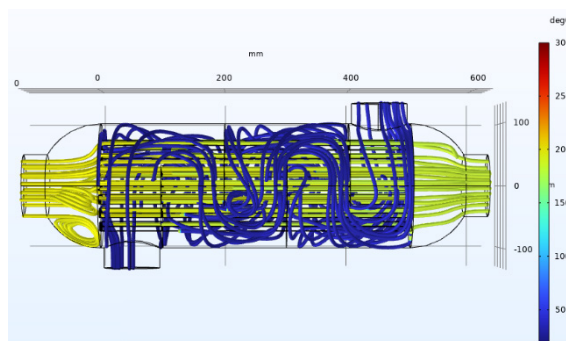
	งานวิจัยของ Lee [14]	งานวิจัยนี้
อุณหภูมิน้ำขาออกฝั่งท่อ	125°C	123.7°C
อุณหภูมิน้ำขาออกฝั่งเปลือก	35°C	36.3°C
ความดันลด	0.35 bar	0.37 bar

3.2 การวิเคราะห์อุณหภูมิของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

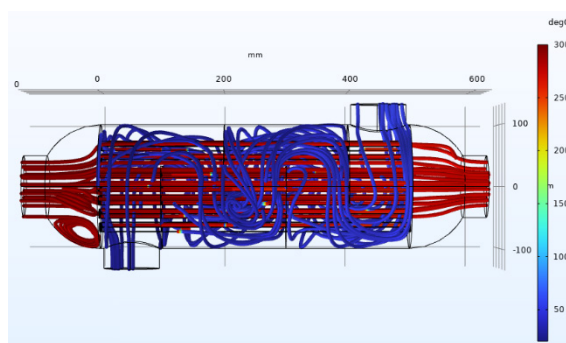
รูปที่ 4 (ก) แสดงการกระจายอุณหภูมิของของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยไอน้ำไหลเข้าฝั่งท่อผ่าน Elliptical Head ทางด้านซ้ายที่อุณหภูมิ 200 องศาเซลเซียส ซึ่งอุณหภูมิมีแนวโน้มลดลงเมื่อไอน้ำเคลื่อนที่ผ่านท่อไปยังทางออกฝั่งด้านขวาที่อุณหภูมิ 185 องศาเซลเซียส ขณะเดียวกันน้ำที่ไหลผ่านทางเข้าของฝั่งเปลือกที่ระดับอุณหภูมิ 20 องศาเซลเซียส และไหลออกโดยมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจนถึงบริเวณทางออกที่อุณหภูมิ 37 องศาเซลเซียส และในรูปที่ 4 (ข) เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำขาเข้าทางฝั่งท่อเป็น 300 องศาเซลเซียส พบว่าอุณหภูมิของไอน้ำมีแนวโน้มลดลงเมื่อเคลื่อนที่ไปยัง Elliptical Head ทางฝั่งขวาเช่นเดียวกันโดยมีค่าอุณหภูมิเท่ากับ 278 องศาเซลเซียส ขณะที่น้ำไหลผ่านทางฝั่งเปลือกจะมีระดับอุณหภูมิที่บริเวณทางออกเท่ากับ 48 องศาเซลเซียส การศึกษาการเคลื่อนที่ของของไหลร่วมกับการถ่ายเทความร้อนภายในของไหลถูกวิเคราะห์ผ่านระเบียบวิธีเชิงตัวเลขร่วมกับสมการความร้อน (สมการที่ (1) และ (2)) สมการความต่อเนื่อง (สมการที่ (3)) และสมการอนุรักษ์โมเมนตัมแบบ $k-\epsilon$ (สมการที่ (4)–(10)) โดยทำการคำนวณเชิงตัวเลขตัวแปรความเร็วในแกนต่าง ๆ ไปพร้อม ๆ กับค่าอุณหภูมิในระบบสามมิติ

