การทดสอบสมรรถนะการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

นายวสวัตติ์ ทิ้งบริรักษ์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2568

PERFORMANCE TEST OF HOT AIR PRODUCTION BY INDUCTION HEATING

WASAWAT THINGBORIRAK

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2025

การทดสอบสมรรถนะการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญามหาบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....

(ผศ. ดร.ปรีดา ปรากฏมาก)

ประธานกรรมการ

.....

(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำนรรค)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)

.....

(ผศ. ดร.เทวรัตน์ ตรีอำนรรค)

กรรมการ

.....

(ผศ. ดร.การุญ ฟังสุวรรณรักษ์)

กรรมการ

.....

(รศ. ดร.ยุพาพร รักสกุลพิวัฒน์)

รักษาการแทนรองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ

.....

(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วสวัตติ์ ทิ้งบริรักษ์: การทดสอบสมรรถนะการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ
(PERFORMANCE TEST OF HOT AIR PRODUCTION BY INDUCTION HEATING)
อาจารย์ที่ปรึกษา: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค, 360 หน้า.

คำสำคัญ: การเหนี่ยวนำความร้อน/สมรรถนะเชิงความร้อน/แบบจำลองเชิงตัวเลข

การพึ่งพาแหล่งพลังงานความร้อนที่ใช้ขดลวดไฟฟ้า แก๊ส และน้ำมันเชื้อเพลิงมีต้นทุนสูง การควบคุมสภาวะทำได้จำกัด และไม่สอดคล้องกับความต้องการด้านพลังงานที่ยั่งยืน การเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าในวิทยานิพนธ์นี้เป็นเทคโนโลยีที่มีศักยภาพในกระบวนการทำความร้อน โดยคุณสมบัติเด่นคือการถ่ายเทพลังงานที่รวดเร็ว การกระจายความร้อนสม่ำเสมอ และความยืดหยุ่นในการออกแบบภาระเหนี่ยวนำ งานวิจัยนี้จึงเป็นการสร้างต้นแบบระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าเปรียบเทียบสมรรถนะกับระบบขดลวดไฟฟ้าทั้งในด้านพลังงาน ระยะเวลา และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ต้นแบบติดตั้งภาระเหนี่ยวนำแบบ ท่อเรียบ ครีบ แผ่นกั้น และแผ่นบิด ทำการทดลองภายใต้เงื่อนไขการไหลแบบปั่นป่วน ช่วงเลขเรย์โนลด์ 8,000–12,000 ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50–90 °C และ ขนานไปกับการจำลอง CFD ใน SOLIDWORKS และ ANSYS เพื่ออธิบายกลไกการถ่ายเทความร้อน รวมทั้งการสร้างแบบจำลองเชิงสถิติด้วย Response Surface Methodology เพื่อช่วยทำนายผลสำหรับรูปแบบที่ไม่ได้ทำการทดลองจริง และท้ายที่สุดได้ประเมินรูปแบบที่เหมาะสมด้วยวิธีการตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์

ผลการศึกษาแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าการเหนี่ยวนำมีข้อได้เปรียบเหนือกว่าขดลวดไฟฟ้าอย่างมีนัยสำคัญ โดยที่อุณหภูมิ 90 °C เลขเรย์โนลด์ 12,000 ระบบเหนี่ยวนำสามารถลดเวลาในการทำความร้อนจาก 809.60 วินาที เหลือเพียง 429.54 วินาที และลดการใช้พลังงานจาก 0.18033 kWh เหลือ 0.09688 kWh ประหยัดพลังงานได้ราว 46% แนวโน้มนี้ปรากฏสอดคล้องกันทุกช่วงเงื่อนไขที่ศึกษา รูปแบบภาระเหนี่ยวนำแต่ละแบบมีจุดเด่นและข้อจำกัดต่างกัน และเมื่อนำข้อมูลการทดลองมาทำการจัดลำดับ พบว่ารูปแบบครีบมีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากสามารถสร้างสมดุลระหว่างการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมได้ดีที่สุดในภาพรวม รองลงมาคือแผ่นบิดซึ่งให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแต่ต้องแลกด้วยความดันตกคร่อมที่สูงกว่าเช่นกัน ส่วนแผ่นกั้นและท่อเรียบอยู่ในลำดับถัดไป

ผลการศึกษาอิทธิพลของจำนวนครีบของภาระเหนี่ยวนำด้วยแบบจำลอง SOLIDWORKS Flow Simulation รูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ ผลที่ได้สอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน โดยที่รูปแบบ 3 ครีบใช้เวลาทำความร้อนจนถึงอุณหภูมิที่ต้องการอยู่ในช่วง 35.52–144.04 วินาที ขณะที่

รูปแบบ 8 ครีบใช้เวลาในช่วง 36.10–133.44 วินาที ซึ่งชี้ว่าการเพิ่มจำนวนครีบสามารถช่วยลดเวลาได้ในภาพรวมแม้จะทำให้ความดันตกคร่อมสูงขึ้น จากการจำลองเชิงสถิติด้วย Response Surface Methodology เพื่อทำนายผลในรูปแบบ 4, 6 และ 7 ครีบ แล้วทำการจัดลำดับโดยใช้เกณฑ์การตัดสินใจหลายเงื่อนไขทั้งในกรณีทั่วไป กรณีเพื่อการอบแห้ง และกรณีที่ปรับตามความต้องการเฉพาะ ผลที่ได้สอดคล้องกันว่ารูปแบบที่เหมาะสมที่สุดคือ 3 ครีบ เนื่องจากสามารถสร้างสมดุลที่เหมาะสมที่สุดระหว่างเวลาในการทำความร้อน การถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม ได้เป็นผลสรุปขั้นสุดท้ายที่สะท้อนว่าระบบผลิตลมร้อนแบบเหนี่ยวนำสามารถออกแบบให้มีสมรรถนะสูงและตอบสนองได้ตรงตามความต้องการของกระบวนการใช้ความร้อนในเชิงปฏิบัติ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล ลายชื่อนักศึกษา .....

ปีการศึกษา 2568 ลายชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา .....

WASAWAT THINGBORIRAK: PERFORMANCE TEST OF HOT AIR PRODUCTION BY INDUCTION HEATING
THESIS ADVISOR: ASST. PROF. Dr. KRAWEE TREEAMNUK, D.Eng., 360 PP.

Keywords: Induction Heating/Thermal Performance /Numerical Model

The reliance on conventional heat sources such as electric coils, gas, and fuel oil is associated with high costs, limited controllability, and incompatibility with the pursuit of sustainable energy. Electromagnetic induction, as investigated in this dissertation, emerges as a promising heating technology distinguished by its rapid energy transfer, uniform heat distribution, and flexibility in the design of induction loads. Accordingly, this research developed a prototype hot-air generation system utilizing induction heating and compared its performance with an electric coil system in terms of energy consumption, heating time, and heat transfer efficiency. The prototype incorporated various induction load configurations smooth tube, finned tube, baffle, and twisted plate and was experimentally tested under turbulent flow conditions with Reynolds numbers in the range of 8,000–12,000 and target outlet temperatures of 50–90 °C. These experiments were complemented by CFD simulations in SOLIDWORKS and ANSYS to elucidate the underlying heat transfer mechanisms. In addition, statistical modeling was carried out using the Response Surface Methodology (RSM) to predict the outcomes for configurations not tested experimentally, followed by multi-criteria decision-making to determine the most appropriate design.

The results clearly demonstrate the superiority of induction heating over electric coils. At 90 °C and Reynolds number 12,000, the induction system reduced the heating time from 809.60 seconds to 429.54 seconds and lowered energy consumption from 0.18033 kWh to 0.09688 kWh, achieving approximately 46% energy savings. This trend was consistently observed across all operating conditions. Each induction load configuration exhibited distinct advantages and limitations. The finned tube was identified as the most suitable design, offering the optimal balance between heat transfer enhancement and pressure drop. The twisted plate produced higher heat

transfer rates but incurred a larger pressure drop, while the baffle and smooth tube ranked lower overall.

Further investigations using SOLIDWORKS Flow Simulation examined finned tubes with 3, 5, and 8 fins, yielding results consistent with heat transfer theory. The 3-fin configuration required heating times of 35.52–144.04 seconds to reach the target temperature, while the 8-fin configuration required 36.10–133.44 seconds, indicating that increasing the number of fins generally reduces heating time, albeit at the cost of higher pressure drops. Statistical modeling with RSM was employed to predict the performance of 4-, 6-, and 7-fin configurations, and subsequent multi-criteria decision analyses (for general use, drying-focused applications, and tailored demands) consistently ranked the 3-fin configuration as the most appropriate. This outcome underscores that an induction-based hot-air generation system can be optimally designed to achieve high performance while meeting practical heating requirements.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

School of Mechanical Engineering
Academic Year 2025

Student's Signature Wasawat Thingboriak
Advisor's Signature Krawee Treeamnuk

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความช่วยเหลือและการสนับสนุนจากหลายฝ่าย ข้าพเจ้าขอแสดงความขอบคุณอย่างสุดซึ้งต่อทุกท่านที่มีส่วนร่วมในการทำงานครั้งนี้

ขอขอบคุณอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค สำหรับคำแนะนำอย่างใกล้ชิดและต่อเนื่องตลอดระยะเวลาของการทำวิจัย อาจารย์ได้กรุณาให้แนวทางที่ถูกต้อง เสนอแนะอย่างรอบคอบ และถ่ายทอดความรู้เชิงลึกอันทรงคุณค่า ซึ่งมีส่วนสำคัญอย่างยิ่งในการทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ทุกท่าน ที่ได้กรุณาให้ข้อเสนอแนะเชิงวิชาการอันกว้างขวางและมีคุณค่า ทำให้สามารถพัฒนาปรับปรุงคุณภาพของงานวิจัยให้มีความสมบูรณ์และเหมาะสมยิ่งขึ้น อีกทั้งขอขอบพระคุณคณาจารย์ประจำหลักสูตรและบุคลากรทางวิชาการทุกท่านที่ได้ให้ความอนุเคราะห์ สนับสนุน และส่งเสริมในทุกขั้นตอนของการศึกษา

ขอขอบคุณสถาบันการศึกษา หน่วยงาน ห้องปฏิบัติการ และเจ้าหน้าที่ผู้เกี่ยวข้องทุกท่านที่ได้กรุณาอำนวยความสะดวกทั้งด้านสถานที่ เครื่องมือทดลอง วัสดุอุปกรณ์ รวมถึงการเข้าถึงทรัพยากรทางวิชาการที่เอื้อให้การวิจัยดำเนินไปได้อย่างราบรื่น

ขอแสดงความซาบซึ้งใจต่อเพื่อนนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา ที่ได้ร่วมแลกเปลี่ยนความคิดเห็น ช่วยเหลือในการทดลอง และสร้างแรงบันดาลใจให้ตลอดเส้นทางของการศึกษา

ท้ายที่สุด ข้าพเจ้าขอแสดงความกตัญญูกตเวทีต่อครอบครัว ผู้ปกครอง และผู้มีพระคุณทุกท่าน ที่ได้มอบกำลังใจ ความเข้าใจ และการสนับสนุนอย่างต่อเนื่องและไม่สิ้นสุด ซึ่งถือเป็นแรงผลักดันสำคัญที่ทำให้ข้าพเจ้าสามารถก้าวผ่านอุปสรรคทั้งหลาย และบรรลุวัตถุประสงค์ของการศึกษาและการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้สำเร็จสมบูรณ์

วสวัตติ์ ทิ้งบริรักษ์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ.....ก

Abstract.....ค

กิตติกรรมประกาศ.....จ

สารบัญ.....ฉ

สารบัญตาราง.....ฎ

สารบัญรูป.....ฐ

บทที่

1 บทนำ.....1

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา.....1

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....2

1.3 ขอบเขตการวิจัย.....2

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....4

2 ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....5

2.1 หลักการการให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า.....5

2.1.1 ความลึกผิว.....7

2.1.2 ปัจจัยออกแบบขดลวดเหนี่ยวนำ.....10

2.1.3 ความถี่ในการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ.....13

2.2 พื้นฐานการถ่ายเทความร้อนและกลศาสตร์ของไหลภายในท่อ.....15

2.2.1 การนำความร้อน (Conduction).....15

2.2.2 การพาความร้อน (Convection).....16

2.2.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation).....17

2.2.4 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน.....18

2.2.5 ปัจจัยความเสียดทาน.....19

2.2.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....20

2.3 เทคนิคเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....21

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.3.1 ครีบ (Fins).....22
2.3.2 แผ่นกั้น (Baffles).....22
2.3.3 แผ่นบิด (Twisted Tapes).....22
2.4 ลักษณะปัญหาของการไหล.....22
2.4.1 การไหลแบบไม่หนืดและไม่อัดตัว (Inviscid Incompressible flow).....23
2.4.2 การไหลแบบไม่หนืดแต่อัดตัวได้ (Inviscid Compressible flow).....23
2.4.3 การไหลแบบหนืดแต่ไม่อัดตัว (Viscous Incompressible flow).....23
2.4.4 การไหลแบบหนืดแต่อัดตัวได้ (Viscous Compressible flow).....23
2.5 สมการควบคุม.....24
2.5.1 สมการอนุรักษ์มวล (Conservation of mass).....24
2.5.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Conservation of Momentum).....26
2.5.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy).....31
2.6 การจำลองเชิงตัวเลข (CFD) สำหรับการไหลภายในที่ให้ความร้อน.....38
2.6.1 กรอบแบบจำลอง.....38
2.6.2 Near-Wall Treatment และ y^+ Mapping.....39
2.6.3 การทวนสอบ (Validation) และการตรวจสอบ (Verification).....39
2.6.4 การถ่ายเทความร้อนแบบ Conjugate (CHT).....39
2.6.5 ข้อจำกัดของ CFD.....40
2.6.6 Grid Independence Test.....40
2.6.7 Validation Case Studies (SolidWorks/ANSYS).....40
2.7 กระบวนการสร้างแบบจำลอง CFD ด้วยคอมพิวเตอร์.....41
2.7.1 กระบวนการขั้นต้น (Pre-processor).....41
2.7.2 ขั้นตอนการวิเคราะห์ (Analysis).....41
2.7.3 กระบวนการขั้นท้าย (Post-processor).....42
2.8 ระเบียบวิธีเชิงสถิติ DOE และ RSM.....45
2.8.1 แนวคิด DOE และ RSM.....45
2.8.2 การเลือกแบบการทดลอง.....45

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.8.3 การประมาณค่าสัมประสิทธิ์....46
2.9 การประเมินและการจัดลำดับทางเลือก (Evaluation and Ranking of Alternatives)....46
2.9.1 การสังเคราะห์ผลจากแบบจำลองเชิงสถิติ....46
2.9.2 การใช้เกณฑ์การตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ (MCDM)....47
2.9.3 การจัดลำดับและการตีความ....47
3 วิธีดำเนินการวิจัย....48
3.1 การออกแบบและสร้างชุดต้นแบบการผลิตลมร้อน....48
3.1.1 โครงสร้างชุดทดสอบ....49
3.1.2 ระบบจ่ายอากาศ....50
3.1.3 ภาระเหนี่ยวนำ....52
3.1.4 ขดลวดเหนี่ยวนำ....54
3.1.5 ระบบทำความร้อน และระบบควบคุมไฟฟ้า....55
3.1.6 ชุดเก็บข้อมูล (Data logger)....57
3.2 การออกแบบวิธีการทดลองและเก็บผล....61
3.2.1 เมทริกซ์แผนการทดสอบ (Test matrix)....62
3.2.2 หลักเกณฑ์การทดสอบและการเก็บผล....63
3.3 การวิเคราะห์ผลการทดสอบผลิตลมร้อนเบื้องต้น....63
3.4 การประเมิน และถ่วงน้ำหนักตัวชี้วัดในการคัดเลือกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ...63
3.4.1 การกำหนดน้ำหนักสภาวะ....64
3.4.2 การประเมิน Ease of Maintenance (Ease Maint)....66
3.4.3 การประเมิน Life-Cycle Cost (LCC)....69
3.4.4 การรวมเกณฑ์ทั้งหมด (Integration of Criteria)....71
3.5 การสร้างแบบจำลองศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และหารูปแบบที่เหมาะสมของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อน....73
3.5.1 การสร้างแบบจำลองศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ....75

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.5.2 การสร้างแบบจำลองศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนจำนวนครีบภาระเหนี่ยวนำต่อกลไกการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะเชิงความร้อน.....87
3.6 การสร้างแบบจำลองการทำนายหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อน.....94
3.6.1 การเลือกใช้ซอฟต์แวร์และแบบจำลอง.....94
3.6.2 กระบวนการสร้างแบบจำลองใน Minitab.....95
3.6.3 การทำมาตรฐานค่าแบบ z-score.....96
3.6.4 การรวมคะแนนเชิงหลายเกณฑ์ (MCDM – Weighted Sum Model).....96
4 ผลการวิจัยและอภิปรายผล.....98
4.1 บทนำ.....98
4.2 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ และขดลวดความร้อนไฟฟ้าจากการทดสอบ.....99
4.2.1 อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้า.....99
4.2.2 ระยะเวลาการผลิตลมร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมาย.....104
4.2.3 สมรรถนะเชิงความร้อน.....108
4.3 การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขของกระบวนการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ.....135
4.3.1 ผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรหลัก....135
4.3.2 อิทธิพลของความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อความเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรหลัก.....155
4.3.3 ผลการสร้างแบบจำลองตามเวลาของกระบวนการผลิตลมร้อนด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation.....167
4.3.4 ผลการสร้างแบบจำลองหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อน.....195
5 สรุปและข้อเสนอแนะ.....278
5.1 สรุป.....278
5.2 ข้อเสนอแนะ.....279

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.2.1 การปรับปรุงต้นแบบและระบบการทดสอบ.....279
5.2.2 การศึกษารูปแบบภาระเหนี่ยวนำเพิ่มเติม.....279
5.2.3 การขยายขอบเขตการทดลอง.....279
5.2.4 การพัฒนาการจำลองเชิงตัวเลข.....280
5.2.5 การใช้วิธีการตัดสินใจหลายเกณฑ์ที่ก้าวหน้า.....280
5.2.6 การประยุกต์ใช้งานจริงและการต่อยอด.....280
รายการอ้างอิง.....281
ภาคผนวก.....292
ภาคผนวก ก.....292
ภาคผนวก ข.....307
ภาคผนวก ค.....316
ภาคผนวก ง.....351
ภาคผนวก จ.....358
ประวัติผู้เขียน.....360

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

3.1 สรุปการเลือก Physical Features....78
3.2 การเปรียบเทียบผลกระทบของการเลือกและไม่เลือก Consider closed cavities ใน SOLIDWORKS Flow Simulation....80
3.3 สรุปการตั้งค่า Initial Conditions ที่สำหรับการสร้างแบบจำลอง....84
3.4 การกำหนดค่าเกณฑ์การลู่เข้า (Convergence Criteria) สำหรับการสร้างแบบจำลอง....86
4.1 เปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานในการผลิตลมร้อนระหว่างขดลวดความร้อนไฟฟ้ากับการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ....103
4.2 เปรียบเทียบระยะเวลาการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมายระหว่างขดลวดความร้อนไฟฟ้ากับการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ....107
4.3 สรุปค่าน้ำหนักของแต่ละปัจจัยในการคำนวณ Overall Weighted Score....133
4.4 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิทางออก....138
4.5 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำ....140
4.6 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ....142
4.7 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ....144
4.8 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าความดันตกคร่อม....146
4.9 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ....148
4.10 ตารางเปรียบเทียบต้นทุนเวลาและความแม่นยำ....152
4.11 ผลของความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อความเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรหลัก....156
4.12 การเปรียบเทียบเชิงวิศวกรรมของตัวแปรหลักด้านการถ่ายเทความร้อนและพลศาสตร์ของไหลจากผลการจำลองแบบ Transient....188
4.13 เปรียบเทียบระยะเวลาที่ใช้ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent....197

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่ **หน้า**

4.14 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิผิวระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent.....199
4.15 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิปลายครีบระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent.....201
4.16 เปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent.....203
4.17 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent.....205

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป

รูปที่ **หน้า**

2.1 การให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ....6
2.2 วงจรสมมูลย์ของหม้อแปลง....6
2.3 วงจรสมมูลย์ของขดลวดเหนี่ยวนำและชิ้นงาน....6
2.4 แสดงแผ่นคลี่ของชิ้นงาน....8
2.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนาแน่นกระแสกับระยะความลึกจากผิวชิ้นงาน....9
2.6 รูปแบบของขดลวดเหนี่ยวนำกับค่าอินดักแตนซ์....10
2.7 แสดงฟลักซ์ของมวลผ่านกรอบขนาดเล็กที่ตรึงอยู่ในโดเมนของการไหลเพื่อใช้ในการประดิษฐ์สมการเชิงอนุรักษ์มวล....24
2.8 แสดงแรงต่าง ๆ ในทิศแกน x ที่กระทำบนก้อนของไหลซึ่งเคลื่อนที่ไปกับการไหลเพื่อใช้ประดิษฐ์สมการเชิงอนุรักษ์โมเมนตัม....26
2.9 แสดงงานที่เกิดขึ้นและปริมาณฟลักซ์ในทิศแกน x ที่ไหลผ่านก้อนมวลซึ่งเคลื่อนที่ไปกับการไหลเพื่อใช้ในการประดิษฐ์สมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน....31
2.10 แผนภาพแสดงขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมคำนวณพลศาสตร์ของไหล....41
3.1 แบบจำลองสามมิติของชุดต้นแบบการผลิตลมร้อน....49
3.2 แบบจำลองสามมิติของโครงสร้างชุดทดสอบ....50
3.3 กระบอกตวงวิทยาศาสตร์ที่ใช้ดัดแปลงเป็นท่อแก้ว....51
3.4 กระบอกตวงวิทยาศาสตร์ที่ตัดส่วนฐานและปากกระบอกออก....51
3.5 เครื่องเป่าลม (Blower) ที่ใช้เป็นต้นกำลังผลิตอากาศในชุดทดสอบ....52
3.6 ภาระเหนี่ยวนำที่สร้างขึ้น....52
3.7 แบบจำลองสามมิติของภาระเหนี่ยวนำ....53
3.8 ขดลวดเหนี่ยวนำ....54
3.9 ชุดเหนี่ยวนำความร้อน (ZVS Induction Heating Module)....55
3.10 ขดลวดความร้อนไฟฟ้าแบบ Cartridge Heater....55
3.11 ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้า....56
3.12 ผังการต่อวงจรไฟฟ้าภายในตู้ควบคุม....57

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

3.13 ชุดเก็บข้อมูล (Data logger) 58
3.14 แบบจำลองสามมิติของเฟรมที่ใช้สำหรับจัดเก็บอุปกรณ์ชุดเก็บข้อมูล....59
3.15 ตัวอย่างชุดแสดงผล (Dashboard) ขณะทดสอบการเก็บข้อมูล....60
3.16 แผนภาพระบบชุดทดสอบผลิตลมร้อน....61
3.17 ชุดต้นแบบการผลิตลมร้อนแสดงการทำงานร่วมกันของส่วนต่าง ๆ....62
3.18 ผังงานแสดงกระบวนการสร้างแบบจำลอง....74
3.19 แสดงโดเมนของแบบจำลองที่สร้างด้วยซอฟต์แวร์ SOLIDWORKS Flow Simulation....76
3.20 แสดงลักษณะโครงตาข่ายของโดเมนแบบจำลอง....77
3.21 แสดงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง....82
3.22 แสดงโดเมนของแบบจำลองที่สร้างด้วยซอฟต์แวร์ ANSYS....89
3.23 แสดงการกำหนดพื้นผิวของโดเมนก่อนการคำนวณ....89
3.24 แสดงการสร้างโครงตาข่ายคำนวณของแบบจำลองด้วยซอฟต์แวร์ ANSYS....91
4.1 แผนภูมิแสดงอัตราการใช้พลังงานในการผลิตลมร้อนของขดลวดความร้อนไฟฟ้า และการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ....100
4.2 กราฟแสดงระยะเวลาในการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมายของขดลวดความร้อนไฟฟ้าและการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ....104
4.3 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C....109
4.4 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 °C....110
4.5 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 °C....110
4.6 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C....111
4.7 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 °C....111

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.8 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 ℃.....114
4.9 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 ℃.....115
4.10 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 ℃.....115
4.11 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 ℃.....116
4.12 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 ℃.....116
4.13 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 ℃.....118
4.14 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 ℃.....119
4.15 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 ℃.....119
4.16 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 ℃.....120
4.17 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 ℃.....120
4.18 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 ℃.....123
4.19 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 ℃.....123
4.20 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 ℃.....124

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.21 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C.....124
4.22 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 °C.....125
4.23 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C.....127
4.24 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 °C.....127
4.25 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 °C.....128
4.26 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C.....128
4.27 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 °C.....129
4.28 แสดงลักษณะโครงตาข่ายในการทดสอบความไวของตาข่าย.....136
4.29 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างดัชนีความแม่นยำรวมกับต้นทุนเวลาในการคำนวณ (Cost Accuracy Front).....154
4.30 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิที่ทางออก.....157
4.31 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวด้านนอก.....159
4.32 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสุด.....160
4.33 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ.....162
4.34 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าความดันตกคร่อม.....163

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.35 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....165
4.36 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....168
4.37 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....168
4.38 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....169
4.39 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....169
4.40 แสดงระยะเวลาในการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมาย.....170
4.41 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....171
4.42 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....172
4.43 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....172
4.44 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....173
4.45 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอุณหภูมิอากาศที่ทางออก.....174
4.46 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....176
4.47 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....176
4.48 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....177

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.49 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....177
4.50 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอุณหภูมิเฉลี่ยผนังของภาระเหนี่ยวนำ.....178
4.51 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสุดของภาระเหนี่ยวนำ..... 178
4.52 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....179
4.53 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....180
4.54 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....180
4.55 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....181
4.56 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพา.....182
4.57 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับค่าความดันตกคร่อม.....184
4.58 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพา (Convective heat transfer coefficient).....186
4.59 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ตามอุณหภูมิเป้าหมาย.....189
4.60 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานตามอุณหภูมิเป้าหมาย.....191
4.61 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมาย.....192
4.62 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....208
4.63 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา.....210
4.64 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....210

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.65 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา.....211
4.66 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....211
4.67 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา.....212
4.68 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....212
4.69 แสดงค่าอุณหภูมิผนังของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย.....213
4.70 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิผิวภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ กับอุณหภูมิอากาศขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....215
4.71 แสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....216
4.72 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิผิวภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ กับอุณหภูมิอากาศขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....217
4.73 แสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....218
4.74 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิผิวภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ กับอุณหภูมิอากาศขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....219
4.75 แสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....220
4.76 แสดงค่าอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย.....220
4.77 แสดงอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....222

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.78 แสดงอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....222

4.79 แสดงอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C.....223

4.80 แสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....223

4.81 แสดงค่าความดันตกคร่อมในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....225

4.82 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....227

4.83 แสดงค่าเลขนัสเซลต์ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....228

4.84 แสดงค่าปัจจัยความเสียดทานในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....230

4.85 แสดงค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....232

4.86 แสดงค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....234

4.87 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ.....235

4.88 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา.....240

4.89 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา.....241

4.90 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา.....241

4.91 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา.....242

4.92 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา.....242

4.93 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม.....244

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.94 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม.....244
4.95 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม.....245
4.96 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม.....245
4.97 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม.....246
4.98 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน.....247
4.99 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน.....248
4.100 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน.....248
4.101 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน.....249
4.102 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน.....249
4.103 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....251
4.104 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....252
4.105 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน.....252
4.106 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.253
4.107 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....253
4.108 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์.....255
4.109 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์.....255
4.110 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์.....256
4.111 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์.....256
4.112 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์.....257

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.113 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน.....258
4.114 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน.....259
4.115 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน.....259
4.116 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน.....260
4.117 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน.....260
4.118 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน.....262
4.119 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน.....262
4.120 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน.....263
4.121 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน.....263
4.122 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน.....264
4.123 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาในการทำความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....265
4.124 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....267
4.125 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....268
4.126 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....270
4.127 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าจำนวนนัสเซลต์กับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....271
4.128 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าปัจจัยความเสียดทานกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....273

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.129 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย.....274

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ประเทศไทยเป็นประเทศผู้ผลิตและส่งออกสินค้าเกษตรที่สำคัญประเทศหนึ่งของโลก ประชากรส่วนใหญ่ของประเทศไทยประกอบอาชีพเกษตรกรรม จากข้อมูลสำมะโนการเกษตรปี 2566 แสดงให้เห็นว่าประเทศไทยมีเกษตรกรผู้ถือครองทำการเกษตร ร้อยละ 37.5 ของครัวเรือนทั้งประเทศ และมีเนื้อที่ถือครองทำการเกษตรทั้งสิ้น ร้อยละ 44.5 ของเนื้อที่ทั้งประเทศ (สำนักงานสถิติแห่งชาติ, 2566) ส่งผลต่อภาพรวมของเศรษฐกิจภายในประเทศ จากการส่งออกสินค้าเกษตรและอุตสาหกรรมเกษตร ซึ่งในปี 2566 ไทยส่งออกเป็นมูลค่า 1.69 ล้านล้านบาท (สำนักงานนโยบายและยุทธศาสตร์การค้า, 2567) นับเป็นการสร้างเม็ดเงินเข้าสู่ประเทศเป็นจำนวนมาก การจัดการผลผลิตเกษตรเพื่อป้องกันการเสื่อมคุณภาพ สูญเสียคุณค่ามูลค่าจึงเป็นส่วนสำคัญ ภายหลังการเก็บเกี่ยวผลผลิตจะมีความชื้นสูง หากไม่ได้รับการลดความชื้นให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสมต่อการจัดเก็บผลผลิตนั้น จุลินทรีย์จะยังคงมีการเจริญเติบโต เอนไซม์ต่าง ๆ ยังสามารถเกิดปฏิกิริยาทางเคมีได้ รวมถึงการเปลี่ยนแปลงทางกายภาพ

การลดความชื้นมีด้วยกันหลายวิธี เช่น การตากแห้งซึ่งมีต้นทุนต่ำ ใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งความร้อน แต่อาจต้องใช้พื้นที่มากในการตาก ไม่สามารถความคุมอุณหภูมิได้ ใช้แรงงานคน รวมถึงข้อจำกัดด้านสภาพแวดล้อม สภาพอากาศ เพื่อลดข้อจำกัดของการตากแห้ง ปัจจุบันจึงนิยมใช้เครื่องอบแห้ง ซึ่งข้อดีคือใช้พื้นที่และเวลาน้อยกว่าเมื่อเทียบกับการตากแห้ง สามารถความคุมอุณหภูมิและความชื้นที่ต้องการได้ ใช้พลังงานกลของเครื่องจักรเข้ามาร่วมเพื่อลดการใช้แรงงานคน แหล่งพลังงานความร้อนที่ถูกนำมาใช้ในกระบวนการอบแห้งผลผลิตเกษตรและอาหารได้มาจากขดลวดความร้อนไฟฟ้า แก๊สหุงต้ม น้ำมันเชื้อเพลิง อย่างไรก็ตามแหล่งพลังงานความร้อนแหล่านี้คิดเป็นต้นทุนที่สูงในกระบวนการอบแห้ง เพื่อลดต้นทุนของกระบวนการอบแห้งด้วยลมร้อนจึงเกิดแนวคิดในการนำแหล่งพลังงานความร้อนอื่นมาใช้

การเหนี่ยวนำความร้อนด้วยสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง (Zinn & Semiatin, 1998) ประหยัดพลังงาน ทำความร้อนรวดเร็วและสม่ำเสมอ (จีระพงศ์ ศรีวิชัย และคมกฤษณ์ ศรีสุวรรณ์, 2558; นพฤทธิ์ พรหมลัง, 2564) ในงานวิจัยการวิเคราะห์ทางความร้อนเชิงตัวเลขและเชิงทดลองของกระบอกโลหะกลวงที่ให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า เพื่อวิเคราะห์ค่าความร้อนที่ถูกเหนี่ยวนำในตำแหน่งความลึกต่าง ๆ จากผิว

ของชิ้นงาน พบว่า ความหนาแน่นของกระแสที่ผิวโลหะมีค่าสูงมาก ในทางกลับกันที่ความลึกลงไปจากผิวของกระบอกโลหะความหนาแน่นของกระแสจะมีค่าน้อยมาก และลดลงเรื่อย ๆ ตามความลึกที่เพิ่มขึ้นจนแทบจะไม่มีความหนาแน่นของกระแสเหลืออยู่เลย จึงทำให้เกิดการเหนี่ยวนำความร้อนขึ้นเฉพาะบริเวณผิวของกระบอกโลหะที่มีความหนาแน่นของกระแสที่สูง (Jang, Jiin, & Chiu, 2007) นอกจากนี้การออกแบบขดลวดเหนี่ยวนำให้มีรูปร่างที่เหมาะสมกับวัสดุที่จะเหนี่ยวนำ สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของการเหนี่ยวนำความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ (Han, Huaiyu, & Enlin, 2016) ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองสอดคล้องกับแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ (Song, Guan, Li, & Liu, 2020) และการใช้ชุดทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำหลายชุดสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำความร้อน และการกระจายตัวของอุณหภูมิที่วัสดุได้ดีกว่าเมื่อเทียบกับการใช้ชุดทำความร้อนเหนี่ยวนำเพียงชุดเดียว (Shih, Nian, & Huang, 2016) เช่นเดียวกับการเพิ่มขดลวดเหนี่ยวนำการใช้วงจรภาคกำลังเพียงหนึ่งชุดต่อขดลวดเหนี่ยวนำหนึ่งขด สามารถเพิ่มพื้นที่การให้ความร้อนได้แต่ก็จะสิ้นเปลืองพลังงานมากขึ้นด้วย (Fujita, Uchida, & Ozaki, 2007)

งานวิจัยนี้ จึงเป็นการศึกษาการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำและทดสอบการใช้สนามแม่เหล็กเหนี่ยวนำความร้อนเพื่อผลิตอากาศร้อน จากภาระเหนี่ยวนำที่มีรูปแบบแตกต่างกัน วิเคราะห์ ประเมินหารูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนสูง ภายใต้การไหลของอากาศแบบปั่นป่วนในชุดทดสอบ และประเมินรูปแบบที่เหมาะสมของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อนด้วยระบบให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำเพื่อประโยชน์ในการประยุกต์ใช้กับการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

1.2.1 เพื่อสร้างต้นแบบชุดทดสอบสมรรถนะการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

1.2.2 เพื่อประเมินสมรรถนะการผลิตลมร้อนของชุดทดสอบต้นแบบที่สร้างขึ้น ได้แก่ เวลาในการทำความร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิที่ต้องการ อัตราการใช้พลังงาน ค่าเลขนัสเซลต์ ค่าปัจจัยความเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

1.3 ขอบเขตการวิจัย

1.3.1 การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ ใช้ผลการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำทรงกระบอกกลวงผนังบาง 3 รูปแบบ คือ แบบที่มีครีบ แบบมีแผ่นกั้น และแบบใช้แผ่นบิดเกลียว เปรียบเทียบกับภาระเหนี่ยวนำทรงกระบอกกลวงผนังบางผิวเรียบ

1.3.2 ภาระเหนี่ยวนำถูกสร้างขึ้นจากวัสดุชนิด Carbon steel ที่ทำการประดิษฐ์ขึ้นเองในห้องปฏิบัติการ ดังนั้นส่วนของกระบอกกลวง กับอุปกรณ์ที่ติดตั้งเพื่อช่วยการถ่ายเทความร้อนเป็นชิ้นงานคนละชิ้นกัน

1.3.3 ภาระเหนี่ยวนำแต่ละรูปแบบมีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนที่ไม่เท่ากัน คือ ภาระเหนี่ยวนำทรงกระบอกกลวงผนังบางผิวเรียบ (ไม่ติดตั้งอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน), รูปแบบครีบ, รูปแบบแผ่นกั้น และรูปแบบแผ่นบิดเกลียว มีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน 0.05522, 0.07822, 0.05958 และ 0.06282 ตารางเมตร ตามลำดับ

1.3.4 ชุดทดสอบต้นแบบผลิตลมร้อนที่สร้างขึ้นอาศัยหลักการการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนโดยบังคับภายในท่อ (Internal forced convection)

1.3.5 ขดลวดเหนี่ยวนำถูกสร้างขึ้นจากท่อทองแดงเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 4 มิลลิเมตร และผนังหนา 1 มิลลิเมตร ขดเป็นเกลียววงกลมเส้นผ่านศูนย์กลางโดยรวม 95 มิลลิเมตร จำนวน 7 รอบ แต่ละรอบมีระยะพิทช์ 15 มิลลิเมตร

1.3.6 ใช้บอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์ ESP32 ในการควบคุมระบบ

1.3.7 ใช้เซนเซอร์ MAX6675 ร่วมกับ K-Type Thermocouple สำหรับวัดอุณหภูมิในชุดทดสอบ

1.3.8 เปรียบเทียบความสามารถในการผลิตลมร้อนของระบบโดยใช้การให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำเปรียบเทียบกับขดลวดความร้อนไฟฟ้าที่ใช้ในปัจจุบัน โดยพิจารณาจากอัตราการใช้พลังงานและเวลาในการทำความร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิที่ต้องการ

1.3.9 ทดสอบการผลิตลมร้อนช่วงอุณหภูมิของอากาศออกที่ 50-90 °C ภายใต้การไหลของอากาศแบบปั่นป่วน ที่เลขเรย์โนลด์ 8,000, 10,000 และ 12,000 (เกษรา ศรีชำนิ, พิชิต แก้วโกสุม, และอาณัติ พิลา. 2565; พิตตินันท์ สวนชาวไร่เงิน และคณะ, 2565)

1.3.10 เปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานโดยพิจารณาจากระยะเวลาตั้งแต่เริ่มทำความร้อนจนถึงอุณหภูมิของลมร้อนที่ต้องการ

1.3.11 สร้างแบบจำลองการทำความร้อนและการไหลของอากาศ ด้วยซอฟต์แวร์ SOLIDWORKS Flow Simulation ver.2021 และ ANSYS Fluent ver.2021

1.3.12 เงื่อนไขการทำความร้อนในการสร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรมกำหนดให้เป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 35,367.77 W/m^2

1.3.13 การไหลของอากาศในชุดทดสอบเป็นแบบพัฒนาสมบูรณ์ (Fully developed flow)

1.3.14 สร้างสมการทำนายและตรวจสอบความน่าเชื่อถือด้วย Design of Experiments (DOE) และ Response Surface Methodology (RSM)

1.3.15 ประเมินเลือกรูปแบบภาระเหนี่ยวนำด้วยวิธีการตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ (MCDM) ได้แก่ Weighted Sum Model (WSM) โดยใช้ข้อมูลที่ทำมาตรฐานด้วย z-score

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ทราบแนวทางการเปรียบเทียบระหว่างระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้ากับระบบขดลวดความร้อนไฟฟ้าแบบดั้งเดิม ซึ่งช่วยสร้างองค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับข้อดี-ข้อจำกัดของแต่ละเทคโนโลยีในมิติของพลังงานและสมรรถนะ

1.4.2 ทราบสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำทั้งสี่รูปแบบ

1.4.3 ทราบถึงอิทธิพลของอัตราเร็วลมที่ส่งผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ

1.4.4 ได้แบบจำลองการทำความร้อนแบบร่วมกับแบบจำลองการไหลของอากาศที่ผ่านภาระเหนี่ยวนำ

1.4.5 ได้แบบจำลองเชิงสถิติที่สามารถใช้ทำนายค่าตอบสนองด้านการถ่ายเทความร้อนและการใช้พลังงานได้อย่างแม่นยำ ช่วยลดความจำเป็นในการทดลองซ้ำจำนวนมาก และเพิ่มประสิทธิภาพการออกแบบระบบ

1.4.6 ได้องค์ความรู้เกี่ยวกับการประยุกต์ใช้การตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ (MCDM) ในการจัดลำดับสมรรถนะของระบบผลิตลมร้อนที่มีปัจจัยขัดแย้งกัน เพื่อให้ได้ทางเลือกที่สมดุลและเหมาะสมกับการใช้งานจริง

1.4.7 ได้ฐานข้อมูลที่สามารถนำไปใช้เป็นแนวทางในการออกแบบและปรับปรุงระบบอบแห้งทางการเกษตรหรืออุตสาหกรรมอาหารที่ต้องการลมร้อนที่ควบคุมอุณหภูมิได้แม่นยำ รวดเร็ว และมีประสิทธิภาพด้านพลังงาน

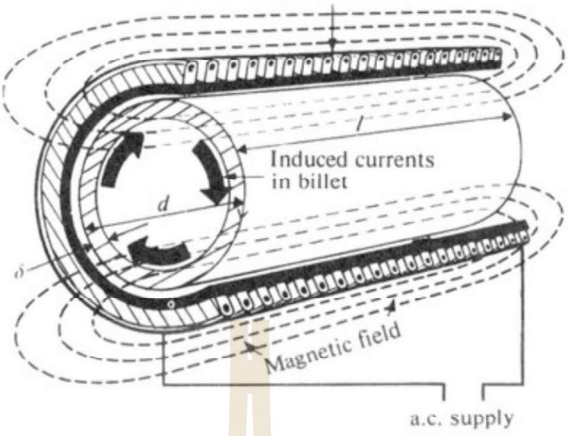
1.4.8 เงื่อนไขในการผลิตอากาศร้อนด้วยระบบให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำที่ได้สามารถนำไปประยุกต์ในเชิงอุตสาหกรรม เช่น การออกแบบเครื่องอบแห้งพลังงานไฟฟ้าที่มีความยั่งยืน ลดการพึ่งพาเชื้อเพลิงราคาสูง และสนับสนุนการพัฒนาเทคโนโลยีด้านพลังงานสะอาดและการเกษตรสมัยใหม่

บทที่ 2
ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การผลิตลมร้อนสำหรับการอบแห้งทางการเกษตรและกระบวนการอุตสาหกรรม เป็นประเด็นที่ซับซ้อนและต้องอาศัยความเข้าใจเชิงสหสาขาวิชา การออกแบบระบบดังกล่าวมิได้ขึ้นอยู่เพียงการเลือกแหล่งให้ความร้อนหรือการกำหนดอัตราการไหลของอากาศเท่านั้น แต่ยังต้องพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างกลศาสตร์ของไหล การถ่ายเทความร้อน และความเหมาะสมเชิงพลังงาน กล่าวคือ งานวิจัยนี้ตั้งอยู่บนกรอบความคิดที่ผสานองค์ความรู้ด้านกลไกการให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ฟิสิกส์ของการให้ความร้อน การพาความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อ เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การจำลองเชิงตัวเลข (CFD) และวิธีการวิเคราะห์เชิงสถิติและการตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์เข้าด้วยกัน เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้สามารถตอบโจทย์ทั้งด้านประสิทธิภาพพลังงาน คุณภาพการทำแห้ง และความเป็นไปได้เชิงวิศวกรรมอย่างรอบด้าน (Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine, 2011; Mujumdar, 2014)

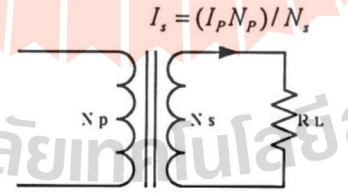
2.1 หลักการการให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า

การให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ (Induction Heating) เกิดขึ้นจากการเหนี่ยวนำของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic) ปรากฏการณ์ผิว (Skin Effect) และการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) จากสาเหตุมูลฐานทั้งสาม สามารถอธิบายหลักการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำได้ดังนี้ เมื่อป้อนไฟฟ้ากระแสสลับเข้าสู่ขดลวดสร้างสนามแม่เหล็กที่มีชิ้นงานอยู่ภายใน กระแสไฟฟ้าสลับนำเหนี่ยวนำทำให้เกิดสนามแม่เหล็กคล้องผ่านขดลวดสร้างสนามแม่เหล็ก โดยขดลวดเหนี่ยวนำจะสร้างสนามแม่เหล็กเกี่ยวคล้องกับวัสดุที่มีคุณสมบัติเป็นสาร Ferromagnetic เท่านั้น สนามแม่เหล็กที่คล้องผ่านชิ้นงานจะเหนี่ยวนำทำให้มีกระแสไหล โดยกระแสส่วนมากจะไหลผ่านชิ้นงานในระดับความลึกผิว (Skin Deep) กระแสที่ไหลวนรอบชิ้นงานเป็นเส้นทางปิด จะทำให้เกิดความร้อนขึ้นที่บริเวณผิวของชิ้นงาน ความร้อนนี้ขึ้นอยู่กับกระแสเหนี่ยวนำและความด้านทานสมมูลย์ของเส้นทางที่กระแสไหลผ่านและความร้อนที่เกิดขึ้นจะถ่ายเทไปยังบริเวณอื่น ๆ โดยการแผ่รังสีที่บริเวณผิว การพาความร้อนและการนำความร้อน ซึ่งพื้นฐานของการเหนี่ยวนำความร้อนแสดงดังรูปที่ 2.1

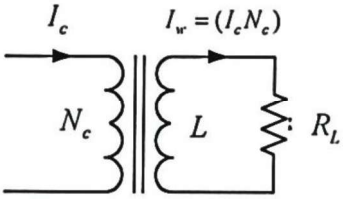


รูปที่ 2.1 การให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ (Davies and Simpson, 1979)

หากวางชิ้นงานไว้ในขดลวดเหนี่ยวนำหรือใกล้ขดลวดเหนี่ยวนำ ชิ้นงานนั้นจะถูกเหนี่ยวนำทำให้เกิดความร้อนขึ้น ถ้าพิจารณาทั้งระบบเป็นหม้อแปลงไฟฟ้าชุดหนึ่ง โดยขดลวดเหนี่ยวนำเปรียบเสมือนขอลวดปฐมภูมิ ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานในรูปของกระแสไฟฟ้าที่ได้จากแหล่งจ่ายไฟฟ้าเป็นพลังงานในรูปของสนามเหล็กที่มีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาตามค่าความถี่ของแหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสสลับนั้น ๆ อีกทั้งความเข้มของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าจะแปรผันตามขนาดของกระแสที่ไหลผ่านขดลวดปฐมภูมิ ส่วนชิ้นงานที่ถูกให้ความร้อนจะถูกเปรียบเสมือนขดลวดทุติยภูมิของหม้อแปลง มีหน้าที่เปลี่ยนพลังงานในรูปของเส้นแรงแม่เหล็กที่เกิดจากขดลวดปฐมภูมิให้เป็นพลังงานในรูปของกระแสไฟฟ้ากลายเป็นกระแสที่ไหลบนผิวของชิ้นงานส่งผลทำเกิดความร้อนขึ้นเนื่องจากกำลังงานสูญเสียที่ผิวของชิ้นงานอันเนื่องมาจากความต้านทานของผิวชิ้นงาน จากที่กล่าวมาสามารถจำลองด้วยวงจรสมมูลเปรียบเทียบกันระหว่างหม้อแปลงไฟฟ้ากับการให้ความร้อนหลักการกระแสเหนี่ยวนำ



รูปที่ 2.2 วงจรสมมูลย์ของหม้อแปลง (โกเมศร์ แจ่มจันทร์, 2546)



รูปที่ 2.3 วงจรสมมูลย์ของขดลวดเหนี่ยวนำและชิ้นงาน (โกเมศร์ แจ่มจันทร์, 2546)

จากวงจรสมมูลย์ของขดลวดเหนี่ยวนำและชิ้นงาน จะเห็นว่า I_c คือกระแสที่ไหลในขดลวดเหนี่ยวนำ ส่วน I_w คือกระแสที่ไหลในชิ้นงาน ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของกระแสทั้งสองได้ดังนี้

$$I_w = N_c I_c \tag{2.1}$$

โดยที่ N_c คือ จำนวนรอบของขดลวดเหนี่ยวนำ

จากสมการที่ 2.1 อธิบายได้ว่ากระแสในชิ้นงานจะแปรค่าตามกระแสที่ไหลผ่านขดลวดเหนี่ยวนำ และจำนวนของขดลวดเหนี่ยวนำ ซึ่งกำลังสูญเสียเป็นความร้อนในชิ้นงาน (P_w) มีค่าเท่ากับ

$$P_w = (N_c I_c)^2 R_w \tag{2.2}$$

โดยที่ R_w คือ ความต้านทานสมมูลย์ของชิ้นงาน

2.1.1 ความลึกผิว

จากรูปที่ 2.1 แสดงทิศทางการไหลของกระแสชิ้นงานจากปรากฏการณ์ผิว ถ้าพิจารณาว่ากระแสโดยส่วนมากจะไหลอยู่ในระดับความลึกผิว และความต้านทานสมมูลย์ของชิ้นงานจะพิจารณาชิ้นงานทรงกระบอก ที่ทำการคลี่ออกเป็นแผ่นดังรูป 2.4 ซึ่งระยะทางการไหลของกระแสมีค่าเท่ากับขนาดเส้นรอบวงของชิ้นงานทรงกระบอก $(2\pi r)$ ที่มีความหนาเท่ากับความลึกผิว (δ) สามารถหาความต้านทานสมมูลย์ของชิ้นงานได้ตามสมการ 2.3

$$R_w = \rho \frac{2\pi r}{\delta I_w} \tag{2.3}$$

โดยที่ ρ คือ สภาพความต้านทานจำเพาะของชิ้นงาน

r คือ รัศมีของชิ้นงาน

I_w คือ ค่าความยาวของชิ้นงาน

δ คือ ความลึกผิว

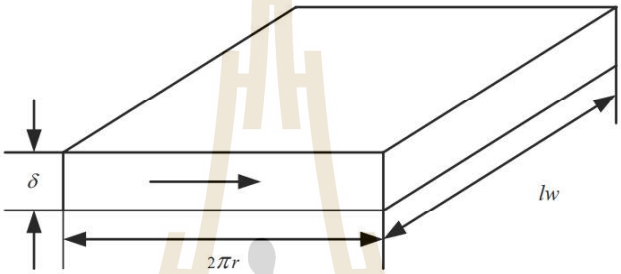
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ซึ่งหาได้จาก $$\sqrt{\frac{\rho}{\mu\pi f}} = \sqrt{\frac{2\rho}{\mu\omega}} \quad (2.4)$$

โดยที่ μ คือ ค่าความซึมซาบของชิ้นงาน

f คือ ความถี่ของแหล่งจ่ายกระแสสลับ

ω คือ ความถี่เชิงมุมของแหล่งจ่ายกระแสสลับ



รูปที่ 2.4 แสดงแผ่นคลื่ของชิ้นงาน (ปณดพล แย้มศรวล, 2553)

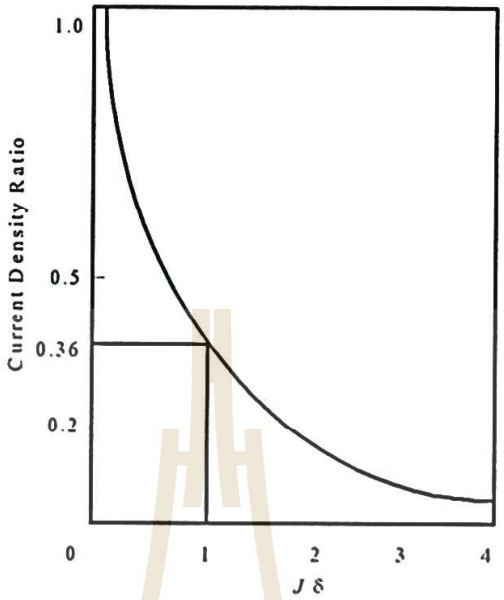
เมื่อพิจารณาลักษณะแผ่นคลื่ของชิ้นงานดังรูปที่ 2.4 ค่าความหนาแน่นของกระแส (J) ที่ระยะความลึกใด ๆ จากผิวชิ้นงาน สามารถหาได้จากสมการ 2.5

$$J = J_0 e^{-x/\delta} \quad (2.5)$$

โดยที่ J คือ ค่าความหนาแน่นของกระแสที่ระยะ x ใด ๆ จากผิวของชิ้นงาน

J_0 คือ ค่าความหนาแน่นของกระแสที่ผิว

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 2.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนาแน่นกระแสกับระยะความลึกจากผิวชิ้นงาน (โกเมศร์ แจ่มจันทร์, 2546)

จากรูปที่ 2.5 เนื่องจากปรากฏการณ์ผิวจึงทำให้ความหนาแน่นกระแสกับระยะความลึกจากผิวชิ้นงานเป็นฟังก์ชันเอกโพเนนเชียล ที่ระดับความลึก x ความหนาแน่นของกระแสจะมีค่าเพียง 0.36 เท่าของความหนาแน่นของกระแสที่ผิวชิ้นงาน จึงประมาณว่ากระแสโดยส่วนมากจะไหลอยู่ในระดับความลึกผิว ถ้าพิจารณาการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำจะพบว่าไม่มีการใช้แหล่งความร้อนจากภายนอก แต่ใช้ชิ้นงานเป็นแหล่งความร้อนของตัวมันเอง อีกทั้งชิ้นงานก็ไม่จำเป็นที่จะสัมผัสกับขดลวดสร้างสนามแม่เหล็ก การให้ความร้อนในลักษณะนี้จึงสามารถทำได้สะดวก สอดคล้องกับงานวิจัยของ

Yuh Jang and Yu-Wei Chiu (2007) ได้ทำการวิเคราะห์ลักษณะของการทำความร้อนบนกระบอกโลหะกลวง ในงานวิจัยการวิเคราะห์ทางความร้อนเชิงตัวเลข และเชิงทดลองของกระบอกกลวงโลหะหนาที่ให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ภายใต้การเหนี่ยวนำความร้อนแก่ชิ้นงานเป็นเวลา 100 วินาที เพื่อวิเคราะห์ค่าความร้อนที่ถูกเหนี่ยวนำในตำแหน่งความลึกต่าง ๆ จากผิวของชิ้นงาน พบว่า ความหนาแน่นของกระแสที่ผิวโลหะมีค่าสูงมาก ในทางกลับกันที่ความลึกลงไปจากผิวของกระบอกโลหะความหนาแน่นของกระแสจะมีค่าน้อยมาก และลดลงเรื่อย ๆ ตามความลึกที่เพิ่มขึ้นจนแทบจะไม่มีความหนาแน่นของกระแสเหลืออยู่เลย จึงทำให้เกิดการเหนี่ยวนำความร้อนขึ้นเฉพาะบริเวณผิวของกระบอกโลหะที่มีความหนาแน่นของกระแสที่สูง

โดยตำแหน่งที่ลึกลงไปจากผิวเกิดความร้อนขึ้นจากการนำความร้อนจากผิวด้านนอก ดังนั้นการเลือกใช้กระบอกกลวงโลหะที่มีความหนาน้อย ๆ ในการเหนี่ยวนำความร้อนจะส่งผลดีกว่า

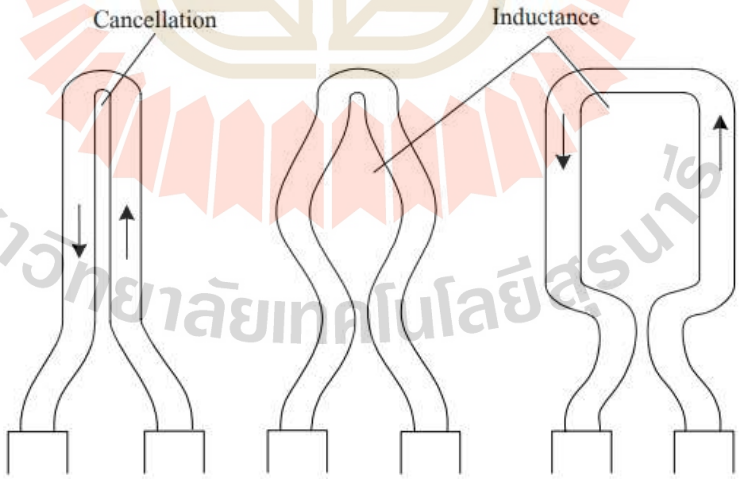
ทั้งในด้านของพื้นที่ผิวการถ่ายโอนความร้อนระหว่างผิวกระบอกโลหะกับอากาศเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ต้องการก็จะเพิ่มเร็วขึ้น เวลาในการเหนี่ยวนำกระบอกโลหะให้เกิดความร้อนก็จะลดลง เนื่องจากไม่สิ้นเปลืองพลังงานจากการนำความร้อนเข้าสู่แกนกลางกระบอกเหล็ก ส่งผลให้อัตราการใช้กำลังไฟฟ้าลดลงเมื่อเทียบกับกระบอกกลวงโลหะที่มีความหนาหรือตัน

2.1.2 ปัจจัยออกแบบขดลวดเหนี่ยวนำ

ขดลวดเหนี่ยวนำทำหน้าที่สร้างสนามแม่เหล็กไปเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสไหลวนขึ้นที่ชิ้นงานและเป็นผลให้เกิดความร้อน ซึ่งประสิทธิภาพของการเหนี่ยวนำขึ้นอยู่กับการออกแบบขดลวด เช่น รูปร่าง จำนวนรอบ ระยะพิทช์ ชนิดของวัสดุ พื้นที่ และความยาวของขดลวดเหนี่ยวนำ ซึ่งมีผลต่อการกระจายของสนามแม่เหล็ก (Rudnev, Loveless, Cook, & Black, 2017)

1) รูปร่างของขดลวดเหนี่ยวนำ

รูปร่างของขดลวดเป็นตัวกำหนดการกระจายของสนามแม่เหล็กและการครอบคลุมพื้นที่ชิ้นงาน รูปแบบที่ใช้บ่อยคือ Solenoid coil (ขดลวดทรงกระบอก) ซึ่งให้สนามแม่เหล็กค่อนข้างสม่ำเสมอภายในแกนกลาง เหมาะกับการให้ความร้อนชิ้นงานทรงกระบอก เช่น ท่อโลหะ นอกจากนี้ยังมี Pancake coil (ขดลวดแบน) สำหรับการเหนี่ยวนำที่ผิวชิ้นงานแผ่นแบน, Multi-turn helical coil สำหรับการกระจายความร้อนแบบลึกขึ้น และ Channel coil สำหรับงานที่ต้องการโฟกัสความร้อนเฉพาะจุด (Rudnev et al., 2017) โดยการออกแบบรูปร่างของขดลวดนั้นจะต้องไม่ทำให้เกิดการหักล้างกันของสนามแม่เหล็ก ตัวอย่างดังที่แสดงในรูป 2.6



รูปที่ 2.6 รูปแบบของขดลวดเหนี่ยวนำกับค่าอินดักแตนซ์

Kangjie Song, Jing Guan, Kunmao Li, and Jing Liu (2020) ได้ศึกษาเชิงทดลองและเชิงตัวเลขถึงรูปแบบของขดลวดเหนี่ยวนำแบบพิทช์เท่ากัน พิทช์แปรผัน และรัศมีแปรผัน

ต่อประสิทธิภาพการทำความร้อนและการกระจายตัวของอุณหภูมิบนชิ้นงานทรงกระบอกตันที่ตำแหน่งตามแนวแกน และตามแนวความลึก โดยชิ้นงานจะถูกวางไว้ตามแนวแกนที่ตำแหน่งศูนย์กลางของขดลวด พบว่า เมื่อพิจารณาที่ผิวนอกสุดของชิ้นงานที่เหนี่ยวนำด้วยขดลวดพิทช์เท่ากันจะมีการกระจายตัวของอุณหภูมิสม่ำเสมอมากกว่า พิทช์แปรผัน และรัศมีแปรผัน ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองสอดคล้องกับแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์

2) จำนวนรอบของขดลวด

จำนวนรอบของขดลวดที่มากขึ้น มีผลโดยตรงต่อความแรงของสนามแม่เหล็ก (H) ตามสมการ 2.6

$$H \propto \frac{NI}{L} \tag{2.6}$$

โดยที่ N คือ จำนวนรอบของขดลวด

I คือ กระแสไฟฟ้า

L คือ ความยาวของขดลวด

หากเพิ่มจำนวนรอบจะช่วยเพิ่มความเข้มสนามแม่เหล็ก แต่ก็มาพร้อมกับการสูญเสียในขดลวด (Copper loss) และการเพิ่มความเหนี่ยวนำ (Inductance) ซึ่งอาจทำให้วงจรไฟฟ้ายากต่อการจูนให้ตรงกับความถี่ใช้งาน ดังนั้นการเลือกจำนวนรอบต้องสมดุลระหว่างประสิทธิภาพและข้อจำกัดทางไฟฟ้า (Li, Zhang, Wang, & Yang, 2024)

3) ระยะพิทช์ของขดลวด

ระยะพิทช์ (Pitch) คือระยะห่างระหว่างรอบขดลวด มีผลต่อความหนาแน่นของสนามแม่เหล็ก ถ้าระยะพิทช์สั้นสนามแม่เหล็กในแกนจะมีความสม่ำเสมอมากขึ้น แต่จะเพิ่มค่าความเหนี่ยวนำและความต้านทานไฟฟ้า ทำให้เกิดความร้อนสูญเสียในขดลวดเองมากขึ้น ในขณะที่การเว้นระยะพิทช์กว้างขึ้นจะลดความหนาแน่นสนามและอาจทำให้การเหนี่ยวนำไม่เต็มพื้นที่ชิ้นงาน (Rudnev et al., 2017)

4) ชนิดของวัสดุที่ใช้ทำขดลวดเหนี่ยวนำ

ขดลวดเหนี่ยวนำมักทำจากทองแดง (Copper) เนื่องจากมีค่าการนำไฟฟ้าสูง ลดความสูญเสีย $I^2R\ loss$ และมีความเหนี่ยวนำต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับวัสดุอื่น ส่งผลให้ระบบมีประสิทธิภาพสูง อย่างไรก็ดีเนื่องจากความหนาแน่นของกระแสในขดลวดเหนี่ยวนำมีค่าสูง ความร้อนที่เกิดจากกระแสที่ไหลในขดลวดเหนี่ยวนำจะมีค่ามาก ดังนั้นจึงใช้ทองแดงชุบนิกเกิลหรือใช้ท่อทองแดงกลวง เพื่อระบายความร้อนที่เกิดขึ้นภายในขดลวดเหนี่ยวนำ และยังสามารถใช้น้ำไหลผ่าน

ภายในท่อขดลวดเพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อนในกรณีที่เหนี่ยวนำชิ้นงานเป็นเวลานาน วัสดุอื่น เช่น อะลูมิเนียม แม้มีการนำไฟฟ้าดีแต่มีความต้านทานสูงกว่าทองแดง จึงใช้ในงานเฉพาะทาง (Kuhwald, Schober, Seeberger, & Gilmore, 2022)

5) พื้นที่ของขดลวด

พื้นที่หน้าตัดของขดลวดสัมพันธ์กับความต้านทานไฟฟ้าและความสามารถในการทนกระแส หากพื้นที่หน้าตัดใหญ่ (เช่น ท่อทองแดงกลวง) จะสามารถจ่ายกระแสสูงได้โดยไม่เกิดความร้อนสะสมเกินไป ซึ่งเหมาะกับงานอุตสาหกรรมที่ต้องใช้กำลังสูง พื้นที่ของขดลวดยังสัมพันธ์กับการฟลักซ์สนามแม่เหล็กที่จะครอบคลุมพื้นที่ชิ้นงาน โดยถ้าขดลวดมีพื้นที่ใกล้เคียงกับพื้นที่ชิ้นงาน การจับคู่พลังงาน (Coupling efficiency) จะสูงขึ้น

6) ความยาวของขดลวด

ความยาวรวมของขดลวดมีผลต่อการกระจายสนามแม่เหล็กในท่อโลหะ หากขดลวดยาวเกินไป สนามแม่เหล็กจะแพร่กระจายกว้างและทำให้ความหนาแน่นพลังงานลดลง ขณะที่ขดลวดสั้นเกินไปจะให้ความร้อนเพียงบางส่วนของชิ้นงาน ทำให้เกิดการกระจายอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอ ดังนั้นความยาวของขดลวดจึงต้องถูกออกแบบให้เหมาะสมกับความยาวชิ้นงานที่ต้องการทำความร้อน โดยทั่วไปจะเลือกให้ความยาวขดลวดครอบคลุมพื้นที่ให้ความร้อนประมาณ 60–80% ของชิ้นงานเพื่อหลีกเลี่ยง Edge effects (Li et al., 2024)

จากความสัมพันธ์จำนวนรอบ พื้นที่ ชนิดของวัสดุ และความยาวของขดลวด สามารถคำนวณหาค่าความเหนี่ยวนำได้จากสมการ 2.7

$$L = \frac{N^2 A \mu}{l} \tag{2.7}$$

โดยที่ L คือ ค่าความเหนี่ยวนำ

N คือ จำนวนรอบของขดลวด

A คือ พื้นที่ของขดลวด

μ คือ ค่าความซึมซาบของวัสดุที่นำมาทำแกนภายในขดลวด

l คือ ความยาวของวัสดุที่นำมาทำแกนภายในขดลวด

จีระพงศ์ ศรีวิชัย และคมกฤษณ์ ศรีสุวรรณ์ (2558) ได้เสนอการอบแห้งลมร้อนด้วยวิธีความร้อนเหนี่ยวนำ โดยใช้ตู้อบที่มีแหล่งกำเนิดลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำความร้อน ขนาด