3.3 การวิเคราะห์อุณหภูมิของโครงสร้างภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 5 (ก) และ (ข) แสดงการกระจายอุณหภูมิภายในวัสดุของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน กรณีที่อุณหภูมิของไอน้ำขาเข้าที่ระดับอุณหภูมิ 200 และ 300 องศาเซลเซียสพบว่าวัสดุในส่วนที่สัมผัสกับไอน้ำจะมีอุณหภูมิสูงมากที่สุด 3 บริเวณ ได้แก่ 1) บริเวณ Elliptical Head ของฝั่งซ้ายและขวา 2) บริเวณผนังของ Tube Sheet ฝั่งซ้ายและขวา 3) บริเวณผนังของท่อ (Tube) โดยมีค่าอุณหภูมิอยู่ในช่วงระหว่าง 113–200 องศาเซลเซียส สำหรับกรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้าระดับ 200 องศาเซลเซียส และ 155–300 องศาเซลเซียส สำหรับกรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้าระดับ 300 องศาเซลเซียส นอกจากนี้จะสังเกต



(ก)

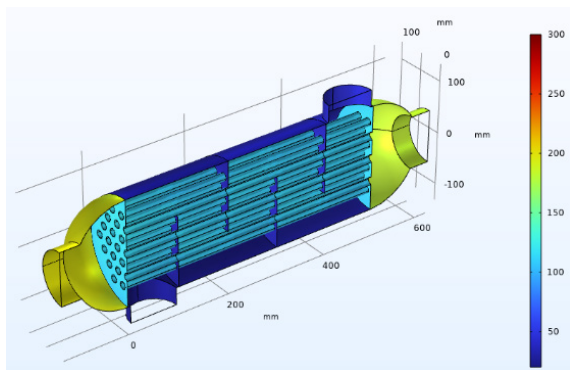


(ข)

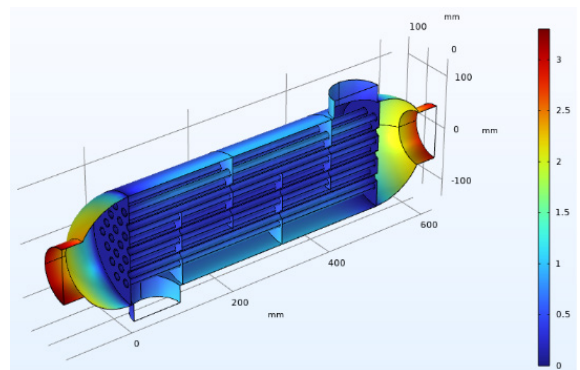
รูปที่ 4 การกระจายอุณหภูมิของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (ก) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 200 องศาเซลเซียส และ (ข) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 300 องศาเซลเซียส

ได้ว่าอุณหภูมิผิวโครงสร้างจะลดต่ำลงเฉพาะในส่วนของผนัง Tube Sheet และผนังท่อเนื่องจากเกิดการเข้าสู่สมดุลทางความร้อนระหว่างอุณหภูมิของไหลภายในเปลือกและท่อ บ่งชี้ว่าระดับอุณหภูมิไอน้ำที่เพิ่มสูงขึ้นส่งผลต่อระดับอุณหภูมิของวัสดุบริเวณดังกล่าวอย่างมีนัยสำคัญซึ่งจะส่งผลกระทบต่อความเค้นทางความร้อน (Thermal Stress)

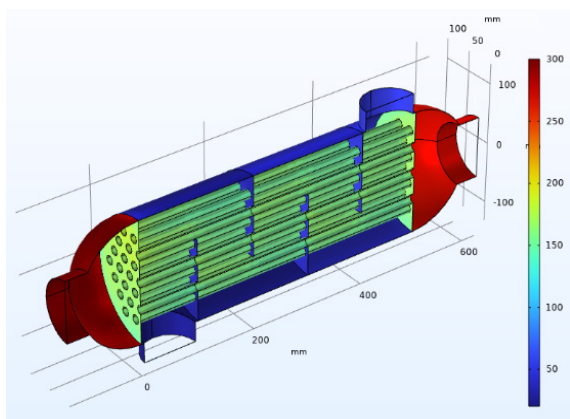
การศึกษาอุณหภูมิของของไหลร่วมกับการถ่ายเทความร้อนภายในเนื้อวัสดุสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกวิเคราะห์ผ่านระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ร่วมกับสมการความร้อนสำหรับของไหล (สมการที่ (1)) สมการความร้อนสำหรับของแข็ง (สมการที่ (2)) สมการความต่อเนื่อง (สมการที่ (3)) และสมการอนุรักษ์โมเมนตัมแบบ $k-\epsilon$ (สมการ