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

กำลังไฟฟ้า 0.6 kW บังคับไหลของอากาศร้อนด้วยพัดลม ความเร็วลมเฉลี่ย 0.5 m/s ใช้น้ำเปล่าเพื่อศึกษาการระเหยเมื่อให้ความร้อน พบว่า การเหนี่ยวนำความร้อนมีความสามารถในการสร้างอากาศร้อนเพื่ออบแห้งได้ที่อุณหภูมิ 50, 70 และ 90 °C โดยตู้อบแห้งลมร้อนที่มีแหล่งพลังงานความร้อนเหนี่ยวนำที่สร้างขึ้น สามารถลดความชื้นที่อัตราการอบแห้ง 0.0107, 0.0218 และ 0.0389 kg/hr อัตราการลดความชื้นจำเพาะ 0.0429, 0.0623 และ 0.0794 kg/kWh และค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ 23.29, 16.03 และ 12.58 kg/kWh

กีรติเดช เทพสถิตศิลป์ (2561) ได้การออกแบบระบบให้ความร้อนข้าวด้วยลมร้อนโดยใช้เทคนิคการเหนี่ยวนำความร้อน เพื่อใช้ในการอุ่นเมล็ดข้าวก่อนที่จะผ่านเครื่องฆ่ามอด กำลังรวมของแหล่งกำเนิดความร้อนสูงสุด 7,502 W พบว่าสามารถสร้างอากาศร้อนด้วยการเหนี่ยวนำความร้อนได้ตั้งแต่ 63.1 °C ถึง 94.9 °C โดยการให้ความร้อนแก่เมล็ดข้าวที่อัตราการไหลของข้าว 1 TPH สามารถเพิ่มอุณหภูมิเมล็ดข้าวได้สูงสุด 10.8 °C อัตราการไหลข้าว 2 TPH สามารถเพิ่มอุณหภูมิเมล็ดข้าวได้สูงสุด 10.0 °C และที่อัตราการไหลข้าว 3 TPH สามารถเพิ่มอุณหภูมิเมล็ดข้าวได้สูงสุด 9.4 °C สำหรับประสิทธิภาพ (Performance) การให้ความร้อนโดยเฉลี่ยของเครื่องที่อัตรา การไหลข้าว 1 TPH, 2 TPH และ 3 TPH มีประสิทธิภาพการให้ความร้อน โดยเฉลี่ยอยู่ที่ 31.85%, 58.71% และ 81.03% ตามลำดับ ซึ่งเครื่องให้ความร้อนนี้เหมาะกับการใช้ งานที่อัตราการไหล 3 TPH และในส่วนของความสม่ำเสมอ (Regularity) ของอุณหภูมิเมล็ดข้าวหลังผ่านการให้ความร้อนมีความสม่ำเสมอดี มีค่าความแตกต่างเพียง 2.2 – 2.3 °C และมีโทนสีของอุณหภูมิเมล็ดข้าวโดยรวมใกล้เคียงกัน

นอกจากนี้ยังมีงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของการให้ความร้อน ทั้งในส่วนของขดลวดเหนี่ยวนำ และการออกแบบให้ชิ้นงานสามารถให้ความร้อนได้มากขึ้น

Sugimura, Ahmed, Orabi, Hyun-Woo, and Nakaoka (2004) ได้เสนอว่าการเพิ่มอัตราการให้ความร้อนสามารถทำได้โดยการออกแบบให้ภายในชิ้นงานมีครีบ หรือแพ็คเกจให้มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น แต่แนวทางดังกล่าวจะยากในการติดตั้ง เพราะต้องใส่ครีบหรือแพ็คเกจภายในชิ้นงาน ไม่สามารถใช้ได้กับการให้ความร้อนกับชิ้นงานที่เป็นชิ้นงานปิด และอีกวิธีได้เสนอโดย Fujita et al. (2007) คือการเพิ่มขดลวดเหนี่ยวนำ โดยใช้วงจรภาคกำลังเพียงหนึ่งชุดต่อขดลวดเหนี่ยวนำหนึ่งขด ซึ่งสามารถเพิ่มพื้นที่การให้ความร้อนเพิ่มขึ้นจริง แต่สิ้นเปลืองพลังงานมากขึ้นด้วย

2.1.3 ความถี่ในการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

การเลือกความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่ป้อนเข้าสู่ขดลวดเหนี่ยวนำถือเป็นปัจจัยสำคัญอย่างยิ่งในการออกแบบระบบให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า เนื่องจากความถี่มีผลโดยตรงต่อความลึกของการเกิดกระแสไหลวน (Eddy currents) ในวัสดุ และเป็นตัวกำหนดลักษณะการ

กระจายความร้อนในชิ้นงาน โดยหลักการทั่วไป ความถี่ที่สูงขึ้นจะทำให้ความร้อนเกิดตื้นขึ้นใกล้ผิววัสดุ ขณะที่ความถี่ต่ำจะก่อให้เกิดการกระจายความร้อนลึกเข้าสู่แกนกลางของชิ้นงาน การทำความเข้าใจผลของความถี่ต่อกลไกการถ่ายเทความร้อนจึงเป็นรากฐานในการเลือกใช้งานที่เหมาะสมกับวัตถุประสงค์ทางวิศวกรรม ไม่ว่าจะเป็นการอบชุบผิว (Surface hardening), การให้ความร้อนอย่างรวดเร็วในชิ้นงานผนังบาง, หรือการให้ความร้อนลึกในวัสดุหนา (Li et al., 2024; Kuhwald et al., 2022)

1) ความถี่ต่ำ (Low frequency: ~50 Hz – 10 kHz)

- ลักษณะทั่วไป: ความถี่ต่ำก่อให้เกิดกระแสไหลวนลึกลงไปในเนื้อวัสดุ เนื่องจากความลึกสกิน (δ) มีค่าสูงตามสมการ $\delta \propto 1/\sqrt{f}$

- การใช้งาน: มักใช้กับชิ้นงานหนา เช่น แท่งโลหะ เหล็กกล้าขนาดใหญ่ หรือชิ้นส่วนที่ต้องการให้ความร้อนทะลุถึงแกนกลาง (Through heating)

- ข้อดี: สามารถทำให้วัตถุมีอุณหภูมิสม่ำเสมอตลอดความหนา

- ข้อเสีย: การตอบสนองช้ากว่า และประสิทธิภาพพลังงานต่ำเมื่อใช้กับชิ้นงานบาง (Rudnev et al., 2017)

2) ความถี่กลาง (Medium frequency: ~10 – 100 kHz)

- ลักษณะทั่วไป: ให้ความสมดุลระหว่างความลึกของการให้ความร้อนและประสิทธิภาพพลังงาน ความลึกสกินอยู่ในระดับมิลลิเมตร

- การใช้งาน: ใช้ในงาน อบแห้งด้วยท่อโลหะผนังบาง–ปานกลาง หรือการทำความร้อนผิวและบางส่วนของชิ้นงาน (Partial through heating)

- ข้อดี: เหมาะสมกับชิ้นงานที่ไม่บางหรือหนาเกินไป เช่น ท่อโลหะในระบบผลิตลมร้อน, ขดลวดทองแดงที่ต้องการความร้อนเร็วและควบคุมได้

- ข้อเสีย: หากใช้กับชิ้นงานหนามาก ความร้อนอาจไม่สม่ำเสมอถึงแกนกลาง (Li et al., 2024)

3) ความถี่สูง (High frequency: >100 kHz – MHz)

- ลักษณะทั่วไป: ความลึกสกินต่ำมาก (≤0.1 mm ที่หลายร้อย kHz) ความร้อนเกิดเกือบทั้งหมดที่ผิวโลหะ

- การใช้งาน: เหมาะกับการ อบชุบผิว (Surface hardening) หรือการให้ความร้อนอย่างรวดเร็วในชิ้นงานที่ผนังบาง เช่นท่อโลหะสำหรับระบบผลิตลมร้อนที่ต้องการปรับอุณหภูมิฉับพลัน

- ข้อดี: ควบคุมการกระจายอุณหภูมิที่ผิวได้อย่างแม่นยำ ตอบสนองเร็วมาก

- ข้อเสีย: ไม่สามารถให้ความร้อนทะลุถึงแกนกลาง และต้องการวงจรไฟฟ้าที่ซับซ้อนกว่าความถี่ต่ำ–กลาง (Kuhwald et al., 2022)

ด้วยเหตุนี้ การศึกษาเชิงลึกเกี่ยวกับความถี่จึงมีบทบาทสำคัญต่อการออกแบบและการประเมินสมรรถนะของระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ทั้งในเชิงทฤษฎีและการประยุกต์ใช้จริง โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับงานวิจัยนี้ที่มุ่งเน้นการใช้ท่อโลหะผนังบางเพื่อถ่ายเทความร้อนสู่อากาศ การเลือกช่วงความถี่ที่เหมาะสมจึงเป็นเงื่อนไขสำคัญที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพด้านพลังงาน ระยะเวลาในการทำความร้อน และคุณภาพของอากาศร้อนที่ผลิตได้

2.2 พื้นฐานการถ่ายเทความร้อนและกลศาสตร์ของไหลภายในท่อ

การถ่ายเทความร้อน คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากจุด ๆ หนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 วิธีได้แก่ การนำ การพา และการแผ่รังสี ซึ่งการเคลื่อนที่ของความร้อนทั้ง 3 วิธีนี้จะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อระบบมีความแตกต่างของอุณหภูมิ (อนุสรณ์ สขเกษม, 2550) โดยมีการกระจายตัวของอุณหภูมิ (Temperature distribution) เกิดขึ้นในระบบ และหากทราบค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิก็จะสามารถหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ (Heat flux) ได้

2.2.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน คือ วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง กว่าไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรือเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่าง ตัวกลางที่ติดกัน แต่มีอุณหภูมิต่างกัน ในการนำความร้อนความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ จะเกิดได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางตำนวณจากกฎของ ฟูเรียร์ (Fourier's law) สำหรับการนำความร้อนในทิศทาง x ภายใต้สภาวะคงตัว (Steady State) อุณหภูมิในตัวกลาง $T = T(x)$ ดังแสดงในสมการ 2.8

$$\dot{Q}_x = -kA\frac{\partial T}{\partial x} \tag{2.8}$$

ฟลักซ์ความร้อนผ่านตัวกลางสามารถคำนวณได้จากสมการ 2.9

$$q''_x = \frac{\dot{Q}_x}{A} = -k\frac{\partial T}{\partial x} = k\frac{\Delta T}{L} \tag{2.9}$$

โดยที่ $\dot{Q}_x$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการนำความร้อน, W

q''_x คือ ฟลักซ์ความร้อนผ่านตัวกลาง, W/m^2

A คือ พื้นที่ผิวของตัวกลาง, m^2

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity), W/m.K

ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิ, K

L คือ ความหนาของตัวกลาง, m

2.2.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อน คือ วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้นั้นเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงาน และการเคลื่อนที่ของการไหล โดยการพายังแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ได้แก่ การพาตามธรรมชาติ (Natural หรือ Free convection) และการพา โดยการบังคับ (Forced convection)

1) การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural or free convection)

การเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลไม่ถูกทำให้เคลื่อนไหวโดยกลไกภายนอก วัตถุซึ่งมีผิวเรียบอยู่ในของไหลซึ่งอยู่นิ่งถ้าอุณหภูมิของผิวสูงกว่าอุณหภูมิของของไหล ความร้อนจะเริ่มเคลื่อนที่มายังของไหลที่ชิดกับผนัง ทำให้ความหนาแน่นของของไหลที่อยู่ชิดผนังต่ำลง ซึ่งทำให้เกิดแรงผลักดันให้ของไหลลอยตัวขึ้น ของไหลที่อยู่ต่ำกว่าก็จะเคลื่อนเข้ามาแทนที่ และทำให้เกิดการหมุนเวียนของของไหล

2) การพาโดยการบังคับ (Forced convection)

เกิดขึ้นเมื่อของไหลมีความเร็วอยู่แล้วด้วยกลไกภายนอก เช่น พัดลม เมื่อของเหลวมีความเร็ว จำเป็นต้องทราบกลไกในการเคลื่อนที่ของของไหลก่อน โดยปกติจะแบ่งการไหลของของไหลเป็นสองแบบ คือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ของไหลไหลเป็นชั้น ๆ ขนานกับความร้อน จะถ่ายเทจากผิวของของแข็ง โดยการนำและถ่ายเทต่อ ๆ กันไปในของไหลโดยการนำผ่านชั้นของของไหล และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ของไหลเคลื่อนที่อย่างไม่มีระเบียบมีการเคลื่อนที่ตั้งฉากกับทิศทางของการไหลด้วย การเคลื่อนที่ของความร้อนส่วนใหญ่ จะเกิดจากอนุภาคของของไหลที่ได้รับความร้อนมา แล้วเคลื่อนที่นำความร้อนไปยังที่อื่น ดังนั้นยิ่งการไหลแบบปั่นป่วนมากเท่าใด การเคลื่อนที่ของความร้อนจะยิ่งมากขึ้น

ฟลักซ์ความร้อนจำเพาะ สามารถคำนวณได้จากกฎการทำให้เย็นตัวลงของนิวตัน (Newton's law of cooling) ดังแสดงในสมการ 2.10

$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \tag{2.10}$$

อัตราการพาความร้อนบนพื้นผิว สามารถคำนวณได้จากสมการ 2.11

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \tag{2.11}$$

โดยที่ $\dot{Q}_{conv}$ คือ อัตราการพาความร้อนเนื่องจากการพาความร้อน, W

q''_{conv} คือ ฟลักซ์การพาความร้อน, W/m^2

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m^2.K

A_s คือ พื้นที่ผิวตัวกลางที่เป็นของแข็ง, m^2

T_s คือ อุณหภูมิผิวตัวกลางที่เป็นของแข็ง, K

T_∞ คือ อุณหภูมิของของไหล, K

2.2.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

การแผ่รังสีความร้อน คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยมิต้องอาศัยตัวกลาง ดังเช่นในการนำและการพา ในการแผ่รังสีความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีในสุญญากาศ

ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลาง คำนวณจากกฎของ ชเตฟาน-โบลต์มันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังแสดงในสมการ 2.12

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma T_s^4 \tag{2.12}$$

อัตราการแผ่รังสีสุทธิ สามารถคำนวณได้จากสมการ 2.13

$$\dot{Q}_{rad,net} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{sur}^4) \tag{2.13}$$

โดยที่ $\dot{Q}_{rad,net}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสี, W

q_{rad} คือ ฟลักซ์การแผ่รังสีออกจากตัวกลาง, W/m^2

ε คือ ค่าความสามารถในการปล่อยรังสี (Emissivity)

σ คือ ค่าคงที่ของชเตฟาน-โบลต์มันน์ (5.67x10^{-8} W/m^2.K^4)

A คือ พื้นที่ผิวตัวกลางที่เป็นของแข็ง, m^2

T_s คือ อุณหภูมิผิวตัวกลางที่เป็นของแข็ง, K

T_{sur} คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม, K

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

การสร้างอากาศร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ อากาศร้อนที่ได้นั้นเกิดขึ้นจากการพาความร้อนโดยส่วนใหญ่ เป็นการการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลภายในท่อ เนื่องจากเป็นการเหนี่ยวนำความร้อนที่ชิ้นงานทรงกระบอกกลวงแล้วเป่าอากาศผ่านพื้นที่ของกระบอกที่มีการเหนี่ยวนำความร้อน จึงพิจารณาเฉพาะอัตราการพาความร้อนเนื่องจากการพาความร้อน

มักใช้ปริมาณไร้มิติ เช่น เลขนัสเซลต์ (Nu), เลขเรย์โนลด์ (Re), และเลขพรันด์เทิล (Pr) เพื่ออธิบายและทำนายสมรรถนะการพาความร้อน (White, 2011) สมการสหสัมพันธ์มาตรฐาน เช่น ของ Gnielinski (1976) และ Blasius (สำหรับการไหลปั่นป่วนในท่อเรียบ) ยังคงเป็นกรอบอ้างอิงที่สำคัญ ทั้งนี้ เมื่อมีการปรับปรุงโครงสร้างท่อด้วยครีบ แผ่นกั้น หรือแผ่นบิด เลขนัสเซลต์และปัจจัยความเสียดทานจะเปลี่ยนแปลงไปในทิศทางที่ซับซ้อน ซึ่งจำเป็นต้องอาศัยเกณฑ์เชิงรวม เช่น สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor: TEF) หรือ Performance Evaluation Criterion (PEC) เพื่อตัดสินความคุ้มค่าโดยรวม (Webb & Kim, 2005)

2.2.4 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากกระบวนการพาความร้อนที่ใช้อากาศเป็นของไหลสามารถใช้ความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ของไหลทำงานที่ได้รับกับปริมาณการพาความร้อนที่เกิดขึ้นในการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้ในรูปตัวแปรไร้มิติ คือ ค่าเลขนัสเซลต์ ซึ่งเป็นอัตราส่วนของการพาความร้อนต่อการนำความร้อนภายในท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใด ๆ (เกษรา ศรีชำนิ และคณะ, 2565) ดังแสดงในสมการ 2.14

$$Nu = \frac{hD}{k} \tag{2.14}$$

โดยที่ Nu คือ ค่าเลขนัสเซลต์

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m^2.K

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, m

k คือ ค่าการนำความร้อนของของไหล, W/m.K

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย หาได้จากการวัดอุณหภูมิและความร้อนที่ป้อนเข้าระบบ ความร้อนที่ให้กับอากาศ $(\dot{Q}_{air})$ และความแตกต่างของอุณหภูมิผนังท่อกับอุณหภูมิของอากาศ จะถูกนำไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (เกษรา ศรีชำนิ และคณะ, 2565) หาได้จากสมการ 2.15

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2.15)$$

โดยที่ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

C_p คือ ค่าความจุจำเพาะของของไหล, J/(kg.K)

T_o คือ อุณหภูมิที่ทางออก, K

T_i คือ อุณหภูมิที่ทางเข้า, K

V คือ แรงดันไฟฟ้า, V

I คือ กระแสไฟฟ้า, A

จาก $$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_w - T_b)} \quad (2.16)$$

โดยที่ A คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน, m^2

T_w คือ อุณหภูมิที่ผิวท่อ, K

T_b คือ อุณหภูมิของของไหลเฉลี่ย, K

ค่าเลขเรย์โนลด์ของอากาศที่ไหลภายใน หาได้จากสมการ 2.17

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (2.17)$$

โดยที่ ρ คือ ค่าความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

U คือ ความเร็วเฉลี่ยแนวแกนท่อ, m/s

μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล kg/(m.s)

2.2.5 ปัจจัยความเสียดทาน

ค่าตัวประกอบเสียดทานเป็นตัวแปรไร้มิติของค่าความดันตกคร่อมสำหรับการไหลภายในท่อที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง และความยาวท่อใด ๆ ด้วยความเร็วของการไหลค่าหนึ่ง (เกษรา ศรีชำนิ และคณะ, 2565) ดังแสดงในสมการ 2.18

$$f = \frac{2D\Delta P}{\rho U^2 L} \quad (2.18)$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

โดยที่ ΔP คือ ความดันสูญเสียระหว่างด้านขาเข้าและด้านขาออก, Pa

L คือ ความยาวของท่อ, m

2.2.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) พิจารณาจากการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียที่เกิดขึ้นจากความเสียดทานของอุปกรณ์ โดยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถอธิบายได้ด้วยอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซลต์จากท่อที่มีการติดตั้งชิ้นงานเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่อค่าเลขนัสเซลต์จากท่อที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Nu/Nu_0) ส่วนการเพิ่มขึ้นของการสูญเสียจากความเสียดทานสามารถอธิบายได้ด้วยอัตราส่วนของค่าตัวประกอบความเสียดทานจากท่อที่มีการติดตั้งชิ้นงานเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่อค่าตัวประกอบความเสียดทานจากท่อที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ที่ ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (f/f_0) โดยอัตราส่วนทั้งสองจะถูกนำไปประยุกต์สำหรับหาค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายใต้เงื่อนไขการควบคุมกำลังทำงานของพัดลมมีค่าคงที่ (เกษรา ศรีชำนิ และคณะ, 2565) ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ 2.19

$$TEF = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{f}{f_0}\right)^{-1/3} \tag{2.19}$$

ดังนั้นในการการสร้างอากาศร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ รูปแบบการไหลของของไหลที่ไหลผ่านชิ้นงานทำความร้อนเพื่อสร้างอากาศร้อนจึงเป็นส่วนสำคัญที่ควรพิจารณา จากการศึกษางานวิจัยของ พิตตินันท์ สวนชาวไร่เงิน และคณะ (2565) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อกลมด้วยแผ่นบิดสั้นหลายช่องบิดเต็มท่อจำนวน 3 ช่องให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด และมากกว่ากรณีท่อเปล่า เนื่องจากการเพิ่มจำนวนช่องของแผ่นบิดจะช่วยเพิ่มพื้นที่สัมผัสและเปลี่ยนทิศทางการไหลทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น และความเร็วของอากาศที่เพิ่มขึ้นหรือการไหลมีความปั่นป่วนมากขึ้นจะทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย สอดคล้องกับงานวิจับของ สามารถ หมื่นรักษ์, ขวัญจิต วงษ์ชารี, และสมิทธ์ เอี่ยมสะอาด (2565) ได้ศึกษาถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนที่สอดใส่แผ่นบิดหลายช่องที่มีการเว้นช่องว่างเป็นช่วง โดยใช้อากาศที่อยู่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน (ช่วงเลขเรย์โนลด์ 6,000 ถึง 20,000) เช่นกัน พบว่า การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนของพื้นที่ช่องว่างที่ลดลง โดยช่วงการศึกษาที่เลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็จะเพิ่มขึ้น

Saysroy and Eiamsa-ard (2017) ได้ทำการวิเคราะห์เชิงตัวเลข (CFD) สำหรับการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน โดยใช้แผ่นบิดแบบหลายช่องได้มีการปรับจำนวนช่องของแผ่นบิดเท่ากับ 2, 3, 4, 5, 6 และ 8 ช่อง ให้เหตุผลว่าการใช้แผ่นบิดแบบหลายช่องช่วยทำให้เกิดกระแสการหมุนวนผสมกันของของไหลซึ่งช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจากการศึกษาพบว่าการไหลแบบราบเรียบให้ค่าสมถรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 7.28 เท่า จากการใช้แผ่นบิดจำนวน 2 ช่อง ที่อัตราส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 2.5 ค่าของเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 2,000 ส่วนการไหลแบบปั่นป่วนค่าสมถรรถนะการเพิ่มการ ถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 1.04 เท่า โดยใช้แผ่นบิตจำนวน 2 ช่อง ที่อัตราส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 3.0 ที่เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,000

สามารถนำองค์ความรู้ดังกล่าวประยุกต์ใช้ในการออกแบบชิ้นงานที่เป็นแหล่งความร้อนในการสร้างอากาศร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูง อย่างงานวิจัยของ Thepsatitsilp K., Boonpeang W., Saeung P., Pukseesang N., and Thongsopa, C. (2017) ทดลองและออกแบบชิ้นงานในการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำเพื่อใช้ในการใช้งานแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศ โดยการให้ความร้อนเป็นเวลา 150 วินาที แก่ชิ้นงาน 4 รูปแบบ ได้แก่ กระบอกกลวงโลหะหลายชั้นที่มีความสูงสูงกว่าขดลวด กระบอกกลวงโลหะหลายชั้นที่มีความสูงต่างกัน กระบอกกลวงโลหะหลายชั้นที่มีความสูงต่ำกว่าขดลวด และท่อโลหะหลายท่อ ซึ่งศึกษาจากอุณหภูมิที่ตำแหน่งผิวของชิ้นงานและตำแหน่งกึ่งกลาง พบว่า ท่อโลหะหลายท่อมีคุณสมบัติที่ดีในการใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศ เนื่องจากที่เวลาเดียวกันอุณหภูมิที่ตำแหน่งกึ่งกลางและผิวท่อมีค่าแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย และที่เวลา 150 วินาที อุณหภูมิที่ตำแหน่งกึ่งกลางเพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่อเทียบกับอุณหภูมิเริ่มต้น รูปแบบของชิ้นงานดังกล่าวจึงเป็นรูปแบบที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้และกระจายความร้อนได้สม่ำเสมอ

Srituvanont J., Thosdeekoraphat T., Thongsopa C., and Santalunai S. (2018) ได้เสนอการประยุกต์ใช้เครื่องทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำเพื่อให้ความร้อนกระบอกสูบกลวงโลหะหลายชั้น พบว่า อุณหภูมิที่ตำแหน่งผิวของกระบอกกลวงโลหะหลายชั้นจะสูงกว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งกึ่งกลาง จึงได้ทำการเปิดช่องของชิ้นงานชั้นใน ส่งผลให้อุณหภูมิที่ตำแหน่งกึ่งกลางใกล้เคียงกับที่ตำแหน่งผิวมากขึ้น

2.3 เทคนิคเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนภายในท่อสามารถเพิ่มได้ด้วยการปรับปรุงรูปแบบทางเรขาคณิต และเพิ่มองค์ประกอบเสริมซึ่งทำให้เกิดการรบกวนการไหลและเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยน การเลือกเทคนิคที่เหมาะสมต้องคำนึงถึงทั้งผลดีด้านความร้อน และผลเสียด้านแรงดันตกคร่อม ดังนั้นการใช้ดัชนีสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) หรือ Performance Evaluation

Criterion (PEC) จึงเป็นกรอบหลักที่ใช้เปรียบเทียบ (Webb & Kim, 2005) เทคนิคสำคัญที่ใช้กันแพร่หลาย ได้แก่ การติดตั้งครีบ (Fins), การใช้แผ่นกั้น (Baffles), และการติดตั้งแผ่นบิด (Twisted tapes)

2.3.1 ครีบ (Fins)

กลไก: ครีบเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนโดยตรงและสร้างการรบกวนการไหลใกล้ผิว ส่งผลให้ชั้นขอบเขตความร้อนบางลงและค่า Nu เพิ่มขึ้นตามลำดับ (Bejan, 2013)

สมรรถนะ: งานวิจัยส่วนใหญ่รายงานว่าครีบแบบตรง (Longitudinal fins) ให้ค่า TEF ในช่วง 1.1–1.3 ที่ Reynolds number ระดับ 10^4-10^5 (Webb & Kim, 2005) รูปทรงครีบที่ซับซ้อน เช่น Louvered fins หรือ Wavy fins สามารถเพิ่ม TEF ได้สูงกว่านี้ แต่ต้องแลกกับแรงดันตกคร่อมสูง (Khoshvaght-Aliabadi, 2014)

2.3.2 แผ่นกั้น (Baffles)

กลไก: แผ่นกั้นทำให้กระแสอากาศเปลี่ยนทิศ เกิด Secondary flow และการผสมภายในท่อ ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ก็มาพร้อมกับการเพิ่มขึ้นของ f อย่างมีนัยสำคัญ (Manglik & Bergles, 1995)

สมรรถนะ: ค่า TEF มักอยู่ในช่วง 1.2–1.4 โดยเฉพาะที่ Reynolds number ปานกลางถึงสูง งานของ Eiamsa-ard and Promvonge (2007) พบว่า Baffles ที่จัดเรียงแบบ Cross หรือ Inclined ช่วยเพิ่มสมรรถนะได้ดีกว่าการวางแบบตรง แต่ความดันตกคร่อมก็สูงขึ้นตามสัดส่วน

2.3.3 แผ่นบิด (Twisted Tapes)

กลไก: การใส่แผ่นบิดทำให้การไหลในท่อมีลักษณะ Helical swirl ต่อเนื่อง ลดความหนาของชั้นขอบเขตและเพิ่มการผสม ความร้อนถูกส่งผ่านจากผิวสู่แกนกลางของการไหลได้มีประสิทธิภาพขึ้น (Khargotra, Kumar, & Singh, 2023)

สมรรถนะ: รายงานว่าสามารถให้ค่า TEF สูงถึง 1.6 ที่ Reynolds number ระดับ 10^4 และมีผลชัดเจนโดยเฉพาะในช่วง Re ต่ำ–กลาง ซึ่งท่อเรียบมีประสิทธิภาพต่ำ (Nalavade, Patil, & Thombare, 2022) อย่างไรก็ดี การเลือก Pitch ratio ที่เหมาะสมเป็นสิ่งสำคัญ เนื่องจาก Pitch สั้นเกินไปจะทำให้แรงดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นมาก

2.4 ลักษณะปัญหาของการไหล

ลักษณะการไหลของของไหลเป็นปัจจัยพื้นฐานที่กำหนดวิธีการเคลื่อนที่ของของไหล ผ่านตัวกลางต่างๆ หรือบนพื้นผิวต่างๆ ลักษณะเหล่านี้รวมถึงความเร็ว แรงดัน อุณหภูมิ และพฤติกรรมของของไหล ซึ่งสามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามธรรมชาติของของไหลและแรงภายนอกที่กระทำ หนึ่งใน

วิธีที่ใช้แยกลักษณะปัญหาของการไหลคือพิจารณาว่าเป็นของไหลที่ไม่หนืดหรือหนืด และเป็นของไหลที่อัดตัวได้หรือไม่อัดตัวได้ ซึ่งแบ่งประเภทได้ดังนี้

2.4.1 การไหลแบบไม่หนืดและไม่อัดตัว (Inviscid Incompressible flow)

ของไหลไม่มีความหนืดและความเร็วในการไหลต่ำ ทำให้ความหนาแน่นคงที่ตลอดการไหล ของไหลไม่หนืดเป็นแบบจำลองในอุดมคติที่ไม่มีแรงเสียดทานภายในอันเนื่องจากการเคลื่อนที่ของโมเลกุล ซึ่งทำให้สมการที่ควบคุมการเคลื่อนที่ของของไหลง่ายขึ้น การไหลประเภทนี้มักถูกควบคุมโดย สมการออยเลอร์ (Euler equations) ซึ่งเป็นรูปแบบย่อของสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes equations) โดยละทิ้งพจน์ที่เกี่ยวข้องกับความหนืด ปัญหาการไหลลักษณะดังกล่าวเหมาะสำหรับการทำความเข้าใจพฤติกรรมของของไหลขนาดใหญ่โดยไม่คำนึงถึงผลของความหนืด ตัวอย่างการประยุกต์ใช้ เช่น การไหลของน้ำในอ่างเก็บน้ำขนาดใหญ่ หรืออากาศที่ไหลผ่านพื้นผิวเรียบเช่นปีกเครื่องบิน

2.4.2 การไหลแบบไม่หนืดแต่อัดตัวได้ (Inviscid Compressible flow)

ของไหลยังถือว่าไม่มีความหนืด แต่ความหนาแน่นสามารถเปลี่ยนแปลงได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะเมื่อของไหลไหลด้วยความเร็วสูง การไหลแบบอัดตัวได้มีความสำคัญในงานด้านอากาศพลศาสตร์ความเร็วสูง ซึ่งการวิเคราะห์การไหลแบบนี้ครอบคลุมปัญหาตั้งแต่การไหลของของเหลวภายนอก (External flow) เช่น การไหลของอากาศรอบเครื่องบินเจ็ทหรือจรวดที่มีความเร็วเหนือเสียง ซึ่งการไหลของอากาศรอบลำตัวเครื่องบินเกิดการอัดตัวได้ และรวมไปถึงปัญหาการไหลของของเหลวภายใน (Internal flow) เช่น การคำนวณหาสภาวะของแก๊สในเครื่องยนต์แบบกังหันที่มีความเร็วสูง

2.4.3 การไหลแบบหนืดแต่ไม่อัดตัว (Viscous Incompressible flow)

พิจารณาผลของความหนืดของของไหลร่วมกับสมมติฐานว่าความหนาแน่นของของไหลคงที่ บางครั้งการไหลประเภทนี้ถูกเรียกว่า การไหลแบบคืบคลาน (Creeping flow) หรือการไหลแบบสโตกส์ (Stoke flow) เนื่องจากการไหลเป็นไปอย่างเชื่องช้าจากผลของความหนืด ซึ่งแรงของความเฉื่อย (Inertia force) นั้นน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับแรงของความหนืด (Viscous flow) นั่นคือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number) ซึ่งแสดงอัตราส่วนระหว่างแรงสองชนิดนี้นั้นมีค่าต่ำ การไหลแบบหนืดแต่ไม่อัดตัวมีความสำคัญในงานวิศวกรรมหลาย ๆ ด้าน โดยเฉพาะเมื่อเกี่ยวข้องกับการไหลของของเหลว เช่น น้ำ น้ำมัน เลือดผ่านท่อ หรือหลอดเลือด

2.4.4 การไหลแบบหนืดแต่อัดตัวได้ (Viscous Compressible flow)

พิจารณาทั้งผลของความหนืดและการอัดตัวของของไหล ทำให้การไหลประเภทนี้เป็นการไหลที่ซับซ้อนที่สุดในการจำลอง มักเกิดขึ้นในงานด้านวิศวกรรมการบินและอวกาศความเร็ว

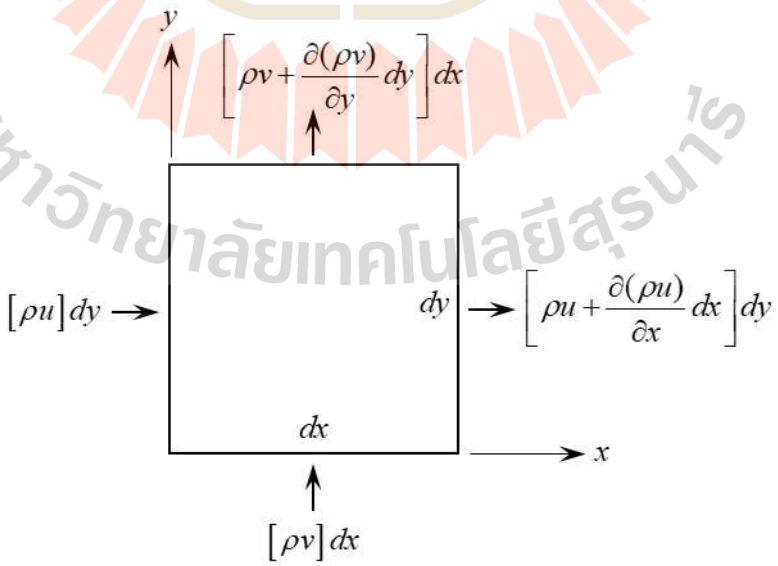
สูง ที่ต้องคำนึงถึงทั้งความหนืดและความสามารถในการอัดตัวเพื่อออกแบบยานพาหนะที่สามารถทนต่อความเครียดทางความร้อนและทางกล

2.5 สมการควบคุม

การเคลื่อนที่ของของไหล ไม่ว่าจะเป็นก๊าซหรือของเหลว ถูกอธิบายโดยชุดของสมการพื้นฐานที่เรียกว่า สมการควบคุมการไหลของของไหล โดยสมการเหล่านี้แสดงถึงกฎการอนุรักษ์พื้นฐาน ได้แก่ การอนุรักษ์มวล การอนุรักษ์โมเมนตัม และการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งควบคุมพฤติกรรมของระบบของไหลครอบคลุมทุกประเภทของการไหล ไม่ว่าจะเป็นการไหลแบบหนืดหรือไม่หนืด และการไหลแบบอัดตัวได้หรือไม่อัดตัวได้ สมการควบคุมหลักทั้งสาม ได้แก่ สมการความต่อเนื่อง (Continuity equation), สมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes equations) และสมการพลังงาน (Energy equation)

2.5.1 สมการอนุรักษ์มวล (Conservation of mass)

สมการความต่อเนื่อง เกิดจากหลักการอนุรักษ์มวล ซึ่งหมายถึงมวลไม่สามารถถูกสร้างหรือทำลายได้ ในการไหลของของไหล หลักการนี้ทำให้มั่นใจได้ว่ามวลของของไหลที่ไหลเข้าสู่ปริมาตรควบคุมจะเท่ากับมวลของของไหลที่ไหลออกจากปริมาตรนั้น เว้นแต่จะมีการสะสมหรือสูญเสียภายในปริมาตร การประดิษฐ์สมการเชิงอนุพันธ์นี้สามารถเข้าใจได้โดยง่าย หากพิจารณาการไหลผ่านกรอบเล็ก ๆ ขนาดกว้าง dx และ dy ซึ่งมีความลึกหนึ่งหน่วย ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งที่ตรึงอยู่ในโดเมนของการไหล ดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 แสดงฟลักซ์ของมวลผ่านกรอบขนาดเล็กที่ตรึงอยู่ในโดเมนของการไหลเพื่อใช้ในการประดิษฐ์สมการเชิงอนุรักษ์มวล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตลอดขอบซ้าย dy ของกรอบเล็ก ๆ นี้มีปริมาณฟลักซ์ของมวลที่ไหลเข้าเท่ากับ $[\rho u]dy$ เนื่องจากทั้งความหนาแน่น ρ และความเร็ว u นั้นเปลี่ยนแปลงตลอด ดังนั้นปริมาณฟลักซ์ของมวลที่ไหลออกทางด้านขวาของกรอบ คือ $\left[\rho u+\left(\partial\left(\rho u\right)/\partial x\right)dx\right]dy$ นั้นคือปริมาณฟลักซ์ของมวลที่เพิ่มขึ้นในทิศแกน x ผ่านขอบ dy ของการไหลผ่านกรอบเล็ก ๆ นี้คือ

$$\left[\rho u+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dx\right]dy-\left[\rho u\right]dy=\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dxdy \tag{2.20}$$

ทำนองเดียวกัน ปริมาณฟลักซ์ของมวลที่เพิ่มขึ้นในการไหลผ่านขอบ dx จากขอบล่างไปยังขอบบน คือ

$$\left[\rho v+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}dy\right]dx-\left[\rho v\right]dx=\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}dxdy \tag{2.21}$$

และเนื่องจากปริมาณมวลในกรอบเล็กๆ นี้ คือ $\rho\,dx\,dy$ ดังนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลหรือปริมาณฟลักซ์ของมวลที่ลดลงไป คือ

$$-\frac{\partial\rho}{\partial t}dxdy \tag{2.22}$$

แต่เนื่องจากมวลในกรอบเล็ก ๆ นี้ต้องไม่เกิดการสูญหาย ดังนั้นจึงหมายความว่าปริมาณฟลักซ์ของมวลที่เพิ่มขึ้นจากการไหลผ่านขอบ dx และ dy จำเป็นต้องเท่ากับปริมาณฟลักซ์ของมวลในกรอบเล็ก ๆ ที่ลดลงในนั้น คือ

$$\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial x}dxdy+\frac{\partial\left(\rho v\right)}{\partial y}dxdy=-\frac{\partial\rho}{\partial t}dxdy \tag{2.23}$$

หารสมการนี้ตลอดทั้งสองข้างด้วย $dx\,dy$ และจัดรูปใหม่จะได้

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\left[\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial x}+\frac{\partial\left(\rho v\right)}{\partial y}\right]=0 \tag{2.24}$$

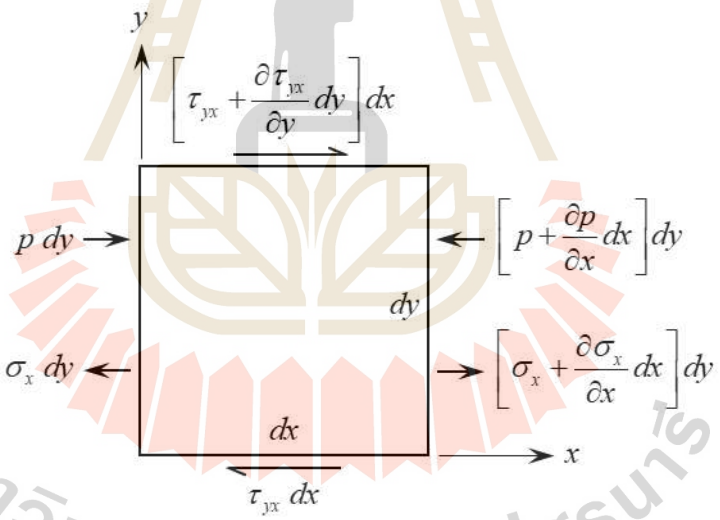
หรือ

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \tag{2.25}$$

ดังสมการ (2.25) คือสมการอนุรักษ์มวล ที่อยู่ในรูปแบบของพจน์เชิงอนุพันธ์อันดับหนึ่ง อันประกอบด้วยตัวไม่รู้ค่า (Unknown) ถึงสามค่า คือ ρ u และ v ซึ่งต่างเปลี่ยนแปลงไปได้ตลอดโดเมนของการไหล ดังนั้น สมการเชิงอนุรักษ์มวลนี้เพียงสมการเดียวจึงไม่สามารถใช้ในการแก้ปัญหาได้

2.5.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Conservation of Momentum)

สมการนาเวียร์-สโตกส์ อธิบายการเคลื่อนที่ของของไหลหนืดและขึ้นอยู่กับการอนุรักษ์โมเมนตัม ซึ่งสมการอนุรักษ์โมเมนตัมสามารถประดิษฐ์ขึ้นได้จากการใช้กฎข้อที่สองของนิวตัน (Newton's Second law) ที่กล่าวว่า แรงเท่ากับผลคูณของมวลกับอัตราเร่ง ดังนั้นในการใช้กฎข้อที่สองของนิวตันที่ต้องมีความสัมพันธ์กับความเร่ง จะพิจารณามวลที่มีขนาดกว้าง dx และ dy โดยมีความลึกหนึ่งหน่วยซึ่งกำลังเคลื่อนที่ไปกับการไหล ดังแสดงในรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 แสดงแรงต่าง ๆ ในทิศแกน x ที่กระทำบนก้อนของไหลซึ่งเคลื่อนที่ไปกับการไหลเพื่อใช้ประดิษฐ์สมการเชิงอนุรักษ์โมเมนตัม

เพื่อให้ง่ายแก่การทำความเข้าใจในการประดิษฐ์สมการต่อไป รูปที่ 2.8 นี้แสดงแรงต่างๆที่กระทำในทิศแกน x เท่านั้น กฎข้อที่สองของนิวตันเมื่อพิจารณาในทิศแกน x คือ

$$F_x = ma_x \tag{2.26}$$

โดยที่ F_x คือ แรงรวมในทิศแกน x

m คือ มวลของก้อนของไหลนี้

a_x คือ ความเร่งของมวลในทิศแกน x

แรงรวมในทิศแกน x ประกอบด้วยแรงที่กระทำที่ผิวต่างๆ (Surface force) และแรงเนื่องจากน้ำหนักของตัวเอง (Body force) สำหรับแรงที่กระทำที่ผิวนั้นยังประกอบด้วยแรงอันเนื่องมาจากความดัน p , ความเค้นตั้งฉาก (Normal stress) σ_x และความเค้นเฉือน (Shear stress) τ_{yx} สำหรับความเค้นเฉือนนี้ตัวห้อยแรกระบุด้านที่ตั้งฉากกับแกน y ซึ่งมีความเค้นเฉือนนี้กระทำอยู่ ส่วนตัวห้อยหลัง ระบุทิศทางของความเค้นเฉือนที่กระทำ ดังนั้นแรงรวมที่กระทำที่ผิวต่าง ๆ ในทิศแกน x ของก้อนมวลนี้คือ

$$\left[p-\left(p+\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)\right]dy+\left[\left(\sigma_x+\frac{\partial \sigma_x}{\partial x}dx\right)-\sigma_x\right]dy + \left[\left(\tau_{yx}+\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}dy\right)-\tau_{yx}\right]dx \tag{2.27}$$

ส่วนแรงอันเนื่องมาจากน้ำหนักของตัวเองในทิศแกน x คือ

$$\rho f_x\left(dxdy\right) \tag{2.28}$$

ดังนั้นผลลัพธ์ของแรงรวมในแนวทิศแกน x ที่เกิดจากพจน์ต่าง ๆ ในสมการที่ (2.27) และ (2.29) คือ

$$F_x=\left[-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial \sigma_x}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}\right]dxdy+\rho f_x\left(dxdy\right) \tag{2.29}$$

ในขณะที่มวลของก้อนของไหลนี้ คือ

$$m=\rho\left(dxdy\right) \tag{2.30}$$

ค่าความเร่ง a_x ของมวลในสมการ (2.26) คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของความเร็ว u ของมวลที่กำลังเคลื่อนที่ต่อเวลา ดังนั้นความเร่ง a_x คือค่าอนุพันธ์ของ u กล่าวคือ

$$a_x = \frac{Du}{Dt} \tag{2.31}$$

แทนสมการ (2.29)-(2.31) ลงในสมการ (2.26) แล้วหารตลอดด้วย $dxdy$ จะได้

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \rho f_x \tag{2.32}$$

เช่นเดียวกันกับกฎข้อที่สองของนิวตันในทิศแกน y ได้สมการเชิงอนุพันธ์ที่สอดคล้องกันดังนี้

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \rho f_y \tag{2.33}$$

สมการ (2.32) และ (2.33) เรียกว่าสมการนาเวียร์-สโตกส์ ที่อยู่ในรูปแบบของค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูปแบบของค่าอนุพันธ์ธรรมดา โดยใช้ความสัมพันธ์ของสมการ $D/Dt = \partial/\partial t + \left(\vec{V}\cdot\vec{\nabla}\right)$ ประยุกต์เข้ากับความเร็ว u ดังนี้

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \vec{V}\cdot\vec{\nabla}u \tag{2.34}$$

ดังนั้น $$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho\vec{V}\cdot\vec{\nabla}u \tag{2.35}$$

สามารถทำให้อยู่ในรูปแบบที่ง่ายและสะดวกมากขึ้น โดยใช้ความสัมพันธ์ของสมการดังนี้

จาก $$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{2.36}$$

ดังนั้น $$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u\frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{2.37}$$

และ $$\vec{\nabla}\cdot\left(\rho u\vec{V}\right) = u\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right) + \left(\rho\vec{V}\right)\cdot\vec{\nabla}u \tag{2.38}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ดังนั้น $\rho\vec{V}\cdot\vec{\nabla}u=\vec{\nabla}\cdot\left(\rho u\vec{V}\right)-u\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right)$ (2.39)

แทนสมการ (2.37) และ (2.39) ในสมการ (2.35) จะได้

$$\rho\frac{Du}{Dt}=\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial t}-u\frac{\partial\rho}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho u\vec{V}\right)-u\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right) \tag{2.40}$$

$$\rho\frac{Du}{Dt}=\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial t}-u\left[\frac{\partial\rho}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right)\right]+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho u\vec{V}\right) \tag{2.41}$$

เนื่องด้วยผลรวมของพจน์ในวงเล็บสี่เหลี่ยมมีค่าเท่ากับศูนย์ตามสมการอนุรักษ์มวล ดังนั้นสมการ (2.41) จึงกลายเป็น

$$\rho\frac{Du}{Dt}=\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho u\vec{V}\right) \tag{2.42}$$

แทนสมการ (2.42) ในสมการ (2.32) จะได้

$$\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho u\vec{V}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial\sigma_x}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}+\rho f_x \tag{2.43}$$

เช่นเดียวกัน สมการ (2.33) สามารถเขียนได้เป็น

$$\frac{\partial\left(\rho v\right)}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho v\vec{V}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial\sigma_y}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x}+\rho f_y \tag{2.44}$$

สมการ (2.43) และ (2.44) เรียกว่าสมการนาเวียร์-สโตกส์ที่อยู่ในรูปแบบอนุรักษ์ (Conservation form)

สำหรับการไหลแบบนิวโตเนียน (Newtonian fluid) ความเค้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของความเร็วได้โดยใช้กฎของสโตก (Stokes's law) นั่นคือ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$\sigma_x = \lambda\left(\vec{\nabla}\cdot\vec{V}\right)+2\mu\frac{\partial u}{\partial x} \tag{2.45}$$

$$\sigma_y = \lambda\left(\vec{\nabla}\cdot\vec{V}\right)+2\mu\frac{\partial v}{\partial y} \tag{2.46}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu\left[\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right] \tag{2.47}$$

โดย μ แทนค่าความหนืดพลศาสตร์ (Dynamic viscosity) หรือเรียกว่าค่าความหนืดที่ 1 (First viscosity) และ λ คือค่าความหนืดที่สอง (Second viscosity) ซึ่งสโตกส์ได้ตั้งสมมติฐานไว้ว่า

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \tag{2.48}$$

เมื่อแทนค่าความเค้นต่าง ๆ ที่อยู่ในรูปของความเร็วจากสมการ (2.45)-(2.47) ลงในสมการ (2.43)-(2.44) ก่อให้เกิดสมการเชิงอนุพันธ์ที่สอดคล้องกับการอนุรักษ์โมเมนตัม หรือที่เรียกกันโดยทั่วไปว่า สมการนาเวียร์-สโตกส์ ที่อยู่ในรูปแบบอนุรักษ์ ซึ่งสามารถนำไปแก้ปัญหาได้ดังนี้

$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho u^2\right)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\vec{\nabla}\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)\\&+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]+\rho f_x\end{aligned} \tag{2.49}$$

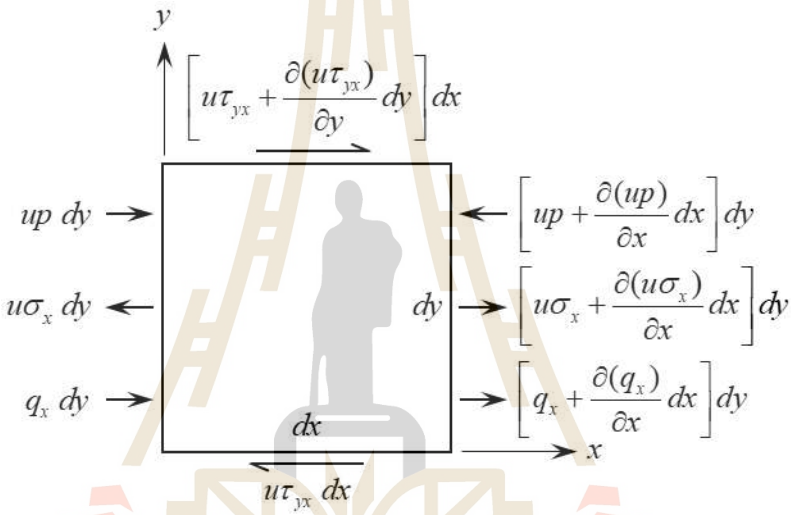
$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho v^2\right)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]\\&+\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\vec{\nabla}\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\rho f_y\end{aligned} \tag{2.50}$$

สมการ (2.49) และ (2.50) แสดงให้เห็นถึงความซับซ้อนของสมการนาเวียร์-สโตกส์ ซึ่งพจน์ต่าง ๆ นั้นอยู่ในรูปแบบของค่าอนุพันธ์ของตัวไม่รู้ค่า ยิ่งไปกว่านั้นพจน์ที่สองและสามทางด้านซ้ายมือของสมการ ต่างเป็นพจน์แบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear terms) ซึ่งก่อให้เกิดความซับซ้อน

ต่อเนื่องในการแก้ระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยเช่นนี้ไม่ว่าจะด้วยการใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบใด ๆ ก็ตาม

2.5.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy)

สมการพลังงาน อิงตามกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ ซึ่งระบุว่า พลังงานไม่สามารถถูกสร้างหรือทำลายได้ แต่สามารถถ่ายโอนหรือเปลี่ยนรูปได้เท่านั้น ในการไหลของของไหล สมการพลังงานจะคำนึงถึงพลังงานภายใน พลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ของของไหล รวมถึงการถ่ายโอนพลังงานจากงานและความร้อน



รูปที่ 2.9 แสดงงานที่เกิดขึ้นและปริมาณฟลักซ์ในทิศแกน x ที่ไหลผ่านก้อนมวลซึ่งเคลื่อนที่ไปกับการไหลเพื่อใช้ในการประดิษฐ์สมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน

จากที่กล่าวไปแล้วว่าสมการอนุรักษ์พลังงานสามารถประดิษฐ์ขึ้นได้โดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ คือ

อัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานในก้อนมวล = ปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่ให้แก่ก้อนมวล + อัตราของงานที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต่าง ๆ ที่กระทำบนก้อนมวลนั้น

หรือ $A=B+C$ (2.51)

หากพิจารณาที่เทอม C ซึ่งแทนอัตราของงานที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต่าง ๆ ที่กระทำบนก้อนมวลนี้ ซึ่งแรงชนิดแรกคือแรงจากน้ำหนักของก้อนมวลเอง (Body force) เมื่อคูณกับความเร็วของการไหลในทิศทางนั้น จะก่อให้เกิดอัตราของงาน คือ

$$\rho\vec{f}\cdot\vec{V}\left(dxdy\right) \tag{2.52}$$

จากภาพที่ 2.9 อัตราของงานที่เกิดขึ้นจากความดัน p ที่กระทำบนด้าน dy ในทิศแกน x คือ

$$\left[up-\left(up+\frac{\partial\left(up\right)}{\partial x}dx\right)\right]dy=-\frac{\partial\left(up\right)}{\partial x}dxdy \tag{2.53}$$

อัตราของงานที่เกิดขึ้นจากความเค้นตั้งฉาก σ_x ที่กระทำบนด้าน dy ในทิศแกน x คือ

$$\left[u\sigma_x+\frac{\partial\left(u\sigma_x\right)}{\partial x}dx\right]dy-u\sigma_x dy=\frac{\partial\left(u\sigma_x\right)}{\partial x}dxdy \tag{2.54}$$

และอัตราของงานที่เกิดขึ้นจากความเค้นเฉือน τ_{yx} ที่กระทำบนด้าน dx ในทิศแกน x คือ

$$\left[u\tau_{yx}+\frac{\partial\left(u\tau_{yx}\right)}{\partial y}dy\right]dx-u\tau_{yx}dx=\frac{\partial\left(u\tau_{yx}\right)}{\partial y}dxdy \tag{2.55}$$

เช่นเดียวกัน อัตราของงานที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต่าง ๆ ที่กระทำบนก้อนมวลในทิศแกน y ก็สามารถประดิษฐ์ขึ้นได้เช่นกัน จะได้อัตราของงานทั้งหมดที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต่าง ๆ บนก้อนมวลก็คือ

$$C=\left[\begin{array}{l}-\left(\frac{\partial\left(up\right)}{\partial x}+\frac{\partial\left(vp\right)}{\partial y}\right)+\frac{\partial\left(u\sigma_x\right)}{\partial x}\\+\frac{\partial\left(u\tau_{yx}\right)}{\partial y}+\frac{\partial\left(v\tau_{xy}\right)}{\partial x}+\frac{\partial\left(v\sigma_y\right)}{\partial y}\end{array}\right]dxdy+\rho\vec{f}\cdot\vec{V}\,dxdy \tag{2.56}$$

สำหรับพจน์ B ซึ่งแทนปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่ให้แก่ก้อนมวลนั้น ประกอบด้วยสองส่วน คือ ปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่เกิดขึ้นบนปริมาตรของก้อนมวล เช่น ปริมาณฟลักซ์ความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ที่ผลิตขึ้นได้เองในก้อนมวลนั้น (Internal heat generation) หากกำหนดให้ $\bar{Q}$ แทนปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่เกิดเองต่อหนึ่งหน่วยมวล ดังนั้นปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่เกิดขึ้นเองสำหรับก้อนมวลนี้คือ

$$\rho\bar{Q}(dxdy) \tag{2.57}$$

และจากรูปที่ 2.9 ปริมาณฟลักซ์สุทธิอันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อนในทิศแกน x ผ่านขอบ dy ทั้งทางด้านซ้ายและขวาของก้อนมวล คือ

$$\left[q_x - \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x}dx\right)\right]dy = -\frac{\partial q_x}{\partial x}dxdy \tag{2.58}$$

เช่นเดียวกัน ปริมาณฟลักซ์สุทธิอันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อนในทิศแกน y ผ่านขอบ dx ทั้งด้านล่างและบนของก้อนมวล คือ

$$\left[q_y - \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y}dy\right)\right]dx = -\frac{\partial q_y}{\partial y}dxdy \tag{2.59}$$

ดังนั้น ปริมาณฟลักซ์ความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นบนก้อนมวลนี้ คือ

$$B = \left[\rho\bar{Q} - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y}\right]dxdy \tag{2.60}$$

จากกฎของฟูริเยร์ (Fourier's Law) ปริมาณฟลักซ์ความร้อน q_x และ q_y แปรผันอยู่กับความชันของอุณหภูมิ (Temperature gradient) ดังนี้

$$q_x = -k\frac{\partial T}{\partial x} \text{ และ } \quad q_y = -k\frac{\partial T}{\partial y} \tag{2.61}$$

โดยที่ k คือ เป็นค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity) ของของไหล

แทนสมการ (2.61) ในสมการ (2.60) จะได้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$B=\left[\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)\right]dxdy \tag{2.62}$$

ส่วนพจน์ A ซึ่งแทนอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานในก้อนมวล ประกอบด้วยพลังงานภายใน (Internal energy) ซึ่งเกิดการเคลื่อนไหวของโมเลกุลภายในของไหลนั้น และพลังงานจลน์ (Kinetic energy) ซึ่งเกิดขึ้นเองจากของไหลนั้นเกิดการไหล หาก e แทนพลังงานภายใน และ $V^2/2$ คือพลังงานจลน์ที่ก้อนมวลที่ก้อนมวลนั้นไหลด้วยความเร็ว V ดังนั้นพลังงานรวม (Total energy) คือ $e+\left(V^2/2\right)$ ซึ่งมีหน่วยต่อหนึ่งหน่วยมวล เนื่องจากปริมาณมวลทั้งหมดของก้อนมวลนี้คือ $\rho\,dxdy$ ดังนั้นพจน์ A คือ

$$A=\rho\frac{D}{Dt}\left(e+\frac{V^2}{2}\right)dxdy \tag{2.63}$$

แทนสมการ (2.63), (2.62) และ (2.56) ในสมการ (2.51) แล้วหารด้วย $dxdy$ ตลอด จะได้สมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน ดังนี้

$$\begin{aligned}\rho\frac{D}{Dt}\left(e+\frac{V^2}{2}\right)&=\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\frac{\partial(up)}{\partial x}\\&-\frac{\partial(vp)}{\partial y}+\frac{\partial(u\sigma_x)}{\partial x}+\frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y}+\frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x}+\frac{\partial(v\sigma_y)}{\partial y}+\rho\vec{f}\cdot\vec{V}\end{aligned} \tag{2.64}$$

สมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน (2.64) อยู่ในรูปแบบของค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ ซึ่งจำเป็นต้องเปลี่ยนให้อยู่ในรูปแบบของค่าอนุพันธ์ธรรมดาจึงจะสามารถใช้ร่วมกับสมการเชิงอนุรักษ์มวล และสมการเชิงอนุรักษ์โมเมนตัมได้ ค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ในสมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน (2.64) นี้กระทำบนทั้งพจน์ของพลังงานภายใน e และพจน์ของพลังงานจลน์ $V^2/2$ ดังนั้นเพื่อให้ง่ายแก่ความเข้าใจในการประดิษฐ์สมการต่อไปจึงขอแสดงขั้นตอนการแปลงรูปของค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ของพลังงานภายใน e แต่เพียงอย่างเดียวก่อน โดยเริ่มจากการคูณสมการ (2.32) และ (2.33) ด้วยความเร็ว u และ v ตามลำดับ จะได้

$$\rho\frac{D\left(u^2/2\right)}{Dt}=-u\frac{\partial p}{\partial x}+u\frac{\partial\sigma_x}{\partial x}+u\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}+\rho uf_x \tag{2.65}$$

$$\rho\frac{D\left(v^2/2\right)}{Dt}=-v\frac{\partial p}{\partial y}+v\frac{\partial\sigma_y}{\partial y}+v\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x}+\rho vf_y \tag{2.66}$$

นำสมการทั้งสองนี้มารวมกัน และเนื่องจาก $u^2+v^2=V^2$ จะได้

$$\begin{aligned}\rho\frac{D\left(V^2/2\right)}{Dt}&=-u\frac{\partial p}{\partial x}-v\frac{\partial p}{\partial y}+u\left(\frac{\partial\sigma_x}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}\right)\\&+v\left(\frac{\partial\sigma_y}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x}\right)+\rho\left(uf_x+vf_x\right)\end{aligned} \tag{2.67}$$

นำสมการ (2.67) ที่ได้นี้ไปลบออกจากสมการ (2.64) โดยใช้ $\rho\vec{f}\cdot\vec{V}=\rho\left(uf_x+vf_x\right)$ จะได้

$$\begin{aligned}\rho\frac{De}{Dt}&=\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)\\&+\sigma_x\frac{\partial u}{\partial x}+\tau_{yx}\frac{\partial u}{\partial y}+\sigma_y\frac{\partial v}{\partial y}+\tau_{xy}\frac{\partial v}{\partial x}\end{aligned} \tag{2.68}$$

จากสมการ (2.68) พจน์ทางด้านซ้ายมือประกอบด้วยค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ที่กระทำบนพลังงานภายใน e แต่เพียงอย่างเดียว ซึ่งสามารถเขียนให้สั้นลงได้อีก เนื่องจากในความเป็นจริง τ_{yx} จำเป็นต้องเท่ากับ τ_{xy} เพราะไม่เช่นนั้นก้อนมวลเล็ก ๆ ในรูปที่ 2.9 จะเกิดการหมุนรอบตัวเอง หากขนาดของก้อนมวล dx และ dy ลู่เข้าสู่ศูนย์ ดังนั้นสมการ (2.68) จึงกลายเป็น

$$\begin{aligned}\rho\frac{De}{Dt}&=\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)\\&+\sigma_x\frac{\partial u}{\partial x}+\sigma_y\frac{\partial v}{\partial y}+\tau_{yx}\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)\end{aligned} \tag{2.69}$$

จากนั้นแทนค่าความเค้นต่าง ๆ ในสมการ (2.70) นี้ในรูปแบบของความเร็วโดยใช้สมการ(2.46)-(2.48) จะได้

$$\rho\frac{De}{Dt}=\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)$$
$$+\lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\mu\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right] \quad (2.70)$$

พจน์ค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ของพลังงานภายในสามารถเปลี่ยนรูปให้อยู่ในรูปแบบของอนุพันธ์ธรรมดาได้ โดยเริ่มจากคำจำกัดความของค่าอนุพันธ์สัมบูรณ์ $D/Dt=\partial/\partial t+\left(\vec{V}\cdot\vec{\nabla}\right)$ ประยุกตเข้ากับค่าพลังงานภายใน e แล้วคูณตลอดสมการด้วยค่าความหนาแน่น ρ จะได้

$$\rho\frac{De}{Dt}=\rho\frac{\partial e}{\partial t}+\rho\vec{V}\cdot\vec{\nabla}e \quad (2.71)$$

และ $$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t}=\rho\frac{\partial e}{\partial t}+e\frac{\partial\rho}{\partial t} \quad (2.72)$$

ดังนั้น $$\rho\frac{\partial e}{\partial t}=\frac{\partial(\rho e)}{\partial t}-e\frac{\partial\rho}{\partial t} \quad (2.73)$$

จากความสัมพันธ์ของการประยุกต์ไดเวอร์เจนซ์ (Divergence) ลงบนผลคูณของปริมาณสเกลาร์ (Scalar) และปริมาณเวกเตอร์ (Vector)

$$\vec{\nabla}\cdot\left(\rho e\vec{V}\right)=e\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right)+\left(\rho\vec{V}\right)\cdot\vec{\nabla}e \quad (2.74)$$

ดังนั้น $$\rho\vec{V}\cdot\vec{\nabla}e=\vec{\nabla}\cdot\left(\rho e\vec{V}\right)-e\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right) \quad (2.75)$$

แทนสมการ (2.73) และ (2.75) ลงในสมการ (2.71) แล้วจัดรูป จะได้

$$\rho\frac{De}{Dt}=\frac{\partial(\rho e)}{\partial t}-e\left[\frac{\partial\rho}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho\vec{V}\right)\right]+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho e\vec{V}\right) \quad (2.76)$$

จากสมการ (2.76) ผลรวมของพจน์วงเล็บสี่เหลี่ยมมีค่าเท่ากับศูนย์ตามสมการเชิงอนุรักษ์มวล ดั้งนั้นจึงได้ว่า

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$\rho\frac{De}{Dt}=\frac{\partial(\rho e)}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho e\vec{V}\right) \tag{2.77}$$