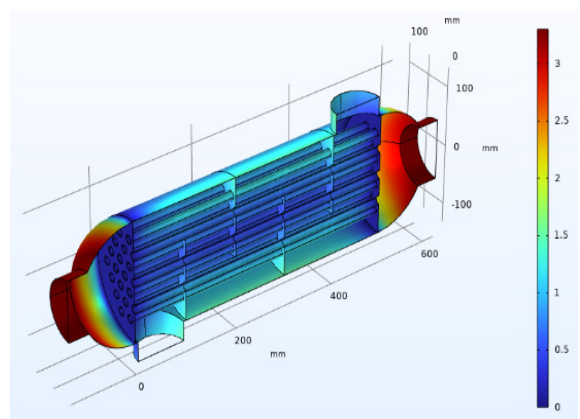
(ก)



(ก)



(ข)



(ข)

รูปที่ 5 การกระจายอุณหภูมิภายในโครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (ก) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 200 องศาเซลเซียส และ (ข) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 300 องศาเซลเซียส

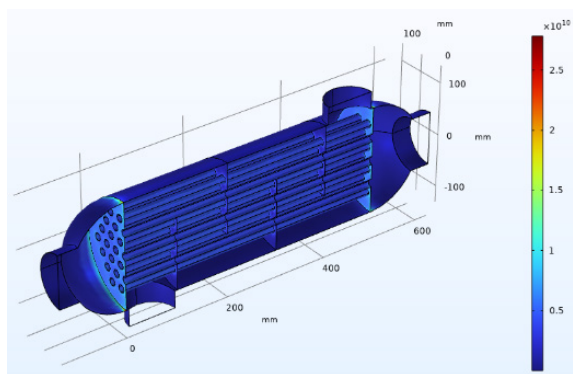
รูปที่ 6 การขยายตัว (Surface Displacement) ของโครงสร้างอุปกรณ์ในหน่วยมิลลิเมตร (ก) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 200 องศาเซลเซียส และ (ข) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 300 องศาเซลเซียส

ที่ (4)–(10)) โดยทำการคำนวณเชิงตัวเลขตัวแปรความเร็วในแกนต่าง ๆ ไปพร้อม ๆ กับค่าอุณหภูมิของของไหลและของแข็งในระบบสามมิติ เรียกกระบวนการวิเคราะห์ลักษณะนี้ว่า Conjugate Heat Transfer [18]–[20]

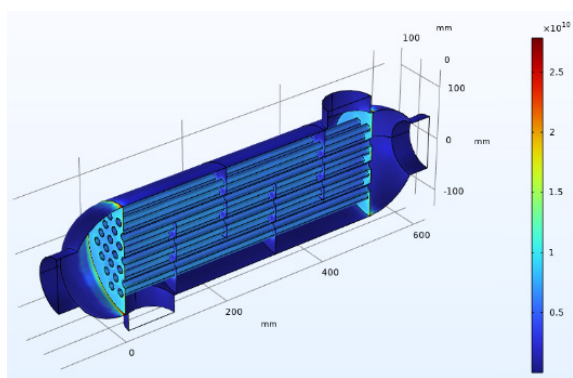
3.4 การวิเคราะห์พฤติกรรมทางกลของวัสดุสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 6 (ก) และ (ข) แสดงการขยายตัวของวัสดุ (Surface Displacement) เนื่องจากความเค้นที่เกิดขึ้นภายในอุปกรณ์ ซึ่งประกอบด้วยความเค้นจากความร้อนและแรงดันภายใน

อุปกรณ์ เมื่อระดับอุณหภูมิของบริเวณที่เรียกว่า Elliptical Head ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนแปลงจากระดับ 200 องศาเซลเซียส ไปยัง 300 องศาเซลเซียส ส่งผลให้เกิดการขยายตัวของวัสดุสูงสุดที่ 0.45 มม. จะเห็นได้ว่าการขยายตัวของวัสดุโดยเฉพาะที่ Elliptical Head ฝั่งซ้ายและฝั่งขวามีค่าเพิ่มอย่างมีนัยสำคัญเมื่อระดับอุณหภูมิไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้น ทั้งนี้ความเค้นทางความร้อนดังกล่าวอาจนำไปสู่การแตกหักหรือสร้างความเสียหายให้กับอุปกรณ์ได้ในกรณีการขึ้นรูปและกระบวนการเชื่อมวัสดุมีข้อผิดพลาดไม่สมบูรณ์ระหว่างกระบวนการผลิต