แทนสมการ (2.77) ลงในสมการ (2.70) จะได้

$$\begin{aligned}\frac{\partial(\rho e)}{\partial t}+\vec{\nabla}\cdot\left(\rho e\vec{V}\right)&=\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)\\&+\lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\mu\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right]\end{aligned} \tag{2.78}$$

สมการ (2.78) เป็นสมการเชิงอนุรักษ์พลังงานที่เขียนให้อยู่ในรูปของพลังงานภายใน e แต่เพียงอย่างเดียว แต่เนื่องจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานทั้งหมดภายในก้อนมวลนั้นประกอบด้วยพลังงานภายใน e และพลังงานจลน์ $V^2/2$ ดังนั้น พจน์เชิงอนุพันสัมบูรณ์ทางด้านซ้ายมือของสมการ(2.64) สามารถเขียนรูปแบบของพจน์เชิงอนุพันธ์ธรรมดาได้เช่นกัน ด้วยการเปลี่ยนพจน์พลังงานภายใน e เป็นพจน์พลังงานรวม $e+\left(V^2/2\right)$ จะได้

$$\rho\frac{D\left(e+V^2/2\right)}{Dt}=\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho\left(e+\frac{V^2}{2}\right)\right]+\vec{\nabla}\cdot\left[\rho\left(e+\frac{V^2}{2}\right)\vec{V}\right] \tag{2.79}$$

แทนสมการ (2.79) ลงในสมการ (2.64) จะได้

$$\begin{aligned}&\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho\left(e+\frac{V^2}{2}\right)\right]+\vec{\nabla}\cdot\left[\rho\left(e+\frac{V^2}{2}\right)\vec{V}\right]=\rho\bar{Q}+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)\\&+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\frac{\partial(up)}{\partial x}-\frac{\partial(vp)}{\partial y}+\frac{\partial\left(u\sigma_x\right)}{\partial x}+\frac{\partial\left(u\tau_{yx}\right)}{\partial y}+\frac{\partial\left(v\tau_{xy}\right)}{\partial x}\\&+\frac{\partial\left(v\sigma_y\right)}{\partial y}+\rho\vec{f}\cdot\vec{V}\end{aligned} \tag{2.80}$$

จากสมการ (2.80) เป็นสมการอนุรักษ์พลังงานที่เขียนในรูปของพลังงานรวม $e+\left(V^2/2\right)$ หากพิจารณาสมการจะเห็นได้ว่าในแต่ละพจน์นั้นมีความซับซ้อนเชิงคณิตศาสตร์ พจน์ส่วนใหญ่เป็นแบบไม่เชิงเส้น ซึ่งจะเป็นผลต่อเนื่องต่อความซับซ้อนในการประยุกต์ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

จากสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยซึ่งประกอบด้วยสมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัมในทิศแกน x และแกน y และสมการอนุรักษ์พลังงาน แสดงให้เห็นถึงความยากที่จะแก้ด้วยการวิเคราะห์โดยวิธีทางคณิตศาสตร์แต่เพียงอย่างเดียวเพื่อหาผลเฉลยแม่นตรง (Exact solution) จนกระทั่งปัจจุบันนี้ก็ยังไม่พบว่าสามารถหาผลเฉลยแม่นตรงสำหรับปัญหาการไหลโดยทั่วไปที่ครอบคลุมด้วยระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยทั้งสี่นี้ได้

การปัญหาพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) จึงได้เข้ามามีบทบาทเป็นอย่างมากในปัจจุบัน เพราะหากสามารถแก้ระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยนี้ได้แล้ว จะพบความหลากหลายของผลลัพธ์ซึ่งแสดงถึงลักษณะของการไหลที่นำไปสู่ความเข้าใจในปัญหานั้นได้เป็นอย่างดี

2.6 การจำลองเชิงตัวเลข (CFD) สำหรับการไหลภายในที่ให้ความร้อน

การจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics: CFD) เป็นเทคนิคที่พัฒนาขึ้นเพื่อแก้สมการทางกายภาพซับซ้อนในรูปแบบเชิงตัวเลขและแปลงเป็นผลลัพธ์เชิงปริมาณที่สามารถตีความได้ (Versteeg & Malalasekera, 2007) CFD จึงเป็นเครื่องมือที่เหมาะสมในการศึกษาและออกแบบระบบการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ โดยเฉพาะกรณีที่ใช้ท่อโลหะซึ่งถูกทำความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ซึ่งมีลักษณะการถ่ายเทที่เป็น Conjugate heat transfer (CHT) และ Boundary condition ที่ไม่สม่ำเสมอ

ข้อได้เปรียบหลักของ CFD คือ สามารถแสดงผลการกระจายความเร็ว ความดัน และอุณหภูมิในเชิงสามมิติได้โดยไม่ต้องพึ่งพาการวัดจริงที่มักทำได้ยากและมีค่าใช้จ่ายสูง การจำลองยังช่วยลดจำนวนการทดลองที่ต้องทำจริง ทำให้สามารถสร้างแบบจำลองเชิงสถิติ (DOE–RSM) และกระบวนการตัดสินใจหลายเกณฑ์ (MCDM) ได้มีความครอบคลุมมากขึ้น

2.6.1 กรอบแบบจำลอง

การคำนวณ CFD อาศัยสมการอนุรักษ์หลัก ได้แก่ สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation), สมการโมเมนตัม (Navier–Stokes Equations) และสมการพลังงาน (Energy Equation) โดยเฉพาะในท่อที่มีการไหลแบบ Fully developed สมการเหล่านี้จะถูกแก้ผ่านวิธี Finite volume method (Versteeg & Malalasekera, 2007)

เมื่อ Reynolds number สูงกว่า 2,300 การไหลจะเข้าสู่สภาวะปั่นป่วน จำเป็นต้องใช้ Turbulence models เพื่อประมาณค่า Reynolds stresses ซึ่งเป็นผลจากการแกว่งของการไหลย่อยที่ไม่สามารถคำนวณตรง ๆ ได้ (White, 2011)

- Standard $k-\varepsilon$ model: ให้ผลแม่นยำพอสมควรใน Fully developed Turbulence แต่ไม่ดีนักใน Near-wall region

- RNG และ Realizable $k-\varepsilon$: ปรับปรุงให้ทำนาย Swirling และ Separation flows ได้ดีขึ้น

- $k-\omega$ และ SST $k-\omega$: เหมาะสำหรับการวิเคราะห์ใกล้ผนังและ Boundary layer ที่บางมาก โดย SST $k-\omega$ ได้รับการยอมรับว่าให้ความแม่นยำสูงสุดในกรณี Conjugate heat transfer (Menter, 1994; Wilcox, 2006)

2.6.2 Near-Wall Treatment และ y^+ Mapping

ความถูกต้องของการถ่ายเทความร้อนที่จำลองขึ้นอยู่กับ Near-wall mesh resolution ค่า y^+ เป็นตัวบ่งบอกตำแหน่งของ Node แรกที่ใกล้ผนังมากที่สุด โดยขึ้นอยู่กับ Turbulence model ที่เลือกใช้ (ANSYS Fluent Theory Guide, 2023; SolidWorks Flow Simulation Technical Reference, 2021)

- หากใช้ Standard $k-\varepsilon$ ต้องมี $y^+>30$ เพื่อให้ node แรกอยู่ใน Log-law region

- หากใช้ SST $k-\omega$ ต้องการ $y^+\approx1$ เพื่อคำนวณตรงถึงชั้น Laminar sublayer

ดังนั้น y^+ mapping คือการตรวจสอบคุณภาพ Mesh เพื่อให้แน่ใจว่า Grid ใกล้ผนังถูกสร้างอย่างเหมาะสม ซึ่งเป็นปัจจัยที่ส่งผลโดยตรงต่อค่าความร้อนที่จำลองได้ เช่น h และ Nu

2.6.3 การทวนสอบ (Validation) และการตรวจสอบ (Verification)

Verification (V) เป็นการตรวจสอบ Numerical accuracy โดยทั่วไปใช้ Grid independence test คือ สร้าง Mesh 3 ระดับ (หยาบ–กลาง–ละเอียด) แล้วตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรสำคัญ เช่น Nu และ ΔP หากผลลัพธ์เปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 1–2% เมื่อ Mesh ละเอียดขึ้น แสดงว่า Simulation ได้ Mesh resolution ที่เพียงพอ (ASME V&V 20, 2009)

Validation (V) เป็นการตรวจสอบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สะท้อนพฤติกรรมจริง โดยเปรียบเทียบผล CFD กับข้อมูลการทดลองหรือตัวสมการสหสัมพันธ์มาตรฐาน เช่น Gnielinski correlation (1976) สำหรับ Nusselt number หรือ Blasius friction factor สำหรับ Reynolds number ต่ำกว่า 10^5 หากผล CFD ใกล้เคียงกับข้อมูลเหล่านี้ ถือว่า Model ผ่าน Validation

2.6.4 การถ่ายเทความร้อนแบบ Conjugate (CHT)

สำหรับกรณีท่อโลหะเหนี่ยวนำ ความร้อนเกิดขึ้นจากภายในเนื้อวัสดุผ่านกระบวนการ Eddy current heating ก่อนถ่ายโอนสู่อากาศ การวิเคราะห์ CFD จึงต้องพิจารณา Conjugate heat transfer (CHT) ซึ่งเป็นการแก้ Coupling ของ conduction ใน Solid domain และ Convection ใน Fluid domain ไปพร้อมกัน (Incropera et al., 2011)

การละเลย CHT และใช้เพียง Constant wall heat flux boundary condition อาจทำให้ผลการจำลองแตกต่างจากความจริง โดยเฉพาะในระบบที่ผนังมีความหนาและคุณสมบัติการนำความร้อนสูง เช่น เหล็กกล้าคาร์บอน

2.6.5 ข้อจำกัดของ CFD

แม้ว่า CFD จะมีศักยภาพสูง แต่ยังมีข้อจำกัด เช่น:

- Mesh sensitivity: หาก Mesh ไม่ละเอียดพอ ผลจะไม่แม่นยำ โดยเฉพาะค่าการถ่ายเทใกล้ผนัง

- Model dependence: ผลขึ้นกับ Turbulence model ที่เลือก เช่น $k-\varepsilon$ ให้ผลแตกต่างจาก SST $k-\omega$ ใน Near-wall region

- Computational cost: ปัญหาขนาดใหญ่ต้องใช้คอมพิวเตอร์สมรรถนะสูงและเวลาจำลองนานมาก (Ferziger, Perić, & Street, 2020)

ดังนั้นจึงควรใช้ CFD ร่วมกับการทวนสอบจากการทดลอง เพื่อสร้างความเชื่อมั่นในผลลัพธ์

2.6.6 Grid Independence Test

การทำ Grid independence test เป็นหัวใจสำคัญของขั้นตอน Verification เนื่องจาก Mesh ที่หยาบเกินไปอาจให้ผลลัพธ์ที่ผิดเพี้ยน การทดสอบทำได้โดยสร้าง mesh หลายระดับ เช่น 200k, 400k, 800k cells และเปรียบเทียบค่าตัวแปรหลัก (เช่น Nu, f, หรือ ΔP) หากผลลัพธ์ไม่เปลี่ยนเกิน ±2% เมื่อ Mesh ละเอียดขึ้น แสดงว่า Mesh resolution นั้นเพียงพอสำหรับการจำลอง (ASME V&V 20, 2009)

ตัวอย่างเช่น งานของ Guo, Xu, and Li (2016) รายงานว่า Nu ที่ได้จาก Mesh 600k และ 1.2M cells แตกต่างกันเพียง 1.1% ทำให้สามารถเลือกใช้ Mesh 600k เพื่อลด Computational cost ได้โดยไม่เสียความแม่นยำ

2.6.7 Validation Case Studies (SolidWorks/ANSYS)

การ Validation ทำได้โดยการเปรียบเทียบผล CFD กับค่าทดลองหรือ Correlation ที่ยอมรับแล้ว เช่น

- SolidWorks Flow Simulation: มักใช้ Validation กับกรณีท่อเรียบ โดยเปรียบเทียบกับ Gnielinski correlation และ Blasius equation

- ANSYS Fluent: ใช้ Validation ทั้งกับข้อมูลทดลองของท่อเรียบและท่อเสริม เช่น Twisted tape หรือ Baffles โดยเปรียบเทียบ Nu–Re และ f–Re curves กับค่าที่ตีพิมพ์ในวรรณกรรม (Sundar, Sharma, Naik, & Singh, 2012)

2.7 กระบวนการสร้างแบบจำลอง CFD ด้วยคอมพิวเตอร์

การสร้างแบบจำลอง CFD (Computational Fluid Dynamics) สำหรับการศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อโลหะที่ถูกให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า จำเป็นต้องอาศัยกระบวนการที่เป็นระบบ ตั้งแต่การเตรียมข้อมูลและการสร้างเรขาคณิต ไปจนถึงการกำหนดสภาพขอบเขต การวิเคราะห์ผลลัพธ์ และการทวนสอบความถูกต้อง โดยทั่วไปสามารถแบ่งออกเป็น 3 ระยะสำคัญ ดังแสดงในแผนภาพที่ 2.10



รูปที่ 2.10 แผนภาพแสดงขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมคำนวณพลศาสตร์ของไหล

2.7.1 กระบวนการขั้นต้น (Pre-processor)

กำหนดลักษณะรูปร่างของปัญหา สร้างโดเมนของการไหลที่ต้องการทำการวิเคราะห์ ประกอบด้วยขั้นตอนนับตั้งแต่การสร้างเส้นขอบ พื้นผิว รวมไปถึงการสร้างปริมาตรหากเป็นการไหลในสามมิติ จากนั้นจึงแบ่งโดเมนของการไหลที่ได้สร้างขึ้นนี้ออกเป็นเอลิเมนต์เล็ก ๆ หรือออกเป็นตาราง (Mesh) ย่อย ๆ โดยเส้นตารางเหล่านี้ตัดกันที่จุดต่อ (Grid หรือ Node) ซึ่งเป็นตำแหน่งที่จะคำนวณหาค่าผลลัพธ์ของการไหล แล้วจึงกำหนดคุณสมบัติของของไหล และเงื่อนไขขอบเขต (Boundary condition) สำหรับปัญหานั้น เป็นขั้นตอนที่ง่ายแต่มักใช้เวลาในการที่มาก เนื่องจากปัญหาการไหลทางวิศวกรรมโดยส่วนใหญ่จะมีความซับซ้อน ผนวกกับต้องคำนึงถึงการสร้างจำนวนจุดต่อ หรือขนาดของเอลิเมนต์ที่เหมาะสม เพื่อให้ได้ค่าความถูกต้องของคำตอบของปัญหาอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ และใช้เวลาในการคำนวณที่ไม่นานเกินไป

2.7.2 ขั้นตอนการวิเคราะห์ (Analysis)

การแบ่งโดเมนของการไหลออกเป็นเอลิเมนต์ขนาดเล็กหรือเป็นตารางที่มีความถี่มากจนเกินไป ก่อให้เกิดจำนวนจุดต่อที่ไม่รู้ค่ามากขึ้นตามไปด้วย อันเป็นผลเกี่ยวเนื่องต่อเวลาที่ใช้ในการคำนวณ แต่ในทางตรงกันข้าม ก็จะนำไปสู่ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำ (Solution accuracy) สูงมากขึ้น ซึ่งแนวความคิดของการแบ่งโดเมนของการไหลออกเป็นเอลิเมนต์หรือตารางเล็ก ๆ ก็เพื่อสามารถใช้ฟังก์ชันแบบง่าย ๆ สำหรับแทนลักษณะของการไหลผ่านเอลิเมนต์หรือตารางเล็ก ๆ นั้น ในระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยของการไหล ผนวกเข้ากับกระบวนการทางคณิตศาสตร์เพื่อลดค่าผิดพลาดก่อให้เกิดระบบสมการทางพีชคณิต ขนาดใหญ่ที่จำเป็นต้องแก้โดยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข โดยการคำนวณพลศาสตร์ของไหลมีระเบียบวิธี ดังนี้

- ระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference Method, FDM) เป็นการใช้อนุกรมเทย์เลอร์ (Taylor series) เพื่อประมาณพจน์เชิงอนุพันธ์ที่ปรากฏอยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์ย่อยด้วยค่าที่จุดต่อ ณ ตำแหน่งที่พิจารณาและจุดต่อข้างเคียง ซึ่งส่งผลให้สมการของระบบที่อยู่ในรูปสมการอนุพันธ์ย่อยบางส่วนกลายเป็นสมการผลต่าง (Difference equation) ของตัวไม่ทราบค่าที่จุดต่อต่างๆ ระเบียบวิธีดังกล่าวมีขั้นตอนที่ไม่ซับซ้อน แต่มีข้อจำกัดคือไม่สามารถใช้กับการวิเคราะห์หรือแก้ปัญหาที่มีความซับซ้อน

- ระเบียบวิธีการไฟไนต์อิลิเมนต์ (Finite Element Method, FEM) เป็นวิธีการแบ่งปัญหาออกเป็นส่วนที่มีขนาดต่างกัน โดยสร้างสมการสำหรับแต่ละส่วนที่ตั้งอยู่บนพื้นฐานที่ว่าสมการที่สร้างขึ้นต้องสอดคล้องกับสมการเชิงอนุพันธ์ของปัญหาที่พิจารณาอยู่ เมื่อทำการประยุกต์ปัญหาเข้ากับเงื่อนไข จะได้คำตอบโดยประมาณของค่าที่ต้องการที่ตำแหน่งจุดต่อ

- ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (Finite Volume Method, FVM) เป็นวิธีที่ถูกพัฒนามาจากวิธีผลต่างสืบเนื่อง หาคำตอบโดยการอินทิเกรดสมการของปัญหาตลอดปริมาตรควบคุม ซึ่งเป็นขั้นพื้นฐานของการพิจารณากฎการอนุรักษ์ปริมาณที่ไหลผ่านเข้าออกปริมาตรควบคุมนั้น หลังจากนั้น เขียนสมการเชิงอนุพันธ์ของปัญหาให้อยู่ในรูปของสมการผลต่าง และหาค่าเฉลยโดยประมาณที่ตำแหน่งต่างๆ โดยวิธีการทำซ้ำ

ปัจจุบันจึงมีการนิยมใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่องมากกว่าระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง เนื่องจากสามารถแก้ปัญหาที่มีลักษณะรูปร่างซับซ้อน เช่นเดียวกับปัญหาทางวิศวกรรมโดยส่วนใหญ่

2.7.3 กระบวนการขั้นท้าย (Post-processor)

ผลลัพธ์ที่ได้จากขั้นตอนของการวิเคราะห์ปัญหาการไหล โดยปกติมักประกอบด้วยความเร็วย่อยในทิศแกนต่าง ๆ ความดัน และอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งใด ๆ ในโดเมนของปัญหานั้น ผลลัพธ์ที่คำนวณได้ล้วนอยู่ในรูปของค่าตัวเลข และมีจำนวนมากตามจำนวนของจุดต่อ ดังนั้นจึงแทบเป็นไปไม่ได้ที่จะดูเพียงแค่ตัวเลขเหล่านี้แล้วก่อให้เกิดความเข้าใจในความหมายทางกายภาพของสภาวะการไหล โดยเฉพาะหากเป็นปัญหาในสามมิติ การสร้างผลลัพธ์เหล่านี้ออกมาในรูปของกราฟิกจึงมีความจำเป็นเป็นอย่างยิ่งเพื่อง่ายต่อการทำความเข้าใจ และการนำเสนอผลของการวิเคราะห์ปัญหาได้อย่างสวยงาม ซึ่งสามารถแสดงได้หลายรูปแบบ เช่น การพล็อตเวกเตอร์แสดงลักษณะทิศทางของการไหล หรือสภาวะการหมุนวนของการไหล ณ ตำแหน่งต่าง ๆ การพล็อตด้วยเส้นชั้น (Contour lines) ซึ่งการพล็อตเหล่านี้อาจแสดงด้วยสีต่าง ๆ กัน (Color contours)

จากการทบทวนเอกสารที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในการสร้างแบบจำลองวิเคราะห์ปัญหาการไหลของของไหล แบบจำลองในกระบวนการอบแห้ง การถ่ายเทความร้อน รวมถึงแบบจำลองในการวิเคราะห์ปัญหาการเหนี่ยวนำความร้อน

อนุสรณ์ สุขเกษม (2550) เสนอผลของการศึกษาทั้งการทดลอง และการคำนวณเชิงตัวเลขเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนของกลุ่มครีบทรงกระบอกที่มีปลายค่อยๆ เล็กลง ครีบมีลักษณะการเรียงตัวแบบเรียงแถว และแบบสลับแถว ทำจากอลูมิเนียม ทดสอบภายใต้สภาวะการให้ความร้อนคงที่ ค่าเลขเรย์โนลด์ และค่าฟลักซ์ความร้อนอยู่ในช่วง 1000-9000 และ 0.91-3.64 kW/m^2 ตามลำดับ ส่วนการวิเคราะห์เชิงตัวเลขใช้ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่องด้วยโปรแกรม FLUENT 6.0 แบบจำลอง $k-\varepsilon$ มาตรฐาน ในการวิเคราะห์ลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน โดยมีการวางกริดในระบบแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured grid) ในรูปแบบ 3 มิติ โดยนำผลที่ได้จากการคำนวณมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ซึ่งพบว่า อุณหภูมิทางออกเฉลี่ย อุณหภูมิผิวชุดครีบเฉลี่ย มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น และมีค่าน้อยลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศ ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าเลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้น เมื่อค่าฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น และมีค่าสูงขึ้นโดยแปรตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศ โดยถ่ายเทความร้อนในส่วนของครีบที่มีลักษณะการเรียงตัวแบบสลับแถวดีกว่าแบบเรียงแถวอันเกิดจากการไหลวนของอากาศ

พันธกานต์ เถระวัตร์ และรังสิวุฒิ พริ้งวานิช (2559) เสนอการวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนในสองมิติภายใต้สถานะอยู่ตัวด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยทำการวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนด้วยโปรแกรม SS.HEAT2D เทียบกับผลเฉลยแม่นตรง ได้แก่ ปัญหาแผ่นโลหะสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีอุณหภูมิสามด้านเป็นศูนย์และอีกด้านหนึ่งมีอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงตามความยาว พบว่าค่าความคาดเคลื่อนของโปรแกรม S.S. HEAT 2D มีค่าเท่ากับ 4.27% เมื่อใช้เอลิเมนต์ขนาด 0.05, ปัญหาวงแหวนเจาะรูที่มีอุณหภูมิขอบนอกและขอบในที่ต่างกันและมีการนำความร้อน พบว่าค่าความคาดเคลื่อนของโปรแกรม S.S.HEAT 2D มีค่าเท่ากับ 0.47 % เมื่อใช้เอลิเมนต์ขนาด 0.25 และปัญหาของแผ่นโลหะที่มีอุณหภูมิตลอดขอบด้านซ้าย ขอบด้านขวาไม่เท่ากัน มีการกำหนดฟลักซ์ความร้อนเข้าตลอดขอบบนและขอบล่าง และมีการผลิตความร้อนในตัวเอง พบว่าค่าความคาดเคลื่อนของโปรแกรม S.S.HEAT 2D มีค่าเท่ากับ 0.05 % เมื่อเทียบกับผลเฉลยแม่นตรง ส่วนการวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนกับโปรแกรมที่มีผู้ทำการคำนวณไว้แล้ว

ปรีดา ปรากฏมาก (2562) เสนอแนวทางการคำนวณของพลศาสตร์ของไหล ควบคู่ไปกับวิธีการคำนวณอนุภาคไม่ต่อเนื่อง (CFD-DEM) เพื่อจำลองพฤติกรรมและอันตรกิริยาระหว่างของไหลกับอนุภาคของแข็งในเครื่องอบแห้งฟลูอิไดซ์เบดแบบต่อเนื่อง โดยแบบจำลอง DEM ถูกใช้เพื่อจำลองระบบอนุภาคแบบเม็ด ในขณะที่ CFD ใช้ในการจำลองการไหลของของไหลโดยการแก้สมการ

Navier-Stokes อิทธิพลของความเร็วอากาศ อัตราการไหลเชิงมวล อุณหภูมิของอนุภาค และระยะเวลาการเคลื่อนที่ของอนุภาคภายในห้องอบแห้ง (Residence time) ที่มีผลต่อกระบวนการอบแห้ง จากการสร้างแบบจำลองทำให้ทราบพฤติกรรมการไหลของของไหล (Gas) และการเคลื่อนที่ของอนุภาคในระบบในระบบฟลูอิไดซ์เบดแบบต่อเนื่องได้

ปรเมนทร์ มาลีหวล (2554) ได้สร้างแบบจำลองการไหลของอากาศภายในตู้อบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์แบบรับรังสี แบบ 2 มิติ และ 3 มิติ เพื่อศึกษาลักษณะการไหลของอากาศ การกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศ เปรียบเทียบผลจากการทดลองกับการจำลองด้วยการไหลเชิงพลศาสตร์ พบว่า การกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศภายในตู้อบแห้งแปรผันตรงกับพลังงานแสงอาทิตย์ที่ผ่านเข้ามาภายในตู้อบแห้ง โดยสมการความหนืด The RNG $k-\varepsilon$ model สามารถจำลองการไหลของอากาศได้ดีกว่าสมการความหนืด The Standard $k-\varepsilon$ model และผลของศึกษาในกรณี 2 มิติ จะมีผลใกล้เคียงกับกรณี 3 มิติ และประหยัดเวลาในการจำลองมากกว่า

Kranjc, M., Zupanic, A., Miklavcic, D., and Jarm, T. (2010) เสนอการวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ของกระบวนการทำความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแก่โลหะตันทรงกระบอก ที่ถูกทำความร้อนด้วยขดลวดเหนี่ยวนำแบบสมมาตร เปรียบเทียบผลการจำลองกับการทดลองด้วยการถ่ายภาพความร้อน โดยศึกษา 3 เงื่อนไขที่มีระดับแรงดันไฟฟ้าที่แตกต่างกัน การคำนวณพิจารณาคุณสมบัติของวัสดุที่ขึ้นกับอุณหภูมิและไม่ขึ้นกับอุณหภูมิ พบว่าคุณสมบัติของวัสดุที่ขึ้นกับอุณหภูมิส่งผลต่อความแม่นยำในการคาดการณ์การกระจายความร้อน โดยเฉพาะเมื่ออุณหภูมิใกล้เคียง 230 °C แบบจำลองที่ใช้คุณสมบัติของวัสดุที่ขึ้นกับอุณหภูมิสามารถทำนายอุณหภูมิได้แม่นยำกว่าการใช้คุณสมบัติที่ไม่ขึ้นกับอุณหภูมิ

Di Luozzo, N., Fontana, M., and Arcondo, B. (2012) เสนอการวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการทดลองของการกระจายความร้อนในกระบอกเหล็กกลวงที่ได้รับการทำความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าแบบพาราแมกเนติก (Paramagnetic heating) ผลการทดลองและการจำลองแสดงให้เห็นว่าในช่วงแรกของการให้ความร้อน อุณหภูมิพื้นผิวด้านนอกของกระบอกโลหะที่ถูกเหนี่ยวนำจะสูงกว่าด้านใน แต่เมื่อเวลาผ่านไป อุณหภูมิด้านในจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นและสูงกว่าด้านนอก โดยเฉพาะในช่วงเวลาหลังของกระบวนการ และยังพบว่าระยะห่างระหว่างขดลวดเหนี่ยวนำกับชิ้นงานส่งผลต่อการกระจายอุณหภูมิ โดยที่ระยะห่างน้อยจะทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นกว่าที่ระยะห่างมากขึ้น นอกจากนี้ ผลการจำลองเชิงตัวเลขยังสอดคล้องกับผลการทดลอง โดยมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 15%

2.8 ระเบียบวิธีเชิงสถิติ DOE และ RSM

การออกแบบการทดลอง (Design of Experiments: DOE) และระเบียบวิธีพื้นผิวการตอบสนอง (Response Surface Methodology: RSM) เป็นเครื่องมือเชิงสถิติที่ได้รับการพัฒนามาเพื่อช่วยในการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างปัจจัยนำเข้า (Independent variables) กับค่าตอบสนอง (Responses) ในระบบที่ซับซ้อน (Montgomery, 2017) แนวคิดสำคัญคือการลดจำนวนการทดลองหรือการจำลองที่ต้องทำจริง แต่ยังคงสามารถอธิบายความสัมพันธ์ของระบบได้ครอบคลุมและแม่นยำ โดยเฉพาะในงานวิศวกรรมความร้อนและกลศาสตร์ของไหล ที่มีตัวแปรจำนวนมากและการทดลองจริงมักสิ้นเปลืองเวลาและต้นทุนสูง

2.8.1 แนวคิด DOE และ RSM

DOE คือ กระบวนการวางแผนการทดลองอย่างเป็นระบบเพื่อให้ได้ข้อมูลที่สามารถใช้ประเมินอิทธิพลของตัวแปรนำเข้าและปฏิสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรเหล่านั้นต่อผลลัพธ์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Montgomery, 2017) ส่วน RSM เป็นเทคนิคการสร้างแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์โดยประมาณค่าพื้นผิวการตอบสนอง (Response surface) ด้วยสมการพหุนามดีกรีสองที่ครอบคลุมทั้งเทอมเชิงเส้น, กำลังสอง, และปฏิสัมพันธ์ (Myers, Montgomery, & Anderson-Cook, 2016) สมการทั่วไปของ RSM สามารถเขียนได้สมการ 2.81 (Box & Draper, 2007)

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^{k} \beta_i x_i + \sum_{i=1}^{k} \beta_{ii} x_i^{\,2} + \sum_{i<j} \beta_{ii} x_i x_j + \varepsilon \qquad (2.81)$$

โดยที่ y คือ Response

x_i คือ ตัวแปรนำเข้า

β คือ ค่าสัมประสิทธิ์

ε คือ Error term

2.8.2 การเลือกแบบการทดลอง

สำหรับงานด้านการถ่ายเทความร้อนและกลศาสตร์ของไหล การเลือกแบบการทดลองที่เหมาะสมมีความสำคัญมาก ตัวเลือกที่ใช้บ่อย ได้แก่

- Full Factorial Design: ใช้เมื่อต้องการสำรวจทุกระดับของทุกปัจจัย แต่จำนวนการทดลองจะเพิ่มขึ้นแบบทวีคูณเมื่อมีตัวแปรมากขึ้น

- Central Composite Design (CCD): นิยมมากใน RSM เนื่องจากสามารถจับพฤติกรรม Quadratic ได้โดยไม่ต้องทำการทดลองมากเท่ากับ Full Factorial

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

- Box–Behnken Design (BBD): ใช้เมื่อต้องการลดจำนวนการทดลอง แต่ยังสามารถประมาณปฏิสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรได้ครบถ้วน

2.8.3 การประมาณค่าสัมประสิทธิ์

เมื่อได้ข้อมูลจาก DOE จะทำการประมาณค่าสัมประสิทธิ์ β โดยใช้ Ordinary Least Squares (OLS) หรือวิธี Regression analysis ที่เหมาะสม การวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA) ใช้ในการตรวจสอบนัยสำคัญของตัวแปรและปฏิสัมพันธ์ โดยพิจารณาค่า $p-value$ และค่า $F-test$

ความเหมาะสมของโมเดล (Goodness of fit) จะถูกประเมินด้วยค่า R^2, R^2_{adj} และ R^2_{pred} นอกจากนี้ยังต้องตรวจสอบ Residuals เพื่อให้แน่ใจว่า Error มีการแจกแจงปกติ ความแปรปรวนคงที่ และเป็นอิสระต่อกัน (Montgomery & Runger, 2014)

2.9 การประเมินและการจัดลำดับทางเลือก (Evaluation and Ranking of Alternatives)

การออกแบบการทดลอง (DOE) และระเบียบวิธีพื้นผิวการตอบสนอง (RSM) ช่วยให้ได้แบบจำลองเชิงสถิติที่สามารถทำนายค่าตอบสนองที่สนใจได้อย่างครอบคลุมและมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตาม แบบจำลองเหล่านี้เพียงอย่างเดียวไม่สามารถตอบคำถามเชิงปฏิบัติได้ว่า รูปแบบท่อหรือการปรับปรุงใดมีความเหมาะสมที่สุดภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด เนื่องจากในความเป็นจริงเกณฑ์การประเมินมีความหลากหลายและอาจขัดแย้งกันเอง เช่น ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นมักมาพร้อมกับแรงดันตกคร่อมที่มากขึ้น ขณะที่การลดเวลาในการทำความร้อนอาจต้องแลกด้วยการใช้พลังงานที่สูงกว่า