(ก)



(ข)

รูปที่ 7 ความเค้น Von Mises ในหน่วยจิกะปาสกาลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (ก) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 200 องศาเซลเซียส และ (ข) กรณีอุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 300 องศาเซลเซียส

รูปที่ 7 (ก) และ (ข) แสดงความเค้น Von Mises ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งพบว่าความเค้นจะมีค่าสูงที่บริเวณ Tube Sheet และจะเกิดมากบริเวณขอบรอยต่อระหว่าง Tube Sheet กับ Elliptical Head ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีที่ว่าความเข้มข้นของความเค้น (Stress Concentration) [21] พบมากที่บริเวณดังกล่าว นอกจากนี้พบว่าเมื่ออุณหภูมิของบริเวณที่เรียกว่า Ellipse Head ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนแปลงจากระดับ 200 องศาเซลเซียส ไปยัง 300 องศาเซลเซียส ส่งผลให้ความเค้น Von Mises สูงขึ้น 0.38 จิกะปาสกาล แม้ค่าความเค้น Von Mises ที่เกิดขึ้นสูงสุดจะมีค่าไม่เกินขีดจำกัดของวัสดุที่

184 จิกะปาสกาล แต่หากเกิดความผิดพลาดในกระบวนการผลิต เช่น มีข้อบกพร่องที่แนวเชื่อมในตำแหน่งที่เกิดความเค้นสูงสุด ในกรณีนี้ข้อบกพร่องดังกล่าวสามารถถูกแรงให้เกิดรอยแตกที่ใหญ่ขึ้นจากการกักความร้อนส่งผลให้ค่าความปลอดภัยค่อย ๆ ลดลงและก่อให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ได้ในระยะเวลาอันสั้น

ในการศึกษาการขยายตัวและความเค้นของวัสดุจากปัจจัยของอุณหภูมิถูกวิเคราะห์ผ่านระเบียบวิธีเชิงตัวเลขร่วมกับสมการความร้อนสำหรับของแข็ง (สมการที่ (2)) และ Hooke's Law (สมการที่ (11)–(16)) เพื่อคาดการณ์การเสียรูปที่เกิดขึ้นในวัสดุ สมการถูกนำเสนอในรูปของความสัมพันธ์เชิงเส้นระหว่างความเค้นและความเครียดร่วมกับค่า Young's Modulus และสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 เปรียบเทียบค่าความเค้น Von Mises และการขยายตัวของวัสดุระหว่างค่าอุณหภูมิไอน้ำขาเข้าที่ระดับ 200 และ 300 องศาเซลเซียส

	อุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 200°C	อุณหภูมิไอน้ำขาเข้า 300°C
ความเค้นสูงสุด Von Mises (GPa)	17.75	18.13
การขยายตัว (mm)	3.40	3.85

4. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิของของไหลที่มีต่อพฤติกรรมทางกลอันเนื่องมาจากความเค้นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อโดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและเนื้อวัสดุของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Conjugate Heat Transfer) โดยนำเสนอผลลัพธ์ในช่วงสภาวะคงตัว และมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงมากในการเข้าสู่ของผลลัพธ์ในแต่ละตัวแปรพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อจะมีอุณหภูมิสูงที่บริเวณ Elliptical Head และ Tube Sheet ทั้งทางฝั่งซ้ายและฝั่งขวา ซึ่งส่งผลให้เกิดการขยายตัว โดยเฉพาะบริเวณแนวเชื่อม ซึ่งเป็นจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างจะมีความเค้นรวมสูงมาก

เป็นพิเศษ นอกจากนั้นการเพิ่มระดับอุณหภูมิในการทำงานเป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่เร่งให้เกิดความเสียหายตามที่ได้กล่าวไป ดังนั้นบริเวณตะเข็บแนวเชื่อมระหว่าง Tube Sheet และเปลือกของอุปกรณ์จึงเป็นจุดที่ควรให้การตรวจสอบอย่างรอบคอบเพื่อรองรับผลกระทบจากปัจจัยความเค้นดังกล่าว