2.9.1 การสังเคราะห์ผลจากแบบจำลองเชิงสถิติ

การสร้างแบบจำลองเชิงสถิติเป็นเครื่องมือสำคัญที่ช่วยให้นักวิจัยสามารถอธิบายและทำนายความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต้นและตัวแปรตามได้อย่างเป็นระบบ โดยเฉพาะในงานด้านวิศวกรรมความร้อนและกลศาสตร์ของไหลที่เกี่ยวข้องกับตัวแปรหลายตัว เช่น Reynolds number, รูปแบบเรขาคณิตของท่อ, เวลาในการให้ความร้อน, และค่าการใช้พลังงาน การวิเคราะห์เชิงสถิติ เช่น การวิเคราะห์การถดถอย (Regression analysis) และการวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA) ทำให้สามารถสร้างสมการทำนายที่สะท้อนแนวโน้มของระบบได้อย่างแม่นยำ (Montgomery, 2017; Myers et al., 2016)

นอกจากนี้ การสังเคราะห์ผลจากแบบจำลองยังเป็นขั้นตอนสำคัญในการแปลงข้อมูลดิบที่มีความซับซ้อนให้กลายเป็นตัวชี้วัดเชิงสังเคราะห์ เช่น ค่า Nusselt number (Nu), Friction

factor (f) และ Thermal enhancement factor (TEF) ซึ่งใช้ในการประเมินและเปรียบเทียบประสิทธิภาพของทางเลือกต่าง ๆ ได้ชัดเจนขึ้น (Incropera et al., 2011)

2.9.2 การใช้เกณฑ์การตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ (MCDM)

การประเมินทางเลือกไม่ได้พิจารณาเพียงตัวแปรเดียว แต่รวมหลายเกณฑ์เข้าด้วยกัน เช่น TEF , ΔP , เวลา, และการใช้พลังงาน โดยในงานนี้ใช้ Weighted Sum Model (WSM) เป็นหลัก ดังสมการ 2.82 (Hwang & Yoon, 1981)

$$S_i = \sum_{j=1}^{n} w_j z_{ij} \tag{2.82}$$

โดยที่ S_i คือ คะแนนรวมของทางเลือกที่ i

z_{ij} คือ ค่ามาตรฐาน (z-score) ของเกณฑ์ j

w_j คือ ค่าน้ำหนักของเกณฑ์ที่ j

นอกจากนี้ยังมีการนำวิธี TOPSIS และ AHP มาเปรียบเทียบ เพื่อให้ผลการจัดลำดับมีความแข็งแรงมากขึ้น และไม่ขึ้นกับวิธีการเพียงแบบเดียว

2.9.3 การจัดลำดับและการตีความ

เมื่อได้แบบจำลองเชิงสถิติและรวมเข้ากับ MCDM ขั้นตอนต่อไปคือการจัดลำดับ (Ranking) ทางเลือกต่าง ๆ ตามคะแนนรวม วิธีการจัดลำดับนี้ไม่เพียงบอกได้ว่ารูปแบบหรือเงื่อนไขใดดีที่สุด แต่ยังช่วยให้เห็นข้อแลกเปลี่ยน (Trade-off) ระหว่างปัจจัยต่าง ๆ

การตีความผลการจัดลำดับจำเป็นต้องเชื่อมโยงกับทฤษฎีพื้นฐานด้านกลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อน เพื่ออธิบายว่าทำไมบางรูปแบบจึงมีประสิทธิภาพเหนือกว่ารูปแบบอื่นภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน

การจัดลำดับไม่ได้มีความหมายเพียงแค่การเลือกแบบที่ดีที่สุดในเชิงตัวเลขเท่านั้น แต่ยังสะท้อนถึง ความสำคัญเชิงวิศวกรรมและเศรษฐศาสตร์ เนื่องจากผลการจัดลำดับสามารถนำไปใช้ต่อยอดได้ในหลายด้าน เช่น การประเมินความคุ้มค่าตลอดอายุการใช้งาน (Life-Cycle Cost: LCC) ของระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ การกำหนดแนวทางออกแบบอุปกรณ์สำหรับการอบแห้งทางการเกษตรที่มีทั้งประสิทธิภาพและความประหยัด และการใช้เป็นฐานข้อมูลอ้างอิงสำหรับการวิจัยและพัฒนาต่อยอด ดังนั้น การจัดลำดับถือเป็นเครื่องมือที่ช่วยให้การตัดสินใจมีความน่าเชื่อถือ และยังเป็นการสร้างสะพานเชื่อมจากผลการวิจัยเชิงทดลองและการจำลองไปสู่การประยุกต์ใช้งานจริงในระดับอุตสาหกรรม

บทที่ 3
วิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้ดำเนินการศึกษาครอบคลุมทั้งการสร้างชุดต้นแบบการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ และขดลวดความร้อนไฟฟ้า ประกอบด้วยการทดลองเพื่อเก็บข้อมูลจริงตลอดจนการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขและการวิเคราะห์ทางสถิติ เพื่อให้ได้แนวทางในการเลือกใช้แหล่งความร้อน และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่เหมาะสมที่สุด

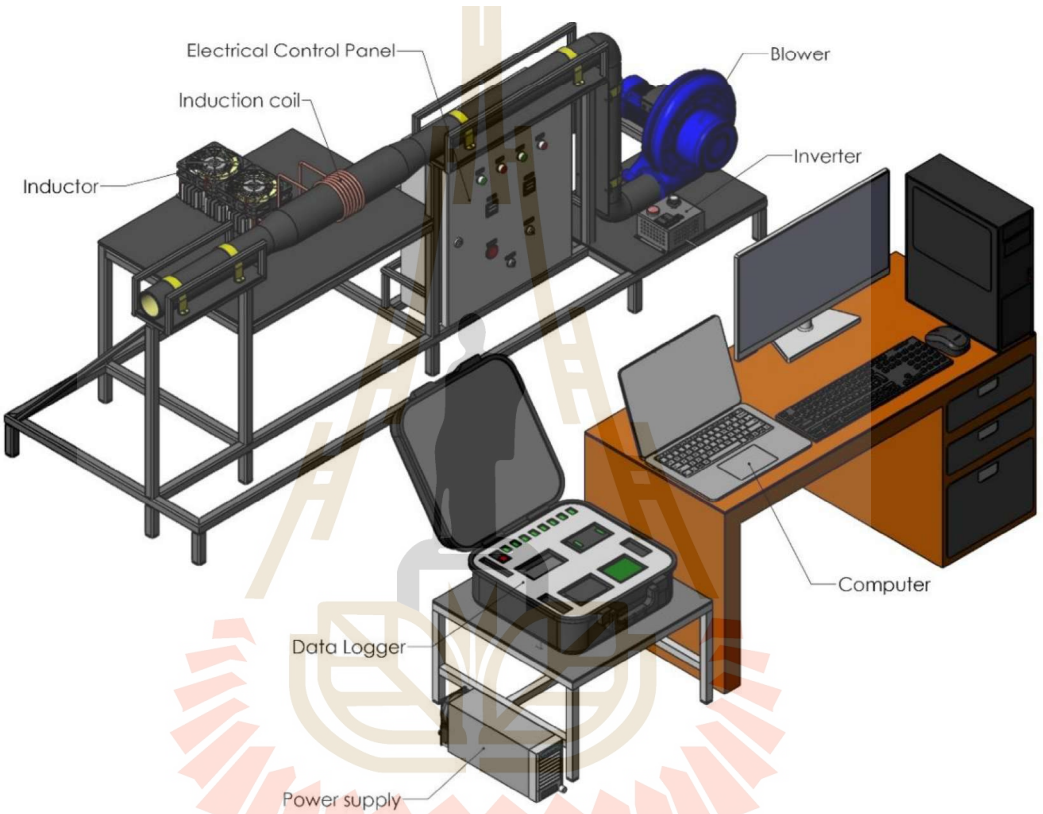
กระบวนการทั้งหมดถูกออกแบบขึ้นอย่างเป็นระบบ เริ่มจากการสร้างชุดต้นแบบที่ประกอบด้วยโครงสร้างชุดทดสอบ ระบบจ่ายอากาศ ภาระเหนี่ยวนำ ขดลวดเหนี่ยวนำ ระบบทำความร้อนและตู้ควบคุมไฟฟ้า รวมถึงชุดเก็บข้อมูลที่รองรับการวัดตัวแปรสำคัญได้อย่างถูกต้องและต่อเนื่อง ซึ่งเงื่อนไขการทดสอบนั้นถูกกำหนดโดยการพิจารณาจากวัตถุประสงค์ของการผลิตลมร้อนผ่านการกำหนดตัวแปรอิสระให้ครอบคลุม พร้อมวางแผนการเก็บข้อมูลซ้ำเพื่อเพิ่มความเชื่อมั่นในผลการทดลอง

วิเคราะห์ผลการทดสอบเบื้องต้นเพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการผลิตลมร้อนของแหล่งความร้อนสองรูปแบบ กำหนดตัวชี้วัดด้านสมรรถนะ แล้วทำการประเมินร่วมกับการถ่วงน้ำหนักตามวัตถุประสงค์การใช้งานที่แตกต่างกัน เพื่อสะท้อนความสมดุลระหว่างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและผลกระทบด้านพลศาสตร์ของไหล จากนั้นจึงสร้างแบบจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนด้วยซอฟต์แวร์เชิงวิศวกรรม ได้แก่ SOLIDWORKS Flow Simulation Ver.2021 และ ANSYS Fluent Ver.2021 เพื่อตรวจสอบอิทธิพลของรูปแบบภาระเหนี่ยว และจำนวนครีบต่อกลไกภายในระบบ สุดท้ายมีการพัฒนาแบบจำลองเชิงสถิติและการทำนายด้วยโปรแกรม Minitab โดยอาศัยการวิเคราะห์การถดถอยและการทำมาตรฐานข้อมูลด้วย z-score ในการเปรียบเทียบและคัดเลือกรูปแบบที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการผลิตลมร้อน กระบวนการทั้งหมดนี้ทำให้การวิจัยมีความสมบูรณ์ในทั้งสองมิติ คือ ด้านการทดลองเชิงประจักษ์และการวิเคราะห์เชิงจำลอง

3.1 การออกแบบและสร้างชุดต้นแบบการผลิตลมร้อน

การออกแบบและสร้างชุดต้นแบบการผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าเป็นขั้นตอนแรกที่สำคัญของงานวิจัยนี้ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อสร้างระบบทดสอบที่สามารถจำลองสภาวะการทำงานจริงของการผลิตลมร้อนสำหรับการใช้งานด้านการอบแห้งทางการเกษตรและงานอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้อง

ชุดต้นแบบดังกล่าวได้รับการออกแบบให้มีความครบถ้วนทั้งในเชิงโครงสร้างและการทำงาน โดยบูรณาการระบบกลไก ระบบไฟฟ้า ระบบควบคุม และระบบเก็บข้อมูลเข้าด้วยกัน เพื่อให้สามารถควบคุม ตรวจวัด และบันทึกค่าต่าง ๆ ได้อย่างแม่นยำและต่อเนื่อง อีกทั้งยังรองรับการปรับเปลี่ยนเงื่อนไขการทำงาน เช่น การควบคุมอัตราการไหลของอากาศ เพื่อสะท้อนสภาวะที่หลากหลายตามที่ต้องการศึกษา

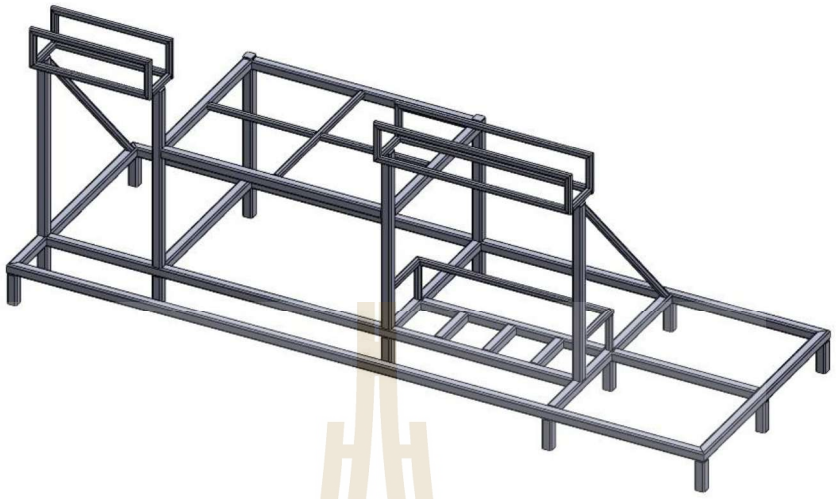


รูปที่ 3.1 แบบจำลองสามมิติของชุดต้นแบบการผลิตลมร้อน

จากภาพแสดงแบบจำลองสามมิติของชุดต้นแบบ (รูปที่ 3.1) จะเห็นได้ว่าชุดต้นแบบประกอบด้วยองค์ประกอบหลักหลายส่วนที่เชื่อมโยงการทำงานกันอย่างเป็นระบบ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1.1 โครงสร้างชุดทดสอบ

โครงสร้างชุดทดสอบที่ใช้ในการวิจัยนี้ (รูปที่ 3.2) สร้างขึ้นจากเหล็กกล่องกัลวาไนซ์ (Galvanized Steel) ซึ่งมีคุณสมบัติเด่นด้านความแข็งแรง ทนทานต่อการกัดกร่อน และสามารถรองรับการติดตั้งอุปกรณ์ทดลองได้อย่างแข็งแรงมั่นคง ขนาดโดยรวมของโครงสร้างมีความยาวประมาณ 1.8 เมตร กว้าง 0.6 เมตร และสูง 0.6 เมตร โดยมีการจัดวางให้รองรับการติดตั้งองค์ประกอบหลักทั้งหมด



รูปที่ 3.2 แบบจำลองสามมิติของโครงสร้างชุดทดสอบ

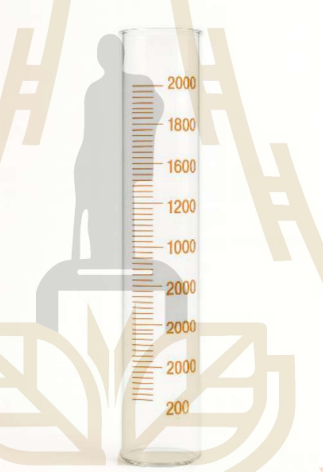
3.1.2 ระบบจ่ายอากาศ

ระบบจ่ายอากาศได้รับการออกแบบเพื่อให้สามารถควบคุมการไหลของอากาศได้อย่างเหมาะสม ทั้งในแง่ทิศทางและอัตราการไหล โดยแบ่งออกเป็นสองส่วนสำคัญ ส่วนแรก คือท่อสำหรับบังคับทิศทางการไหลของอากาศ ผลิตจากวัสดุอะลูมิเนียมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 72 มิลลิเมตร ซึ่งเลือกใช้วัสดุที่เป็นอะลูมิเนียมเนื่องจากมีความแข็งแรง น้ำหนักเบา และสามารถทนต่อแรงดันของการไหลได้ดี โดยไม่เกิดการเปลี่ยนรูปจากการใช้งานต่อเนื่อง (Callister & Rethwisch, 2021) ส่วนนี้มีบทบาทในการนำอากาศเข้าสู่ระบบด้วยความสม่ำเสมอ และช่วยลดการสูญเสียพลังงานจากความปั่นป่วนของการไหล

ส่วนที่สอง คือบริเวณทำความร้อน ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ขดลวดเหนี่ยวนำคล้องผ่าน ดังนั้นวัสดุของท่อบริเวณนี้จำเป็นต้องมีคุณสมบัติที่ทนต่ออุณหภูมิสูง ไม่เหนี่ยวนำทางไฟฟ้า ทั้งนี้เพื่อลดการรบกวนของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า สอดคล้องกับหลักการออกแบบระบบเหนี่ยวนำความร้อนที่มุ่งหลีกเลี่ยงการใช้วัสดุที่เป็นโลหะในบริเวณที่สัมผัสโดยตรงกับสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (Rudnev et al., 2017) จึงได้ทำการดัดแปลงจากกระบอกตวงปริมาตร 2000 มิลลิลิตร ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 82 มิลลิเมตร (ดังแสดงในรูปที่ 3.3) โดยตัดส่วนฐานและปากกระบอกตวงออกให้มีลักษณะเป็นท่อแก้ว (ดังแสดงในรูปที่ 3.4)



รูปที่ 3.3 กระบอกตวงวิทยาศาสตร์ที่ใช้ดัดแปลงเป็นท่อแก้ว



รูปที่ 3.4 กระบอกตวงวิทยาศาสตร์ที่ตัดส่วนฐานและปากกระบอกออก

ส่วนที่สาม คือต้นกำลังของอากาศในระบบ ใช้เครื่องเป่าลม (Blower) ขนาดแรงดันไฟฟ้า 220 โวลต์ กำลังไฟฟ้า 260 วัตต์ (ดังแสดงในรูปที่ 3.5) ซึ่งมีคุณสมบัติให้ปริมาณลมสูงและสามารถทำงานต่อเนื่องได้ โดยมีการเชื่อมต่อเข้ากับอินเวอร์เตอร์ (Inverter) เพื่อปรับความเร็วรอบของเครื่องเป่าลมให้เป็นไปตามจำนวนเรย์โนลด์ภายในช่วงการทดลองที่กำหนด การใช้ระบบควบคุมความเร็วรอบด้วยอินเวอร์เตอร์เป็นแนวทางที่แพร่หลายในการวิจัยด้านพลศาสตร์ของไหล เนื่องจากสามารถควบคุมอัตราการไหลของอากาศได้อย่างละเอียดและลดการสูญเสียพลังงานเมื่อเทียบกับวิธีการควบคุมแบบดั้งเดิม



รูปที่ 3.5 เครื่องเป่าลม (Blower) ที่ใช้เป็นต้นกำลังผลิตอากาศในชุดทดสอบ

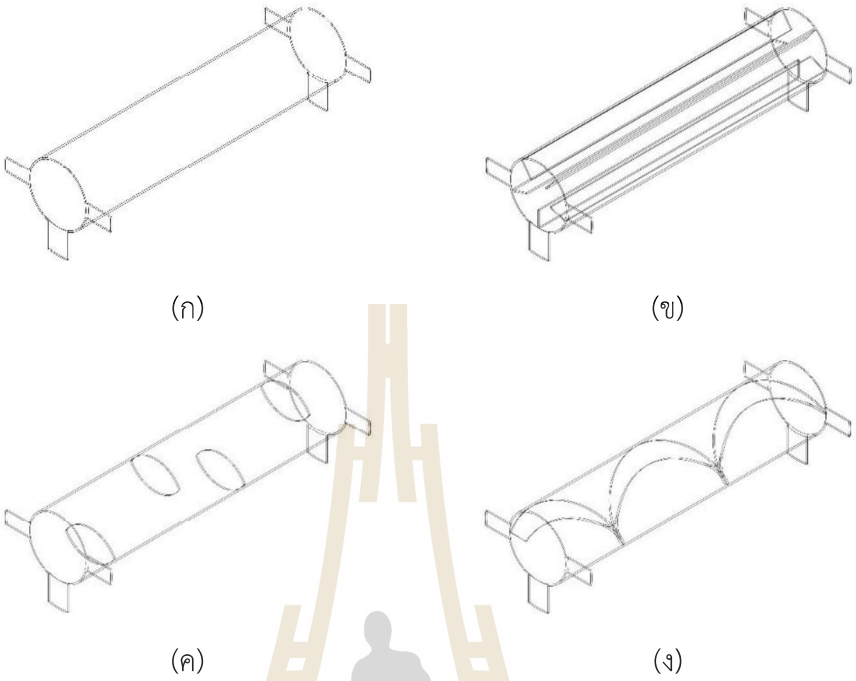
3.1.3 ภาระเหนี่ยวนำ

ภาระเหนี่ยวนำได้รับการออกแบบและสร้างขึ้นทั้งหมด 4 รูปแบบ เพื่อนำมาเปรียบเทียบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของอากาศภายใน ทุกรูปแบบสร้างขึ้นจากวัสดุชนิดเดียวกันคือเหล็กกล้าคาร์บอน (ดังแสดงในรูปที่ 3.6) ซึ่งผ่านกระบวนการขึ้นรูปโดยการตัด ดัด และเชื่อม เพื่อให้ได้ลักษณะโครงสร้างตามที่ต้องการ ความแตกต่างของแต่ละรูปแบบมุ่งสะท้อนถึงความสามารถการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่หลากหลาย ตั้งแต่การคงสภาพท่อเรียบเป็นกรณีมาตรฐาน ไปจนถึงการติดตั้งอุปกรณ์เสริม เช่น ครีบ แผ่นกั้น และแผ่นบิดเกลียว เพื่อกระตุ้นการไหลปั่นป่วนและเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน การออกแบบเช่นนี้มีพื้นฐานมาจากทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนที่ชี้ชัดว่าการเพิ่มความปั่นป่วนและพื้นที่ผิวสัมผัสสามารถยกระดับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ



รูปที่ 3.6 ภาระเหนี่ยวนำที่สร้างขึ้น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.7 แบบจำลองสามมิติของภาระเหนี่ยวนำ
(ก) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบท่อเรียบไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ (Hollow)
(ข) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบท่อเรียบติดตั้งแผ่นครีบ (Fin)
(ค) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบท่อเรียบติดตั้งแผ่นกั้น (Baffles)
(ง) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบท่อเรียบติดตั้งแผ่นบิดเกลียว (Twisted-Plate)

จากรูป 3.7 (ก) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบท่อเรียบ ถูกสร้างขึ้นเพื่อใช้เป็นกรณีอ้างอิงในเชิงเปรียบเทียบ โดยลักษณะเป็นท่อโลหะทรงกระบอกตรง ยาว 200 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 43 มิลลิเมตร และผนังหนา 1 มิลลิเมตร การเลือกใช้ท่อเรียบในลักษณะนี้ทำให้สามารถประเมินผลของการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มสมรรถนะในรูปแบบอื่น ๆ ได้อย่างชัดเจน เนื่องจากผลที่ได้จากท่อเรียบถือเป็นสภาวะพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียแรงดัน

จากรูป 3.7 (ข) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบครีบ มีการติดตั้งครีบโลหะเข้ากับผนังท่อด้านในเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน ครีบแต่ละแผ่นมีความสูง 12 มิลลิเมตร ยาว 200 มิลลิเมตร และหนา 1 มิลลิเมตร จำนวนรวมทั้งหมด 5 แผ่น จัดเรียงตามแนวยาวของท่อในระยะห่างเท่า ๆ กัน การออกแบบเช่นนี้ช่วยเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างผนังท่อกับอากาศ และทำให้อากาศเกิดการปั่นป่วน ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น แต่ขณะเดียวกันแรงดันตกคร่อมก็เพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งเป็นลักษณะตามที่อธิบายไว้ในหลักการของ Webb and Kim (2005) ว่าการติดตั้งครีบภายในท่อเป็นเทคนิคที่มีประสิทธิผลในการเสริมสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

จากรูป 3.7 (ค) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบแผ่นกั้น มีการติดตั้งแผ่นโลหะในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหลเพื่อบังคับให้อากาศเปลี่ยนทิศทาง แผ่นกั้นมีขนาดรัศมี 21.5 มิลลิเมตร ทั้งสองด้านและหนา 1 มิลลิเมตร จำนวนรวมทั้งหมด 4 แผ่น ถูกติดตั้งในระยะห่างเท่า ๆ กันตลอดความยาวท่อ กลไกนี้ทำให้อากาศเกิดการผสมและการถ่ายเทพลังงานความร้อนดีขึ้น แต่ผลข้างเคียงคือแรงดันตกคร่อมภายในระบบมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ลักษณะดังกล่าวเป็นสิ่งที่ Bergles (1999) กล่าวถึงในการใช้แผ่นกั้นเป็นเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพ แม้จะต้องแลกกับความสูญเสียด้านพลังงานจากแรงต้านการไหล

จากรูป 3.7 (ง) ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบแผ่นบิดเกลียว มีการติดตั้งแผ่นโลหะที่ถูกบิดเกลียวไปตามแนวยาวของท่อ แผ่นบิดเกลียวนี้มีความยาว 200 มิลลิเมตร กว้าง 12 มิลลิเมตร และหนา 1 มิลลิเมตร จำนวนรอบบิดเกลียว 3 รอบ โดยการออกแบบเช่นนี้ช่วยสร้างการไหลแบบหมุนวนที่ทำให้เกิดการปั่นป่วนอย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างมาก แม้ว่าแรงดันตกคร่อมจะสูงขึ้นก็ตาม หลักการของ Manglik and Bergles (1993) ยืนยันว่าการใช้แผ่นบิดเกลียวเป็นหนึ่งในเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพและเป็นที่ยอมรับอย่างกว้างขวาง

3.1.4 ขดลวดเหนี่ยวนำ

ขดลวดเหนี่ยวนำถูกสร้างขึ้นจากท่อทองแดง เนื่องจากเป็นวัสดุที่มีคุณสมบัติเด่นด้านการนำไฟฟ้าและการนำความร้อนสูง เหมาะสมต่อการใช้งานในระบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ขนาดท่อที่ใช้มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 4 มิลลิเมตร และผนังหนา 1 มิลลิเมตร ขึ้นรูปเป็นเกลียววงกลมจำนวน 7 รอบ แต่ละรอบมีระยะพิทช์ 15 มิลลิเมตร ส่งผลให้ได้ขดลวดเหนี่ยวนำที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางโดยรวม 95 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 ขดลวดเหนี่ยวนำ

3.1.5 ระบบทำความร้อน และระบบควบคุมไฟฟ้า

ระบบทำความร้อนและระบบควบคุมไฟฟ้าที่ถูกออกแบบให้สามารถรองรับการทำงานได้ทั้งในส่วนของการทำความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่ และการทำความร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า เพื่อสร้างความยืดหยุ่นในการทดลองและเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบ โดยองค์ประกอบหลักแบ่งออกเป็น 3 ส่วนสำคัญ

ส่วนแรก คือ ชุดเหนี่ยวนำความร้อน (ดังแสดงในรูปที่ 3.9) ใช้บอร์ดโมดูลเหนี่ยวนำความร้อนสำเร็จรูปแบบ ZVS (Zero Voltage Switching) ที่เป็นวงจรอินเวอร์เตอร์ชนิดฟูลบริดจ์ พิกัดการใช้งานสูงสุดอยู่ที่ 48 โวลต์ 40 แอมป์ การเลือกใช้บอร์ดในลักษณะนี้เหมาะสมต่อการขับเคลื่อนขดลวดเหนี่ยวนำที่ต้องการกำลังไฟฟ้าสูงและมีการทำงานต่อเนื่อง



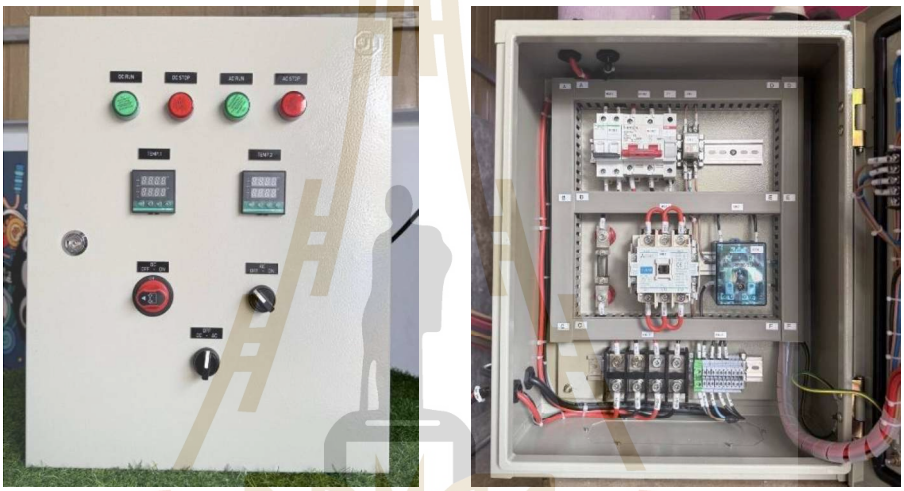
รูปที่ 3.9 ชุดเหนี่ยวนำความร้อน (ZVS Induction Heating Module)

ส่วนที่ 2 คือ ขดลวดความร้อนไฟฟ้า (ดังแสดงในรูปที่ 3.10) ซึ่งใช้แท่งความร้อนแบบ Cartridge Heater ขนาด 230 โวลต์ กำลังไฟฟ้า 1,000 วัตต์ โดยมีลักษณะเป็นแท่งโลหะภายในบรรจุลวดความร้อนที่หุ้มด้วยวัสดุฉนวนทนความร้อน เพื่อเพิ่มความปลอดภัยและยืดอายุการใช้งาน ขดลวดความร้อนไฟฟ้าแบบนี้เป็นมาตรฐานที่นิยมใช้ในงานวิศวกรรมความร้อน เนื่องจากสามารถถ่ายเทพลังงานได้รวดเร็วและมีความแม่นยำในการควบคุมอุณหภูมิ การใช้งานในระบบต้นแบบมีวัตถุประสงค์เพื่อเป็นการเปรียบเทียบกับการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าในเชิงประสิทธิภาพ



รูปที่ 3.10 ขดลวดความร้อนไฟฟ้าแบบ Cartridge Heater

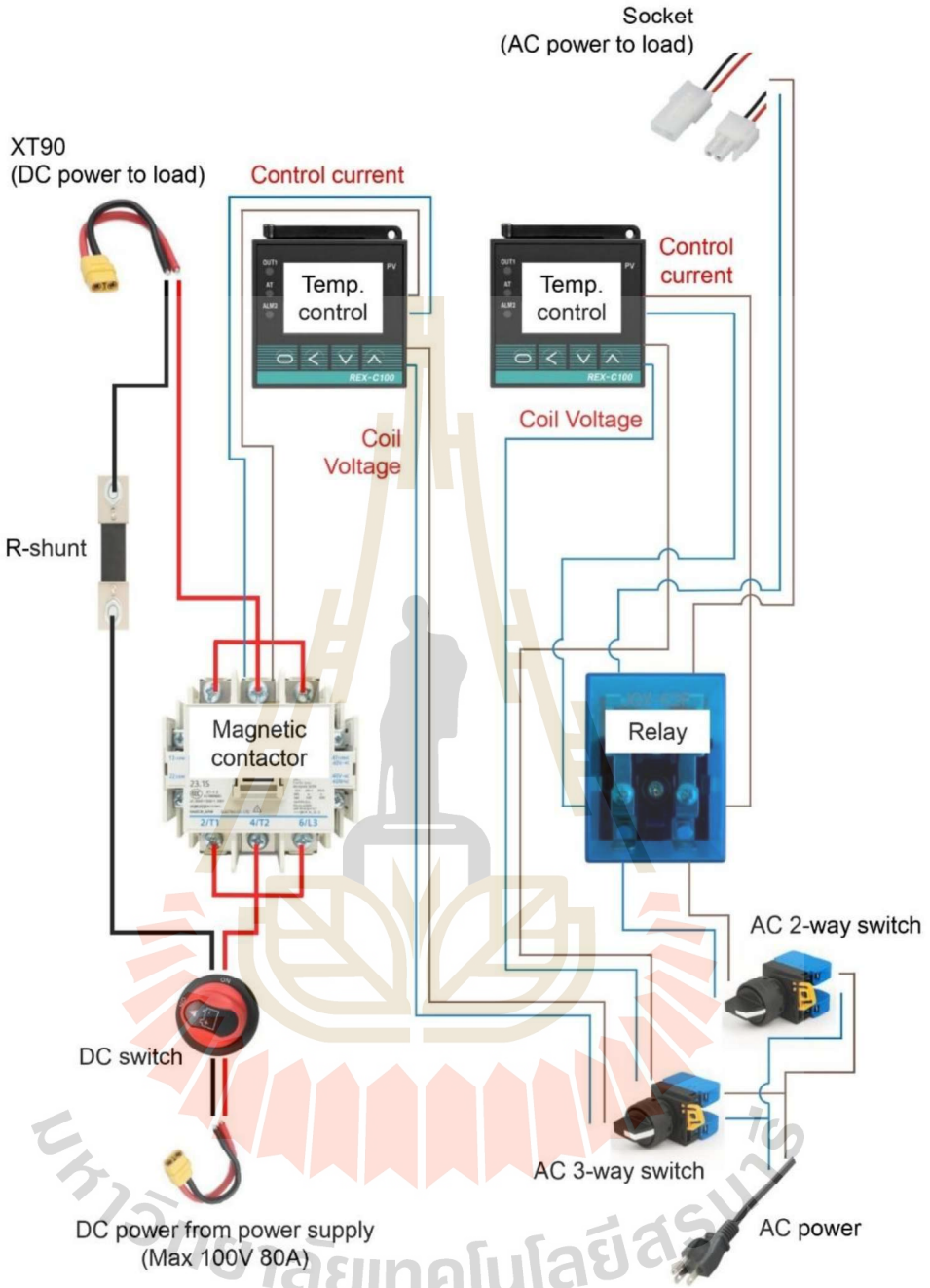
ส่วนที่ 3 คือ ชุดกำลังไฟและระบบควบคุมไฟฟ้า (ดังแสดงในรูปที่ 3.11) ติดตั้งอยู่ในตู้ควบคุมที่ออกแบบให้มีความปลอดภัยและสะดวกต่อการใช้งาน ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์สำคัญหลัก ๆ ได้แก่ แมกเนติกคอนแทคเตอร์, รีเลย์, คอนโทรลเลอร์สำหรับควบคุมอุณหภูมิ และระบบจ่ายไฟโดยผังการต่อวงจร (ดังแสดงในรูปที่ 3.12) ถูกออกแบบให้สามารถเลือกใช้งานได้ทั้งไฟฟ้ากระแสตรง (DC) สำหรับโมดูลเหนี่ยวนำ และไฟฟ้ากระแสสลับ (AC) สำหรับขดลวดความร้อนไฟฟ้า การควบคุมการทำงานของระบบทำได้ผ่านสวิตช์และอินเตอร์เฟสของคอนโทรลเลอร์ ซึ่งช่วยให้สามารถกำหนดค่าการทำงาน ตรวจสอบสถานะ และตัดการทำงานได้อย่างแม่นยำและปลอดภัย