แม้ว่าค่าขีดจำกัดความเค้นของวัสดุจะมีค่าสูงกว่าความเค้นที่เกิดขึ้นจากการใช้งานอยู่มาก แต่หากเกิดความเสียหายในกระบวนการผลิตอาจก่อให้เกิดความเสียหายโดยเฉพาะบริเวณแนวเชื่อม เมื่อใช้งานในระยะยาวปัจจัยจากความเค้นทางความร้อนและการกัดกร่อนที่เกิดขึ้นเป็นปกติอาจส่งผลเร่งให้เกิดความเสียหายรวดเร็วขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ

เมื่อพิจารณาจากประโยชน์ของงานวิจัยนี้เห็นได้ว่าสามารถใช้เป็นพื้นฐานและต่อยอดสำหรับการวิเคราะห์ผลลัพธ์ที่มีลักษณะซับซ้อนขึ้นได้ เช่น การพิจารณาการกัดกร่อนลักษณะต่าง ๆ ภายในอุปกรณ์ เช่น การขัดสีหรือจากปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้น จากการตรวจสอบพบว่าการศึกษาวิจัยการกัดกร่อนภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนส่วนใหญ่แม้ในระยะ 5 ปีล่าสุด ยังเป็นไปในลักษณะของการทดสอบวิเคราะห์เป็นหลัก ดังนั้นการใช้โมเดลจากแบบจำลองคอมพิวเตอร์ช่วยต่อยอดในการวิเคราะห์จะเป็นประโยชน์ในด้านเศรษฐศาสตร์และระยะเวลาได้เป็นอย่างมาก

5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ ที่ให้ความอนุเคราะห์ศูนย์วิจัยรวมถึงคอมพิวเตอร์พร้อมซอฟต์แวร์สำหรับการวิจัย

เอกสารอ้างอิง

[1] S. A. Marzouk, M. A. Sharaf, A. Aljabr, F. A. Almeahmadi, T. Alam, and I. Malik, "Effects of baffles and springs in shell and multi-tube heat exchangers: Comparative approach," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 104996, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.csite.2024.104996.

[2] C. Nie, Z. Chen, X. Liu, H. Li, J. Liu, and Z. Rao, "Design of metal foam baffle to enhance the thermal-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 159, pp. 108005, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.108005.

[3] A. K. Kareem, A. H. Alabbasi, and A. M. Mohsen, "Simulation study of heat transfer behaviour of turbulent two-phase flow in a 3D cubic shell and tube heat exchanger using water and different nanofluids," *Results in Engineering*, vol. 24, pp. 102851, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.rineng.2024.102851.

[4] S. Saha and N. Hasan, "Numerical evaluation of thermohydraulic parameters for diverse configurations of shell-and-tube heat exchanger," *Results in Engineering*, vol. 23, pp. 102509, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.rineng.2024.102509.

[5] A.M.Mohammadzadeh, B.Jafari, and K.Hosseinzadeh, "Comprehensive numerical investigation of the effect of various baffle design and baffle spacing on a shell and tube heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 249, pp. 123305, Jul. 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123305.

[6] S. Karuppusamy, P. Sambandam, M. Selvaraj, G. Kaliyaperumal, A. Mariadhas, and J. R. Deepak, "Enhancing heat transfer efficiency in shell-and-tube heat exchangers with SiC and CNT-infused alkaline water nanofluids," *Desalination and Water Treatment*, vol. 317, pp. 100157, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.dwt.2024.100157.

[7] A. M. Abdelmoety, M. W. Muhieldeen, W. Yen Tey, X. Yin, and N. E. Beit, "Numerical



- investigations on optimised shell designs of a U-tube heat exchanger,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 47, pp. 102327, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2023.102327.
- [8] Y. Duan, X. Zhang, Z. Han, Q. Liu, X. Li, and L. Li, “Numerical simulation of flow and heat transfer performance of tube-shell coupled helically coiled corrugated tube heat exchanger,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 153, pp. 107325, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107325.
- [9] N. Sohrabi, K. A. Hammoodi, A. Hammoud, D. J. Jasim, S. H. H. Karouei, J. Kheyri, and H. Nabi, “Using different geometries on the amount of heat transfer in a shell and tube heat exchanger using the finite volume method,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 55, pp. 104037, Mar. 2024, doi: 10.1016/j.csite.2024.104037.
- [10] S. Liu, H. Wu, Q. Zhao, and Z. Liang, “Corrosion failure analysis of the heat exchanger in a hot water heating boiler,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 142, pp. 106847, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.engfailanal.2022.106847.
- [11] C. Subramanian, S. Zamindar, and P. Baneerjee, “Oxygen corrosion of reboiler tube served in production of dilution steam from heat exchanger of petrochemical refinery,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 164, pp. 108664, Oct. 2024, doi: 10.1016/j.engfailanal.2024.108664.
- [12] Q. Liu, N. Li, J. Duan, M. Song, and F. Shi, “Enhancing corrosion resistance and heat transfer performance of fin-tube heat exchangers for closed-type heat-source towers by superhydrophobic coatings,” *Journal of Building Engineering*, vol. 96, pp. 110568, Nov. 2024, doi: 10.1016/j.job.2024.110568.
- [13] Y. Liu, R. Z. Li, Q. Z. Liu, Y. Lai, Y. F. Li, Y. K. Wang, and R. Luo, “Investigation on chloride corrosion of a new seamless steel-07CrCuAlMoTi for heat exchangers in bicarbonate-containing environments,” *Materials Today Communications*, vol. 43, pp. 111795, Feb. 2025, doi: 10.1016/j.mtcomm.2025.111795.
- [14] H. S. Lee, *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*, 1st edition. Hoboken, N.J: Wiley, 2010.
- [15] J. Boussinesq, “Théorie de l’écoulement tourbillant,” *Mémoires présentés à l’Académie des Sciences*, vol. 23, pp. 46, 1877.
- [16] A. Mathur and S. He, “Performance and implementation of the Launder–Sharma low-Reynolds number turbulence model,” *Computers & Fluids*, vol. 79, pp. 134–139, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.compfluid.2013.02.020.
- [17] C. Sertikul, A. K. Datta, and P. Rattanadecho, “Effect of layer arrangement on 2-D numerical analysis of freezing process in double layer porous packed bed | IIETA,” *International Journal of Heat and Technology*, vol. 37, no. 1, pp. 273–284, Mar. 2019, doi: 10.18280/ijht.370133.
- [18] S. Yu, X. Xu, Z. Du, Z. Chen, R. Lu, Z. Zou, and C. Peng, “Prediction of critical heat flux based on near-wall bubble dynamics and conjugate heat transfer,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 275, pp. 126907, Sep. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126907.
- [19] J. Štručl, J. Marn, and M. Zadavec, “Numerical modelling of conjugate heat transfer in

force convective flow environment using a combined boiling model (CBM),” *Results in Engineering*, vol. 26, pp. 104958, Jun. 2025, doi: 10.1016/j.rineng.2025.104958.

- [20] Y. Dreze and L. di Mare, “Unsteady conjugate heat transfer effects on flow characteristics

in transonic flow,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 246, pp. 127036, Aug. 2025, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2025.127036.

- [21] E. J. Hearn, *Mechanics of Materials 1*, 3rd edition. Butterworth-Heinemann, 1997.

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

u	ความเร็วของไหล $\left(\frac{m}{s}\right)$
T	อุณหภูมิ ($^{\circ}C$)
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$
x_i	พิกัดแกน (m)
ρ	ความหนาแน่น $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
μ	ความหนืดของไหล ($Pa \cdot s$)
μ_t	ความหนืดของไหล ($Pa \cdot s$)
k	Turbulent Kinetic Energy $\left(\frac{m^2}{s^2}\right)$
ε	Turbulent dissipation rate $\left(\frac{m^2}{s^3}\right)$
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	ความเคียดแกน x, y, z
ε_{ph}	ความเคียดจากความร้อน
ν	อัตราส่วน Poisson
E	โมดูลัสยัง (Pa)
G	โมดูลัสเฉือน (Pa)
α	สัมประสิทธิ์การขยายตัวเนื่องจากความร้อน $\left(\frac{10^{-6}}{^{\circ}C}\right)$