(ก) (ข)

รูปที่ 3.11 ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้า (ก) หน้าตู้ควบคุม (ข) ภายในตู้ควบคุม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.12 ผังการต่อวงจรไฟฟ้าภายในตู้ควบคุม

3.1.6 ชุดเก็บข้อมูล (Data logger)

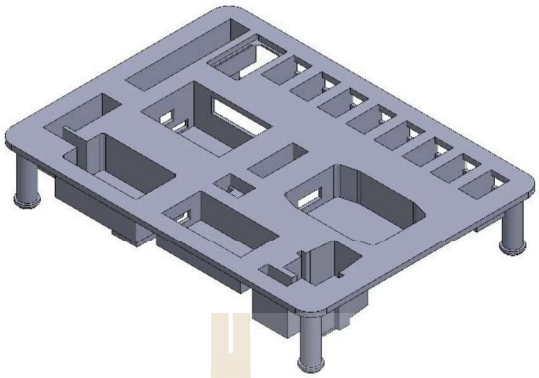
งานวิจัยนี้ได้สร้างชุดเก็บข้อมูลขึ้นมาโดยเฉพาะ เพื่อบันทึกข้อมูลการทำงานที่สำคัญของระบบผลิตลมร้อน การออกแบบชุดเก็บข้อมูลมีวัตถุประสงค์เพื่อให้สามารถตรวจวัดค่าทางไฟฟ้า ค่าความดันตกคร่อมอุปกรณ์ และค่าทางอุณหภูมิได้อย่างแม่นยำแบบเรียลไทม์ พร้อมทั้งสามารถ

จัดเก็บและส่งออกข้อมูลเพื่อนำไปใช้วิเคราะห์ภายหลัง โดยชุดเก็บข้อมูลแบ่งออกเป็นสองส่วนหลัก ได้แก่ ส่วนวัดค่า และส่วนแสดงผล



รูปที่ 3.13 ชุดเก็บข้อมูล (Data logger)

ส่วนแรก คือชุดวัดค่า (ดังแสดงในรูปที่ 3.13) ประกอบด้วยบอร์ดควบคุมหลัก ESP32 ซึ่งมีคุณสมบัติด้านการประมวลผลและการสื่อสารไร้สายที่เหมาะสมกับการใช้งานด้าน IoT (Internet of Things) โดยบอร์ดดังกล่าวทำหน้าที่ประมวลผลข้อมูลที่ได้รับจากเซนเซอร์ต่าง ๆ ประกอบด้วย MAX6675 ซึ่งต่อกับเซนเซอร์ Thermocouple K-Type สำหรับการตรวจวัดอุณหภูมิ ในงานวิจัยนี้ได้ติดตั้ง Thermocouple ทั้งหมด 8 จุด นอกจากนี้ยังมีโมดูล PZEM-017 ที่เชื่อมต่อกับชิป MAX485 และ Shunt ขนาด 200 แอมป์ 75 มิลลิโวลต์ สำหรับการวัดไฟฟ้ากระแสตรง, โมดูล PZEM-004T ver.3 สำหรับการวัดไฟฟ้ากระแสสลับ, โมดูล MPX5050DP สำหรับวัดความดันตกคร่อม และใช้แหล่งจ่ายไฟ Power Supply ขนาด 5 โวลต์ 2 แอมป์ เป็นไฟเลี้ยงบอร์ดควบคุม อุปกรณ์ดังกล่าวทั้งหมดถูกติดตั้งลงบนเฟรมที่ออกแบบขึ้นใหม่ โดยใช้เทคนิคการพิมพ์สามมิติ (3D Printing) (ดังแสดงในรูปที่ 3.14) เพื่อให้มีขนาดพอดีกับอุปกรณ์แต่ละชิ้น และบรรจุลงในกล่องที่มีความแข็งแรงทนทานต่อการใช้งานภาคสนาม กล่องดังกล่าวช่วยป้องกันแรงสั่นสะเทือน ฝุ่น และความชื้น ซึ่งอาจส่งผลต่อความแม่นยำของการวัดข้อมูลได้ นอกจากนี้ยังช่วยจัดระเบียบสายไฟและการเชื่อมต่อให้มีความเป็นระเบียบและง่ายต่อการซ่อมบำรุงในภายหลัง



รูปที่ 3.14 แบบจำลองสามมิติของเฟรมที่ใช้สำหรับจัดเก็บอุปกรณ์ชุดเก็บข้อมูล

ส่วนที่สอง คือ ชุดแสดงผลขณะเก็บข้อมูล (Dashboard) (ดังแสดงในรูปที่ 3.15) ซึ่งได้รับการพัฒนาขึ้นโดยใช้โปรแกรม Visual Studio Code และเชื่อมต่อกับ ESP32 ผ่านระบบสื่อสารไร้สาย โดยมีหน้าที่แสดงข้อมูลแบบเรียลไทม์บนจอภาพ แบ่งออกเป็นหลายส่วน ได้แก่ ค่าอุณหภูมิจาก Thermocouple แต่ละตำแหน่ง, ค่าแรงดันไฟฟ้า, กระแสไฟฟ้า, กำลังไฟฟ้าทั้งในฝั่งกระแสตรงและกระแสสลับ, พลังงานไฟฟ้าที่ใช้สะสม (kWh) รวมทั้งค่าความดันตกคร่อมอุปกรณ์ทำความร้อน นอกจากนี้ Dashboard ยังถูกออกแบบให้ผู้ใช้สามารถส่งออกข้อมูลในรูปแบบไฟล์ Excel เพื่อการวิเคราะห์เชิงสถิติได้อย่างสะดวก

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



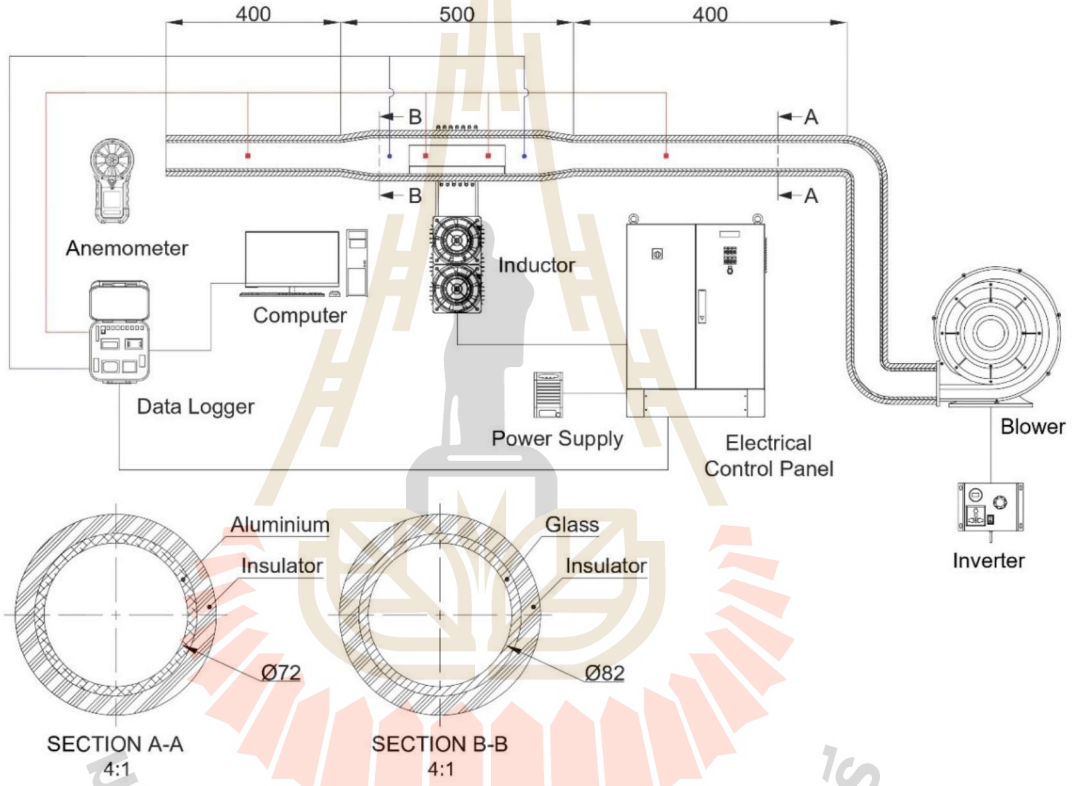
รูปที่ 3.15 ตัวอย่างชุดแสดงผล (Dashboard) ขณะทดสอบการเก็บข้อมูล

ระบบการทำงานทั้งหมดถูกควบคุมด้วยโปรแกรมที่พัฒนาใน Arduino IDE ซึ่งทำหน้าที่ประสานการทำงานระหว่าง ESP32 และโมดูลต่าง ๆ โปรแกรมดังกล่าวออกแบบให้มีความยืดหยุ่น สามารถปรับแก้ไขเพื่อทดเลขหลังจากการสอบเทียบโมดูลเซนเซอร์แต่ละชนิด และเพื่อเพิ่มฟังก์ชันการทำงานเพิ่มเติมได้ในอนาคต อีกทั้งยังรองรับการเชื่อมต่อแบบไร้สายเพื่อเก็บข้อมูลในระยะไกล ซึ่งเป็นประโยชน์ต่อการใช้งานในสภาพแวดล้อมจริงที่ต้องการความคล่องตัว

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

3.2 การออกแบบวิธีการทดลองและเก็บผล

การออกแบบวิธีการทดลองในงานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อประเมินสมรรถนะของการผลิตลมร้อนจากความแตกต่างของแหล่งพลังงานความร้อน และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่ได้อธิบายไว้ก่อนหน้านี้ การจัดวางและองค์ประกอบหลักของชุดทดลองแสดงในรูปที่ 3.16 แบ่งออกเป็นสามส่วนสำคัญ ได้แก่ ส่วนอากาศเข้า (Inlet section), ส่วนทำความร้อน (Heating section) และส่วนอากาศออก (Outlet section)



รูปที่ 3.16 แผนภาพระบบชุดทดสอบผลิตลมร้อน

ส่วนอากาศเข้า (Inlet section) ประกอบด้วยพัดลมเป่าอากาศ (Blower) ที่ทำหน้าที่ผลักดันให้อากาศไหลเข้าสู่ท่อทดลอง โดยท่อช่วงนี้มีความยาว 400 มิลลิเมตร ปรับความเร็วรอบของพัดลมด้วยอินเวอร์เตอร์ (Inverter) เพื่อให้อัตราการไหลและความเร็วของอากาศเป็นไปตามเงื่อนไขการทดลองที่กำหนด โดยทำการตรวจวัดความเร็วอากาศที่ปลายท่อด้วยเครื่องวัดความเร็วลมแบบดิจิทัล (Digital Anemometer, HABOTEST HT625A) เพื่อยืนยันความถูกต้องของค่าที่ตั้งไว้

ส่วนทำความร้อน (Heating section) ประกอบด้วยท่อแก้วที่มีความยาว 470 มิลลิเมตร ซึ่งเป็นบริเวณที่สามารถติดตั้งชุดทำความร้อนได้ทั้งสองรูปแบบ โดยอากาศที่ไหลผ่านบริเวณนี้จะรับพลังงานความร้อนจากผนังขดลวดความร้อนไฟฟ้าหรือภาระเหนี่ยวนำ ระหว่างการทดลองได้ทำการ

วัดอุณหภูมิทั้งหมด 8 จุด ได้แก่ อุณหภูมิอากาศขาเข้า 3 จุด อุณหภูมิพื้นผิวอุปกรณ์ทำความร้อน 2 จุด และอุณหภูมิอากาศขาออก 3 จุด นอกจากนี้ ยังมีการวัดความดันตกคร่อม ตลอดความยาวของชุดทำความร้อนเพื่อใช้วิเคราะห์ผลกระทบจากการติดตั้งภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ต่อกลไกการไหลของอากาศ ข้อมูลทั้งหมดจะถูกส่งเข้าสู่ระบบ Data Logger และแสดงผลที่หน้าจอคอมพิวเตอร์แบบเรียลไทม์ เพื่อใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องระหว่างการทดลองและเก็บบันทึกเป็นไฟล์ข้อมูลสำหรับการประมวลผลภายหลัง

ส่วนอากาศออก (Outlet section) ประกอบด้วยท่อความยาว 400 มิลลิเมตร ซึ่งทำหน้าที่นำลมร้อนออกจากระบบหลังผ่านการให้ความร้อน เพื่อรักษาสภาพการไหลให้มีความต่อเนื่องและสมจริงเช่นเดียวกับสภาวะการใช้งานจริง



รูปที่ 3.17 ชุดต้นแบบการผลิตลมร้อนแสดงการทำงานร่วมกันของส่วนต่าง ๆ

3.2.1 เมทริกซ์แผนการทดสอบ (Test matrix)

การทดลองทั้งหมดดำเนินการภายใต้เงื่อนไขที่ควบคุมอุณหภูมิของอากาศขาออกให้ได้ตามเป้าหมายที่กำหนด ได้แก่ 50, 60, 70, 80 และ 90 °C และพิจารณาผลที่เลขเรย์โนลด์ 8,000, 10,000 และ 12,000 โดยทำการทดสอบกับภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 รูปแบบ รวมทั้งเปรียบเทียบกับการใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้า รวมทั้งสิ้น 75 เงื่อนไข และทำการทดสอบ 3 ซ้ำต่อเงื่อนไข ดังนั้นจะได้จำนวนชุดเงื่อนไขการทดสอบเป็น 225 การทดลอง

3.2.2 หลักเกณฑ์การทดสอบและการเก็บผล

1) ปรับอินเวอร์เตอร์ให้ได้ Reynolds ตามเป้าหมาย โดยตรวจสอบด้วย Digital Anemometer ที่ Outlet

2) คุมอุณหภูมิ Outlet ให้เท่ากับค่าที่กำหนด (50–90 °C) ด้วย PID ของระบบทำความร้อน

3) รอให้ถึงภาวะคงตัว (เกณฑ์เบี่ยงเบนค่าเฉลี่ยอุณหภูมิ Outlet < ±0.5 °C ของเซนเซอร์แต่ละตัว) ก่อนเริ่มการทำความร้อนและเก็บข้อมูล

4) บันทึกข้อมูลทุก 1 วินาที เป็นเวลา ≥ 300 วินาที ต่อหนึ่งเงื่อนไข

5) ทำซ้ำเชิงสถิติ 3 ครั้งต่อเงื่อนไข โดยสลับลำดับการทดลองแบบสุ่ม (Randomization) เพื่อจำกัดอคติจากลำดับเวลาและการสะสมความร้อนของระบบ

6) ตรวจสอบความถูกต้องของเครื่องมือก่อนและหลังการทดลองแต่ละวัน (Thermocouple, Differential pressure sensor, Power meters sensor)

3.3 การวิเคราะห์ผลการทดสอบผลิตลมร้อนเบื้องต้น

การวิเคราะห์เบื้องต้นมุ่งเปรียบเทียบความสามารถในการผลิตลมร้อนระหว่างการให้ความร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้า และการให้ความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าต่อภาระเหนี่ยวนำรูปแบบกระบอกกลวงเรียบ (ไม่ติดตั้งอุปกรณ์เสริมเพิ่มการถ่ายเทความร้อน) ภายใต้สภาวะการไหลและอุณหภูมิเป้าหมายเดียวกัน โดยประเด็นประเมินหลักมีสองมิติ ได้แก่ ระยะเวลาที่ใช้ในการทำความร้อนจนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย และอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้า เพื่อนำไปคำนวณพลังงานไฟฟ้าสะสมรวมตลอดช่วงอุ่นอากาศ

3.4 การประเมินและถ่วงน้ำหนักตัวชี้วัดในการคัดเลือกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ

การศึกษานี้ได้มีการกำหนดกระบวนการประเมินและจัดอันดับสมรรถนะของภาระเหนี่ยวนำทั้ง4 รูปแบบ โดยอาศัยกรอบการตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ (Multi-Criteria Decision Making: MCDM) เพื่อสะท้อนความสมดุลระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อน ความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ และการใช้งานจริง วิธีการที่เลือกใช้คือแบบจำลองผลรวมถ่วงน้ำหนัก (Weighted-Sum Model: WSM) เนื่องจากเป็นวิธีที่ได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวางในงานออกแบบและการประเมินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากสามารถรวมค่าตัวแปรหลายมิติที่มีหน่วยและช่วงค่าต่างกันให้อยู่ในรูปคะแนนเดียวที่สามารถเปรียบเทียบกันได้ (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) โดยการคำนวณจะเริ่มจากการสร้างชุดข้อมูลดิบ การแปลงค่าให้อยู่ในรูปแบบมาตรฐาน การ

ถ่วงน้ำหนักตามสภาวะการทำงานที่สอดคล้องกับการใช้งานจริง และการรวมคะแนนด้วยน้ำหนักเชิงเกณฑ์ที่กำหนดตามความสำคัญของแต่ละตัวชี้วัด

3.4.1 การกำหนดน้ำหนักสภาวะ

การทดสอบสมรรถนะอุปกรณ์ทำความร้อนในงานวิจัยนี้พิจารณาสภาวะสองมิติ คือ อุณหภูมิเป้าหมายของลมร้อนและอัตราการไหลของอากาศซึ่งถูกแทนด้วยค่าเลขเรย์โนลด์ ทั้งสองปัจจัยนี้มีผลโดยตรงต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียแรงดัน ดังนั้นการนำค่าผลลัพธ์ดิบจากแต่ละสภาวะมาเฉลี่ยโดยไม่ถ่วงน้ำหนักอาจทำให้การประเมินผิดไปจากสภาพการใช้งานจริง เนื่องจากในทางปฏิบัติ ระบบผลิตลมร้อนมิได้ทำงานที่อุณหภูมิและค่า Re ทุกค่าด้วยความสำคัญเท่ากัน (Çengel & Ghajar, 2015; Shah & Sekulić, 2003) เพื่อให้การวิเคราะห์สะท้อนสภาวะการใช้งานจริงมากขึ้น จึงกำหนดน้ำหนักอุณหภูมิ $(Weight_T)$ และน้ำหนักเลขเรย์โนลด์ $(Weight_{\mathrm{Re}})$ แล้วนำมาสร้างเป็นน้ำหนักรวมของสภาวะ $(\Phi_{j,k})$

1) น้ำหนักอุณหภูมิ $(Weight_T)$

การกำหนดค่า $Weight_T$ งานวิจัยนี้อ้างอิงทั้งทฤษฎีการอบแห้งทางการเกษตรและข้อมูลเชิงปฏิบัติจากระบบผลิตลมร้อนที่คล้ายคลึงกัน โดยพบว่าในเชิงปฏิบัติ การใช้งานจริงในระบบอบแห้งทางการเกษตรมักเน้นการทำงานในช่วงอุณหภูมิ 70–90 °C เพื่อเร่งกระบวนการและเพิ่มความสามารถของการผลิต เนื่องจากสามารถลดเวลาการทำงานและค่าใช้จ่ายด้านพลังงานรวม แม้จะต้องแลกกับการใช้พลังงานเฉพาะต่อชั่วโมงที่สูงขึ้น แต่เมื่อคำนวณต่อหน่วยความชื้นที่กำจัดออกแล้วพบว่ามีความคุ้มค่ากว่า (Chua & Chou, 2003; Jayathilakan, Sharma, Radhakrishna, & Bawa, 2012) ในขณะที่อุณหภูมิ 50-60 °C มีการใช้งานน้อยกว่า โดยใช้เฉพาะกับผลิตภัณฑ์ที่ไวต่อความร้อน เช่น สมุนไพรหรือผลไม้ที่มีสารสำคัญที่อาจเสื่อมสภาพได้เมื่อโดนอุณหภูมิสูงเกินไป (Vega-Gálvez et al., 2009)

ด้วยเหตุผลดังกล่าว งานวิจัยนี้จึงกำหนดน้ำหนักอุณหภูมิ $(Weight_T)$ โดยให้อุณหภูมิสูงกว่ามีค่าน้ำหนักมากกว่า เพื่อสะท้อนความสำคัญเชิงการใช้งานจริง โดยกำหนดเป็น 0.10 สำหรับ 50 °C, 0.15 สำหรับ 60 °C, 0.20 สำหรับ 70 °C, 0.25 สำหรับ 80 °C และ 0.30 สำหรับ 90 °C ค่าเหล่านี้ทำให้ช่วงอุณหภูมิสูง (70–90 °C) มีน้ำหนักรวมถึง 0.75 ขณะที่ช่วงอุณหภูมิต่ำ (50–60 °C) มีน้ำหนักรวมเพียง 0.25 ซึ่งสอดคล้องกับข้อเท็จจริงว่าการทำงานของระบบผลิตลมร้อนในอุตสาหกรรมส่วนใหญ่เน้นช่วงอุณหภูมิสูงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมและลดต้นทุนต่อหน่วยความชื้นที่กำจัดออก

2) น้ำหนักเลขเรย์โนลด์ $(Weight_{\mathrm{Re}})$

การกำหนดค่าน้ำหนักสำหรับเลขเรย์โนลด์ $(Weight_{\mathrm{Re}})$ หลักการสำคัญอยู่ที่การสะท้อนความถี่และความเหมาะสมของสภาวะการไหลในระบบจริง เนื่องจากเลขเรย์โนลด์เป็นตัว

บ่งชี้ลักษณะการไหลของของไหลภายในท่อ ในทางปฏิบัติงานวิจัยด้านการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและระบบผลิตลมร้อน (Webb & Kim, 2005) พบว่า ค่าเลขเรย์โนลด์ประมาณ 10,000 มักถูกใช้เป็นสภาวะหลัก เนื่องจากเป็นค่ากลางที่ให้สมดุลระหว่างการยกระดับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการควบคุมต้นทุนพลังงานพัดลม ขณะที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 8,000 ใช้ในสภาวะโหลดต่ำ ซึ่งแม้จะประหยัดพลังงาน แต่มีค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่า ส่วนค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 12,000 ใช้ในสภาวะที่ต้องการเร่งการผลิตหรือเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด แต่ต้องแลกกับต้นทุนพลังงานที่สูงขึ้นและการสึกหรอของระบบที่มากกว่า (Manglik & Bergles, 1995)

ดังนั้น เพื่อสะท้อนความถี่และความเหมาะสมของการใช้งานจริง งานวิจัยนี้จึงกำหนดน้ำหนักเลขเรย์โนลด์ เป็น 0.30 สำหรับเลขเรย์โนลด์ 8,000, 0.40 สำหรับเลขเรย์โนลด์ 10,000 และ 0.30 สำหรับเลขเรย์โนลด์ 12,000 โดยให้น้ำหนักสูงสุดกับเลขเรย์โนลด์ 10,000 เนื่องจากเป็นสภาวะที่สมดุลที่สุดและใกล้เคียงกับการทำงานจริงในภาคอุตสาหกรรม ขณะที่เลขเรย์โนลด์ 8,000 และเลขเรย์โนลด์ 12,000 ถูกให้น้ำหนักรองลงมาในสัดส่วนเท่ากัน เพื่อสะท้อนการใช้งานในบางสถานการณ์ที่มีความสำคัญเฉพาะด้าน

การกำหนดค่า $Weight_{\mathrm{Re}}$ ในลักษณะนี้สอดคล้องกับหลักการออกแบบระบบถ่ายเทความร้อนที่เน้นความคุ้มค่าเชิงพลังงานและอายุการใช้งานของระบบ รวมทั้งสอดคล้องกับงานวิจัยที่เสนอให้การประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรพิจารณาสมดุลระหว่างการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียแรงดันตกคร่อม เพื่อสะท้อนความจริงเชิงวิศวกรรมมากกว่าการมุ่งไปที่ค่าการถ่ายเทความร้อนเพียงอย่างเดียว (Webb & Kim, 2005; Manglik & Bergles, 1995; Shah & Sekulić, 2003)

3) การสร้างน้ำหนักรวมของสภาวะ

การสร้างน้ำหนักรวมของสภาวะการทดสอบ เพื่อสะท้อนความสำคัญสัมพัทธ์ของแต่ละคู่สภาวะที่ประกอบด้วยอุณหภูมิเป้า T_j และค่าเลขเรย์โนลด์ Re_k โดยการคำนวณด้วยสมการ 3.1

$$\Phi_{j,k} = Weight_T(j) \times Weight_{\mathrm{Re}}(k) \tag{3.1}$$

โดยที่ $\Phi_{j,k}$ คือ ค่าน้ำหนักดิบ (Unnormalized weight) ของสภาวะ (j,k) ซึ่งได้จากการคูณกันของค่าน้ำหนักอุณหภูมิและค่าน้ำหนักเรย์โนลด์ของสภาวะนั้น ๆ เพื่อให้ค่าที่ได้สามารถเปรียบเทียบกันได้ในเชิงสัมพัทธ์ จะต้องมีการทำ Normalization โดยคำนวณตามสมการ 3.2

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$\Phi_{j,k} = \frac{\phi_{j,k}}{\sum_j \sum_k \phi_{j,k}} \tag{3.2}$$

โดยที่ $\Phi_{j,k}$ คือ ค่าน้ำหนักรวมของสภาวะ (T_j, Re_k) หลังการ Normalize ให้ผลรวมของทุกสภาวะมีค่าเท่ากับหนึ่ง

$\sum_j \sum_k \phi_{j,k}$ คือ ผลรวมของค่าน้ำหนักดิบทุกสภาวะทั้งหมด

จากสูตรนี้จะเห็นได้ว่า ค่าของ $\Phi_{j,k}$ มีความหมายเชิงความน่าจะเป็น (Probability-like weight) ของสภาวะ (T_j, Re_k) ในการใช้งานจริงหากค่านี้สูง แสดงว่าสภาวะดังกล่าวมีความสำคัญมากกว่าและจะมีอิทธิพลต่อการเฉลี่ยค่าต่าง ๆ เช่น Nu/Nu_0, f/f_0 และค่า TEF มากกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับสภาวะที่มีค่าน้ำหนักต่ำกว่า ตัวอย่างเช่น

$$Weight_T(80°C) = 0.25$$

และ $$Weight_{\mathrm{Re}}(10{,}000) = 0.40$$

จะได้ $$\phi_{80,10000} = 0.25 \times 0.40 = 0.10$$

จากนั้นเมื่อนำค่า $\Phi_{j,k}$ ของทุกสภาวะมารวมกันและทำ Normalization จะได้ค่า $\phi_{80,10000}$ ในรูปแบบสัมพัทธ์ที่สะท้อนว่าความสำคัญของสภาวะที่อุณหภูมิ 80 °C และค่าเลขเรย์โนลด์ 10,000 คิดเป็นสัดส่วนเท่าใดของความสำคัญรวมทั้งหมด

แนวทางนี้มีรากฐานมาจากหลักการถ่วงน้ำหนักเชิงสถิติและวิธีการตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ ที่ต้องการให้การรวมข้อมูลข้ามสภาวะมีความสมจริง ไม่ใช่เพียงการเฉลี่ยเชิงเลขคณิตเท่ากันทุกค่า (Saaty, 2008; Kakaç et al., 2012) โดยการใช้ $\Phi_{j,k}$ ทำให้ผลการวิเคราะห์สุดท้ายสะท้อนลักษณะการใช้งานจริงที่ระบบผลิตลมร้อนจะเผชิญ และช่วยให้การจัดอันดับอุปกรณ์แต่ละรูปแบบมีความน่าเชื่อถือเชิงวิศวกรรมมากยิ่งขึ้น

3.4.2 การประเมิน Ease of Maintenance (Ease_Maint)

ปัจจัยด้าน Ease of Maintenance มีความสำคัญสูง เนื่องจากเกี่ยวข้องโดยตรงกับต้นทุนการบำรุงรักษา, เวลาหยุดทำงานของระบบ (Downtime), ความต่อเนื่องของการผลิต, และอายุการใช้งานโดยรวมของอุปกรณ์ การประเมิน Ease of Maintenance จึงถูกกำหนดขึ้นอย่างเป็นระบบ ผ่านเกณฑ์ย่อย 6 รายการ (Sub-criteria) และเกณฑ์การให้คะแนน (Rubric) เพื่อให้สามารถแปลงการประเมินเชิงคุณภาพให้อยู่ในรูปเชิงปริมาณที่นำไปใช้ในแบบจำลองผลรวมถ่วงน้ำหนัก (Weighted Sum Model: WSM) ได้ (Saaty, 2008; Shah & Sekulić, 2003)

1) นิยามเกณฑ์ย่อย (Sub-criteria)

Ease of Maintenance ของอุปกรณ์แต่ละชนิดถูกแบ่งเป็น 6 มิติย่อย ดังนี้

- E1 ความง่ายในการผลิตและขึ้นรูป (Fabrication simplicity): ระดับความซับซ้อนของกระบวนการผลิตและประกอบอุปกรณ์

- E2 ความสะดวกในการเข้าถึงและทำความสะอาด (Accessibility and cleanability): ความง่ายในการเข้าถึงพื้นผิวภายในเพื่อทำความสะอาดหรือกำจัดคราบ

- E3 แนวโน้มการเกิดคราบหรือการอุดตัน (Fouling propensity): ความเสี่ยงในการเกิดการสะสมของฝุ่น คราบ หรือสิ่งสกปรกภายในท่อ

- E4 ความสะดวกในการถอดประกอบ (Ease of disassembly /assembly): เวลาและความยุ่งยากในการถอดเพื่อซ่อมแซมและประกอบกลับ

- E5 ความทนทานเชิงกลและความร้อน (Mechanical and thermal durability): ความสามารถในการทนต่อแรงดัน ความสั่นสะเทือน และอุณหภูมิสูงโดยไม่เสียรูป

- E6 การใช้ชิ้นส่วนมาตรฐาน (Standardization of parts/tools): ระดับการใช้ชิ้นส่วนหรือเครื่องมือที่เป็นมาตรฐานทั่วไป ซึ่งช่วยให้ซ่อมบำรุงได้รวดเร็ว

2) เกณฑ์การให้คะแนน (Rubric 1–5)

ประเมินอุปกรณ์แต่ละชนิดในแต่ละเกณฑ์ย่อย โดยใช้สเกล 1–5 ตาม Rubric ดังนี้

- คะแนน 1 (ต่ำสุด): ยากมาก, ซับซ้อนสูง, ใช้เวลานาน, ไม่มีชิ้นส่วนมาตรฐาน

- คะแนน 2: ค่อนข้างยาก, ต้องใช้ทักษะ/เครื่องมือพิเศษ

- **คะแนน 3 (ปานกลาง)**: ทำได้แต่ไม่สะดวก, ใช้เวลาและแรงงานพอสมควร

- คะแนน 4: ค่อนข้างง่าย, ใช้เครื่องมือพื้นฐาน, มีความทนทานดี

- คะแนน 5 (สูงสุด): ง่ายมาก, ใช้เวลาน้อย, ใช้ชิ้นส่วนมาตรฐานทั่วไป, มีความทนทานสูง

3) การแปลงคะแนนดิบเป็นสเกลมาตรฐาน (0–1 Normalization)

เพื่อให้คะแนนสามารถเปรียบเทียบและรวมเข้ากับเกณฑ์อื่น ๆ ได้ ต้องทำการแปลง (Normalize) คะแนนดิบจากช่วง 1–5 ให้อยู่ในช่วง 0–1 โดยคำนวณตามสมการ 3.3

$$\hat{s}_{i,j} = \frac{s_{i,j} - 1}{4} \tag{3.3}$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

โดยที่ $\hat{s}_{i,j}$ คือ คะแนนมาตรฐานของอุปกรณ์ i ในเกณฑ์ย่อย j

$\hat{s}_{i,j}$ คือ คะแนนดิบ (1–5) ที่ผู้เชี่ยวชาญให้กับอุปกรณ์ i ในเกณฑ์ย่อย j

การ Normalize ลักษณะนี้เป็นแนวทางที่นิยมในงานวิเคราะห์วิศวกรรม เพื่อปรับสเกลข้อมูลให้อยู่ในช่วงมาตรฐานเดียวกัน (Cengel & Ghajar, 2015)

4) การกำหนดน้ำหนักเกณฑ์ย่อย (Sub-criteria weights)

เพื่อให้แต่ละเกณฑ์ย่อยสะท้อนความสำคัญไม่เท่ากันในการบำรุงรักษา ใช้วิธี Analytic Hierarchy Process (AHP) (Saaty, 2008) โดยมีขั้นตอน คือ จัดทำเมทริกซ์เปรียบคู่ (Pairwise comparison matrix) ขนาด 6 × 6 ระหว่างเกณฑ์ย่อยทั้งหกรายการ หาค่าเวกเตอร์ลักษณะเฉพาะหลัก (Principal eigenvector) ของเมทริกซ์เพื่อใช้เป็นน้ำหนัก และตรวจสอบความสอดคล้อง (Consistency Ratio: CR) ของเมทริกซ์ โดยคำนวณตามสมการ 3.4

$$CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n-1}, \quad CR = \frac{CI}{RI} \tag{3.4}$$

โดยที่ $\lambda_{\max}$ คือ ค่าลักษณะเฉพาะหลักของเมทริกซ์

n คือ จำนวนเกณฑ์ย่อย (ในที่นี้คือ 6)

RI คือ ค่า Random Index ตามตารางมาตรฐานของ Saaty หาก $CR < 0.10$ แสดงว่ามีความสอดคล้องในระดับที่ยอมรับได้

ผลที่ได้คือเวกเตอร์น้ำหนัก $w = (w_1, w_2, ..., w_6)$ ซึ่งผลรวมเท่ากับ 1

5) การรวมคะแนน Ease of Maintenance

เมื่อได้คะแนนมาตรฐานของแต่ละเกณฑ์ย่อยและน้ำหนักแล้ว คำนวณคะแนน Ease of Maintenance ดิบของอุปกรณ์ i ตามสมการ 3.5

$$EaseRaw_i = \sum_{j=i}^{6} w_j \cdot \hat{s}_{i,j} \tag{3.5}$$

โดยที่ w_i คือ น้ำหนักสัมพัทธ์ของเกณฑ์ย่อย j

$\hat{s}_{i,j}$ คือ คะแนนมาตรฐานของอุปกรณ์ i น้ำหนักสัมพัทธ์ของเกณฑ์ย่อย j

จากนั้นทำ Normalization ข้ามอุปกรณ์เพื่อให้ได้คะแนนสุดท้าย ตามสมการ 3.6

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$Ease_Ma\text{int}_i = \frac{EaseRaw_i}{\max_h EaseRaw_h} \quad (3.6)$$

โดยที่ $\max_h EaseRaw_h$ คือ ค่า EaseRaw ที่มากที่สุดของภาระเหนี่ยวนำทุกรูปแบบ

ผลลัพธ์คือ $Ease_Ma\text{int}_i$ มีค่าอยู่ระหว่าง 0–1 โดยอุปกรณ์ที่ได้ 1 คือ อุปกรณ์ที่มีความสะดวกในการบำรุงรักษามากที่สุดในกลุ่ม การ Normalize แบบนี้สอดคล้องกับแนวทางในงานวิเคราะห์หลายเกณฑ์ที่ต้องการให้ค่าคะแนนสามารถเปรียบเทียบเชิงสัมพัทธ์ได้อย่างสมจริง (Kakaç et al., 2012)

3.4.3 การประเมิน Life-Cycle Cost (LCC)

การประเมินต้นทุนตลอดอายุการใช้งาน หรือ Life-Cycle Cost (LCC) ของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า เป็นขั้นตอนที่มีความสำคัญต่อการตัดสินใจเลือกอุปกรณ์ เนื่องจากไม่ได้พิจารณาเฉพาะต้นทุนการลงทุนเริ่มต้น (Capital Expenditure: CAPEX) เท่านั้น แต่ยังรวมถึงต้นทุนการดำเนินงาน (Operating Expenditure: OPEX) เช่น ค่าใช้พลังงาน ค่าแรงงานซ่อมบำรุง ตลอดจนค่าใช้จ่ายในการซ่อมและการเปลี่ยนอะไหล่ รวมทั้งค่าใช้จ่ายในการรื้อถอนหรือเลิกใช้งานในอนาคต การวิเคราะห์ LCC จึงสะท้อนความคุ้มค่าของอุปกรณ์ในมิติระยะยาว และเป็นมาตรฐานที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในการตัดสินใจเชิงวิศวกรรม (Fuller & Petersen, 1996; Dhillon, 2010)

1) โครงสร้างของ Life-Cycle Cost

การประเมิน LCC ของอุปกรณ์ในงานวิจัยนี้ใช้การแบ่งองค์ประกอบหลักออกเป็น 3 ส่วน ได้แก่

- C_{cap} : ต้นทุนการลงทุนเริ่มต้น (Capital cost) ได้แก่ ราคาซื้ออุปกรณ์ ค่าติดตั้ง และค่าทดสอบระบบ
- C_{op} : ต้นทุนการดำเนินงาน (Operating cost) ซึ่งรวมค่าใช้พลังงานไฟฟ้าและค่าแรงงานดูแลระบบ
- $C_{ma\text{int}}$: ต้นทุนการบำรุงรักษา (Maintenance cost) เช่น ค่าเปลี่ยนชิ้นส่วน ค่าแรงงาน และค่า downtime ที่เกิดขึ้น

สมการของต้นทุนตลอดอายุการใช้งานสามารถเขียนดังสมการ 3.7 (Dhillon, 2010; Fabrycky & Blanchard, 1991)

$$LCC = C_{cap} + \sum_{t=1}^{N} \frac{C_{op,t} + C_{ma\,int,t}}{(1+r)^t} \quad (3.7)$$

โดยที่ LCC คือ ต้นทุนตลอดอายุการใช้งาน (บาท หรือดอลลาร์)

C_{cap} คือ ต้นทุนเริ่มต้นของอุปกรณ์ (Capital cost)

$C_{op,t}$ คือ ต้นทุนการดำเนินงานในปีที่ t

$C_{ma\,int,t}$ คือ ต้นทุนการบำรุงรักษาในปีที่ t

r คือ อัตราคิดลด (Discount rate)

N คือ อายุการใช้งาน (ปี)

สมการนี้เป็นการหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value: NPV) ของต้นทุนที่เกิดขึ้นทั้งหมดในช่วงอายุการใช้งานของอุปกรณ์

2) การกำหนดค่าใช้จ่ายในแต่ละองค์ประกอบ

การประมาณค่าใช้จ่ายในแต่ละองค์ประกอบทำได้โดยอาศัยทั้งข้อมูลจากเอกสารวิชาการและการประมาณเชิงวิศวกรรม ดังนี้

- C_{cap} : กำหนดตามราคาจัดซื้อและติดตั้งจริงของอุปกรณ์ โดยอุปกรณ์ที่มีโครงสร้างซับซ้อน เช่น Twisted plates มักมีค่าใช้จ่ายสูงกว่า Hollow หรือ Fin

- C_{op} : คำนวณจากการใช้พลังงานไฟฟ้าตลอดอายุการใช้งาน โดยใช้สมการ 3.8

$$C_{op,t} = E_t \cdot P_e \quad (3.8)$$

โดยที่ E_t คือ พลังงานไฟฟ้าที่ใช้งานในปีที่ t (kWh)

P_e คือ ราคาพลังงานต่อหน่วย (บาท/kWh หรือ ดอลลาร์/kWh)

- $C_{ma\,int}$: ประมาณจากค่าแรงงาน ค่าอะไหล่ และค่า Downtime ซึ่งสัมพันธ์โดยตรงกับเกณฑ์ Ease of Maintenance ที่กล่าวไปในส่วนก่อนหน้า (Dhillon, 2010)

3) การ Normalize ค่า LCC

เพื่อนำไปใช้ในการเปรียบเทียบกับเกณฑ์อื่น ค่า LCC ของอุปกรณ์แต่ละชนิดต้องถูกแปลงให้อยู่ในช่วง 0–1 โดยใช้สมการ 3.9 (Saaty, 2008)

$$LCC_i^* = \frac{\min_h(LCC_h)}{LCC_i} \quad (3.9)$$

โดยที่ LCC_i^* คือ ค่า LCC ที่ Normalize ของอุปกรณ์ i

LCC_i คือ ค่า LCC ดิบของอุปกรณ์ i

$\min_h(LCC_h)$ คือ ค่า LCC ที่ต่ำที่สุดในของภาระเหนี่ยวนำทุกรูปแบบ

สมการนี้ทำให้อุปกรณ์ที่มีต้นทุนตลอดอายุการใช้งานต่ำที่สุดได้รับค่าใกล้เคียง 1 ขณะที่อุปกรณ์ที่มีต้นทุนสูงกว่าจะได้ค่าต่ำกว่า

3.4.4 การรวมเกณฑ์ทั้งหมด (Integration of Criteria)

ภายหลังการวิเคราะห์ตัวแปรที่เกี่ยวข้องทั้งหมด ขั้นตอนถัดไปคือการบูรณาการปัจจัยเหล่านี้เข้าด้วยกัน เพื่อใช้เป็นกรอบการตัดสินใจเชิงปริมาณ โดยวิธีการนี้มีพื้นฐานจากแนวคิดการตัดสินใจแบบหลายเกณฑ์ (Multi-Criteria Decision Making: MCDM) และการรวมคะแนนแบบถ่วงน้ำหนัก (Weighted Sum Model: WSM) ซึ่งเป็นที่นิยมใช้ในงานด้านวิศวกรรมเครื่องกลและพลังงาน (Saaty, 2008; Triantaphyllou, 2000)

1) กรอบแนวคิดของ Weighted Scoring

การตัดสินใจในระบบที่มีหลายปัจจัยนั้นไม่สามารถพิจารณาเฉพาะเกณฑ์ใดเกณฑ์หนึ่งได้ เช่น การเลือกอุปกรณ์ที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด แต่กลับมีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงมาก และ LCC สูงมาก อาจไม่ใช่ทางเลือกที่เหมาะสม ดังนั้นจึงต้องกำหนด น้ำหนักสัมพัทธ์ (Weights) ของแต่ละเกณฑ์ เพื่อสะท้อนความสำคัญเชิงวิศวกรรมและเชิงเศรษฐศาสตร์ที่แตกต่างกัน โดยทั่วไป สมการการรวมคะแนนถ่วงน้ำหนักของอุปกรณ์ i เขียนได้ดังสมการ 3.10 (Triantaphyllou, 2000)

$$Score_i = \sum_{m=1}^{M} W_m \cdot X_{i,m} \quad (3.10)$$

โดยที่ $Score_i$ คือ คะแนนรวมถ่วงน้ำหนักของอุปกรณ์ i

W_m คือ น้ำหนักสัมพัทธ์ของเกณฑ์ที่ m $(\sum_{m=1}^{M} W_m = 1)$

$X_{i,m}$ คือ ค่ามาตรฐาน (Normalized value) ของอุปกรณ์ i ภายใต้เกณฑ์ที่ m

M คือ จำนวนเกณฑ์ทั้งหมด

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สมการนี้เป็นพื้นฐานของ Weighted Sum Model (WSM) ที่ยอมรับกันอย่างกว้างขวางในงานด้านการจัดลำดับ (Ranking) ทางวิศวกรรม เนื่องจากความง่ายและความโปร่งใสในการตรวจสอบ (Triantaphyllou, 2000)

2) การกำหนดเกณฑ์และน้ำหนัก

การกำหนดค่าน้ำหนักสัมพัทธ์ของแต่ละเกณฑ์ (W_m) ใช้ทั้งเหตุผลเชิงทฤษฎีและการอ้างอิงจากงานวิจัยก่อนหน้า โดยให้ความสำคัญสูงสุดกับ LCC เนื่องจากเป็นปัจจัยที่สะท้อนต้นทุนระยะยาวและมีผลโดยตรงต่อความคุ้มค่าของระบบในเชิงเศรษฐศาสตร์ (Dhillon, 2010; Fuller & Petersen, 1996) รองลงมาคือ Ease of Maintenance ซึ่งแม้จะไม่เกี่ยวข้องโดยตรงกับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน แต่มีผลต่อค่าใช้จ่ายที่ซ่อนอยู่จาก Downtime และความถี่ของการบำรุงรักษา (Shah & Sekulić, 2003) ส่วนเกณฑ์ที่เหลือ ได้แก่ Nu/Nu_0, f/f_0 และ TEF ถูกกำหนดให้น้ำหนักในระดับรองลงมาเพื่อสะท้อนสมรรถนะเชิงความร้อนที่เป็นหัวใจของระบบ

สำหรับงานวิจัยนี้ ค่าน้ำหนักจริงที่ถูกนำมาใช้คือ Nu/Nu_0 = 0.10, f/f_0 = 0.25, TEF = 0.10, Ease of Maintenance = 0.25 และ LCC = 0.30 โดยการเลือกค่านี้มีจุดประสงค์เพื่อให้สมดุลระหว่างปัจจัยเชิงความร้อนและปัจจัยเชิงเศรษฐศาสตร์ อีกทั้งยังสะท้อนสภาวะการใช้งานจริงที่เน้นต้นทุนตลอดอายุการใช้งานและความสะดวกในการบำรุงรักษาเป็นหลัก ในขณะเดียวกันยังคงเปิดพื้นที่ให้ปัจจัยด้านสมรรถนะเชิงความร้อนมีบทบาทในการจัดอันดับอุปกรณ์อย่างเหมาะสม

การกำหนดค่าน้ำหนักดังกล่าวจึงไม่เพียงอิงจากทฤษฎีและข้อมูลจากวรรณกรรม แต่ยังเป็นผลจากการวิเคราะห์ความเหมาะสมเชิงวิศวกรรมและเชิงเศรษฐศาสตร์ที่สอดคล้องกับการใช้งานจริงในระบบผลิตลมร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า (Saaty, 2008; Triantaphyllou, 2000; Webb & Kim, 2005)

3) การ Normalize ค่าของแต่ละเกณฑ์

ก่อนนำค่าแต่ละเกณฑ์ไปถ่วงน้ำหนัก จำเป็นต้องทำการ Normalize เพื่อให้อยู่ในช่วง 0–1 ทั้งหมด โดยใช้สูตรที่ต่างกันตามลักษณะของเกณฑ์

- สำหรับเกณฑ์ที่ ยิ่งมากยิ่งดี เช่น Nu/Nu_0, TEF และ Ease of Maintenance คำนวณตามสมการ 3.11

$$X_{i,m} = \frac{Value_{i,m}}{\max_h Value_{h,m}} \tag{3.11}$$

- สำหรับเกณฑ์ที่ ยิ่งน้อยยิ่งดี เช่น f/f_0 และ LCC คำนวณตามสมการ 3.12

$$X_{i,m} = \frac{\min_h Value_{h,m}}{Value_{i,m}} \quad (3.12)$$

การ Normalize ลักษณะนี้ทำให้ค่า Normalized ของอุปกรณ์ที่ดีที่สุดในแต่ละเกณฑ์มีค่าเท่ากับ 1 และอุปกรณ์อื่น ๆ มีค่าน้อยกว่า ซึ่งสะท้อนการเปรียบเทียบเชิงสัมพัทธ์ (Keeney & Raiffa, 1993; Triantaphyllou, 2000)

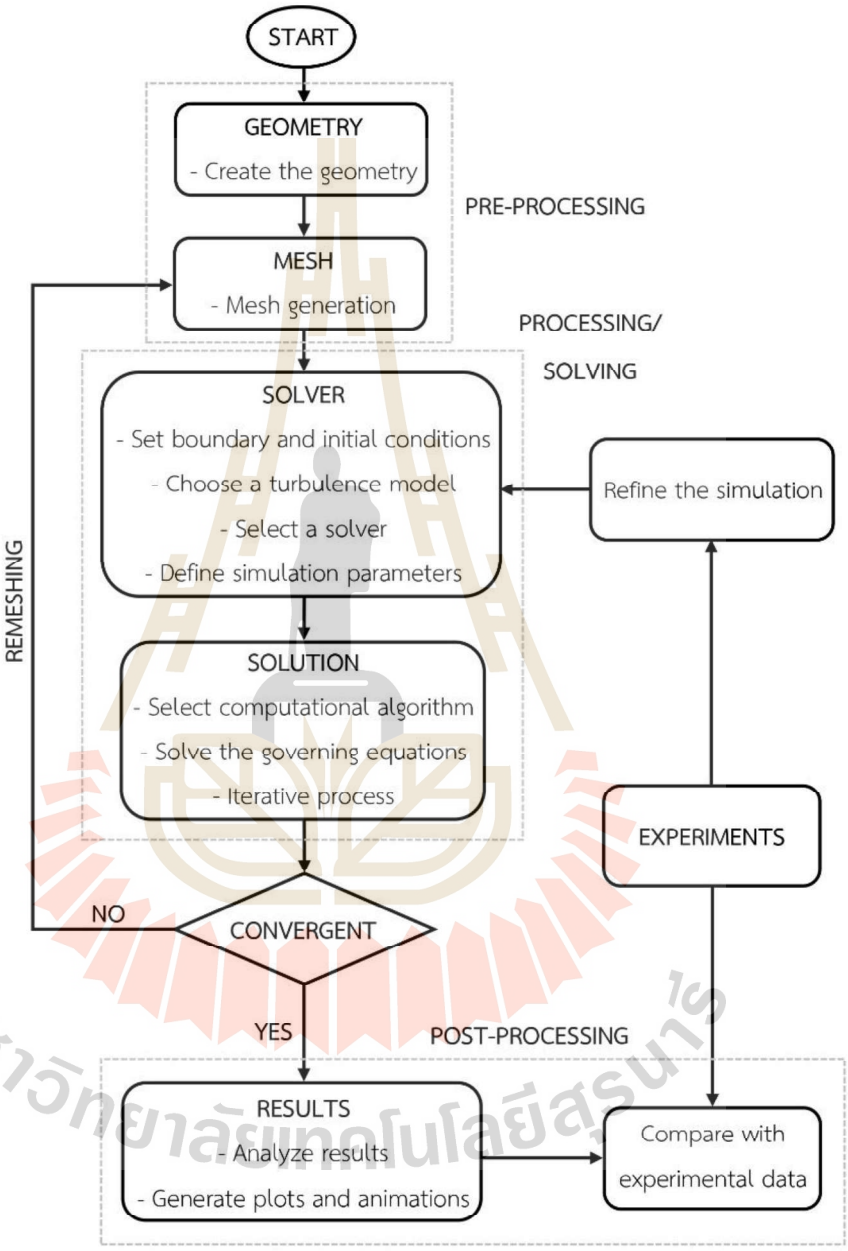
4) การคำนวณคะแนนรวม

หลังจาก Normalize และกำหนดค่าน้ำหนักแล้ว สามารถคำนวณคะแนนรวมของอุปกรณ์แต่ละชนิดได้ตามสมการ WSM ข้างต้น ผลลัพธ์ที่ได้คือค่าคะแนนรวมถ่วงน้ำหนัก $(Score_i)$ ของภาระเหนี่ยวนำแต่ละรูปแบบ และสามารถนำมาเปรียบเทียบเพื่อจัดอันดับ (Ranking) ว่าอุปกรณ์ใดเหมาะสมที่สุดสำหรับการใช้งานจริง

3.5 การสร้างแบบจำลองศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และหารูปแบบที่เหมาะสมของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อน

จากการทดสอบสมรรถนะการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำแก่ภาระเหนี่ยวนำที่แตกต่างกัน 4 รูปแบบ ได้แก่ กระบอกกลวงโลหะผิวเรียบ กระบอกกลวงโลหะที่มีการติดตั้งแผ่นครีบ แผ่นกั้นขวางการไหล และแผ่นบิดเกลียว ให้ผลการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ จึงเกิดแนวคิดในการสร้างแบบจำลองเพื่อใช้อธิบายประกอบกับผลที่ได้จากการทดสอบก่อนหน้า ถึงพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านภาระเหนี่ยวนำแต่ละรูปแบบในการผลิตลมร้อน เนื่องจากการทดสอบเพียงอย่างเดียวไม่สามารถศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนได้ทั้งหมด จากความซับซ้อนของปัญหาที่ประกอบด้วยการถ่ายเทความร้อนร่วมระหว่างการนำความร้อนภายในวัสดุแข็งของอุปกรณ์ (Solid conduction) และการพาความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (Forced convection in internal flow) มีการพิจารณาเงื่อนไขการไหลปั่นป่วน (Turbulent internal flow) การกระจายอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอในวัสดุ และความสัมพันธ์ของคุณสมบัติความร้อนของอากาศกับอุณหภูมิ (Temperature dependent properties) รวมถึงตัวแปรต่าง ๆ ที่อยู่นอกเหนือการควบคุมของชุดทดสอบ ที่ทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนของผลที่ได้ ด้วยเหตุนี้ การสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลข (Computational Modeling) ร่วมด้วย จึงเป็นวิธีการที่เหมาะสมสำหรับการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนในปัญหาดังกล่าวที่จะส่งผลให้สามารถวิเคราะห์กระแสการไหลของอากาศ และการกระจายความร้อนภายในอุปกรณ์ได้อย่างละเอียดในทุกตำแหน่งของโดเมน อีกทั้งยังสามารถปรับเปลี่ยนหรือศึกษาผลของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพและน่าเชื่อถือมากขึ้น เพื่อนำไปสู่การ

สร้างแบบจำลองหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำโดยไม่ต้องสร้างต้นแบบทางกายภาพขึ้น ซึ่งการสร้างแบบจำลองได้ดำเนินตามกระบวนการดังนี้



รูปที่ 3.18 ผังงานแสดงกระบวนการสร้างแบบจำลอง

3.5.1 การสร้างแบบจำลองศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ

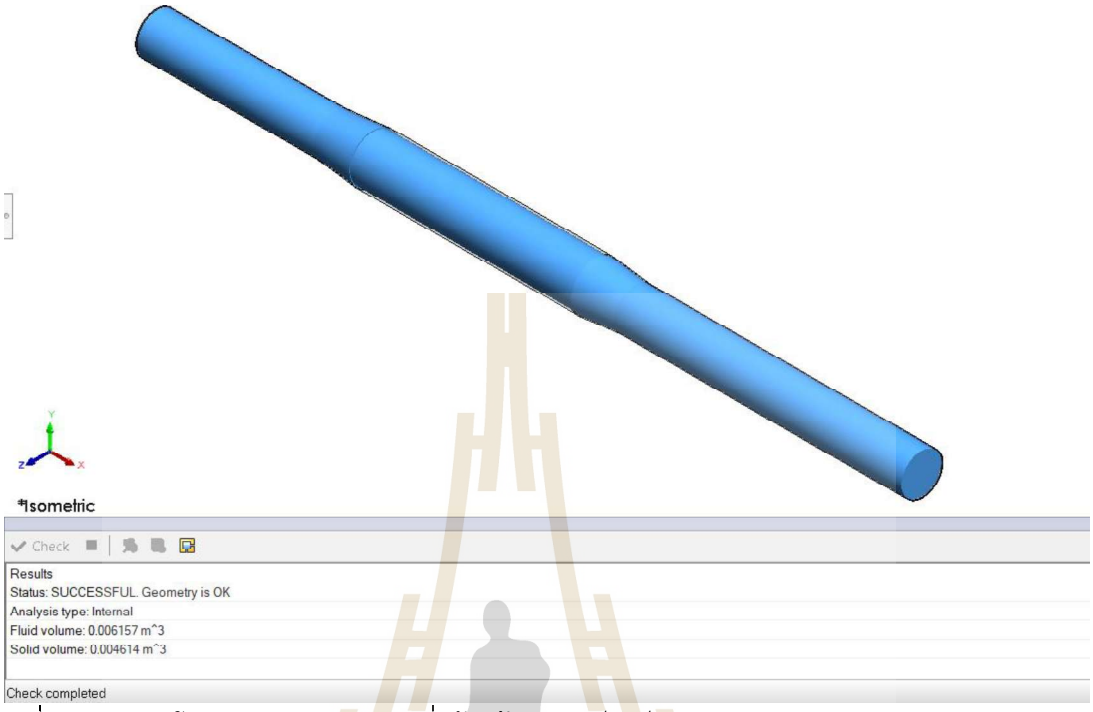
เลือกใช้ SOLIDWORKS Flow Simulation ในการสร้างแบบจำลอง เนื่องจากซอฟต์แวร์ดังกล่าวสามารถลดเวลาในการเตรียมเรขาคณิตของโมเดล และลดความผิดพลาดจากการถ่ายโอนข้อมูลระหว่างซอฟต์แวร์ CAD กับ CFD เพราะมีการรวมสภาพแวดล้อม CAD และ CFD อยู่ในแพลตฟอร์มเดียว รองรับการจำลองการถ่ายเทความร้อนแบบ Conjugate Heat Transfer (CHT) ซึ่งสามารถแก้สมการการนำความร้อนในของแข็งร่วมกับการพาความร้อนในของไหลได้อย่างต่อเนื่อง การตั้งค่าและการควบคุมเงื่อนไขขอบ (Boundary Conditions) ยืดหยุ่น สามารถกำหนดการกระจายกำลังความร้อนในวัสดุ (Volumetric heat generation) เพื่อแทนค่าพลังงานที่ได้จากการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า รวมถึงกำหนดสภาวะการไหลปั่นป่วนและอุณหภูมิของอากาศได้อย่างละเอียด รองรับการสร้าง Boundary layer mesh และการปรับ Refinement บริเวณที่มี Gradient สูง เพื่อเพิ่มความแม่นยำในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน และมีระบบการประเมินผลแบบ Post-processing ที่ครบถ้วนเพียงพอต่อการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

ขั้นตอน Pre-processing

สำหรับงานวิจัยนี้ เป็นการศึกษาการไหลของอากาศภายในท่อที่ไหลผ่านอุปกรณ์ให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ขั้นตอน Pre-processing มีบทบาทสำคัญในการกำหนดโดเมนการคำนวณให้ครอบคลุมพื้นที่ที่สนใจ และการสร้างโครงตาข่ายที่มีความละเอียดเพียงพอเพื่อสะท้อนพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนได้อย่างถูกต้อง

1) การเตรียมโดเมนของปัญหาที่จะใช้ในการจำลอง (Create the Geometry) รูปร่างที่นำมาพิจารณาในการสร้างโมเมนของการจำลองมาจากรูปแบบและขนาดของชุดทดสอบจริง ทำการลดความซับซ้อนของโมเดล (Simplify) ทั้งนี้เพื่อประหยัดเวลาและทรัพยากรคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการคำนวณ

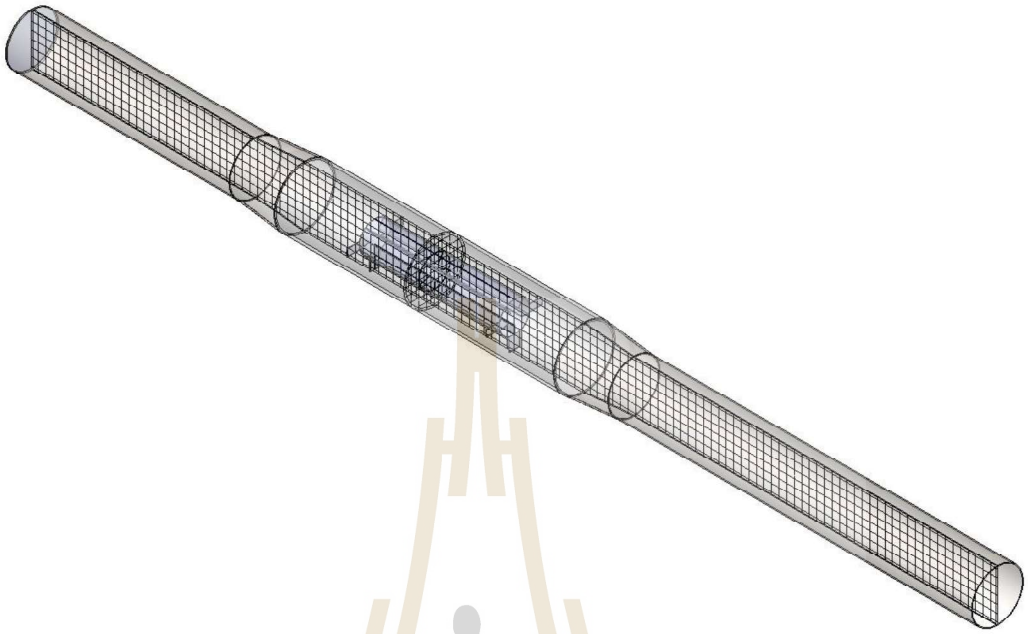
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.19 แสดงโดเมนของแบบจำลองที่สร้างด้วยซอฟต์แวร์ SOLIDWORKS Flow Simulation

2) การสร้างโครงตาข่ายคำนวณ (Mesh Generation) ใช้ Cartesian mesh หรือการสร้างโครงตาข่ายในรูปแบบกริดสี่เหลี่ยม (Orthogonal grid) (รูปที่ 3.20) เพื่อลดความซับซ้อนในการคำนวณเชิงตัวเลข และความรวดเร็วในการสร้างโครงตาข่าย โดยบริเวณผิวของอุปกรณ์ให้ความร้อนและบริเวณที่ต้องการเพิ่มความละเอียด อย่างในกรณีนี้คือ ตำแหน่งของการวัดความดันขาเข้าและออกอุปกรณ์ให้ความร้อน ได้กำหนดเป็น Local Mesh Refinement ร่วมกับ SmartCells ซึ่งเป็นเทคนิคการแบ่งตาข่ายแบบปรับละเอียดอัตโนมัติ (Automatic local refinement) โดยโปรแกรมจะตรวจจับพื้นที่ที่มีการเปลี่ยนแปลงของตัวแปร เช่น ความดัน ความเร็ว หรืออุณหภูมิสูง แล้วแบ่ง cell ออกเป็น cell ย่อย เพื่อเพิ่มความแม่นยำและความถูกต้องให้มากขึ้น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.20 แสดงลักษณะโครงตาข่ายของโดเมนแบบจำลอง

3) การทดสอบความไวของตาข่าย (Mesh Independence Test) ดำเนินการทดสอบความไวของตาข่ายโดยสร้างแบบจำลองที่มีความละเอียดของตาข่ายแตกต่างกัน 3 ระดับ ได้แก่ ตาข่ายหยาบ (Coarse mesh) ตาข่ายปานกลาง (Medium mesh) และตาข่ายละเอียด (Fine mesh) โดยการพิจารณาจากค่าผลลัพธ์ของอุณหภูมิอากาศทางออก, อุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำ, อุณหภูมิที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ, ความดันตกคร่อมของภาระเหนี่ยวนำ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมีการกำหนดเงื่อนไขว่า ค่าผลลัพธ์ของตัวแปรหลักมีการเปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 0.1 %

ขั้นตอน Processing/Solving

SOLIDWORKS Flow Simulation จะใช้ Finite Volume Method (FVM) ในการแปลงสมการอนุพันธ์เชิงย่อยให้เป็นสมการเชิงพีชคณิตที่สามารถแก้ได้ด้วยคอมพิวเตอร์ ซึ่งกำหนดตัวแปรที่สำคัญในการสร้างแบบจำลองดังนี้

1) ตั้งค่าเริ่มต้นของปัญหา

- Analysis type เป็น Internal Analysis เนื่องจากปัญหานี้เป็นการไหลภายในโดเมนปิด (Closed conduit) ที่อากาศเคลื่อนที่ผ่านท่อ

- Physical Features ดังแสดงในตาราง 3.1

ตารางที่ 3.1 สรุปการเลือก Physical Features

Physical Features Option	ผลการตัดสินใจ	เหตุผล
Heat conduction in solids	เลือก	ต้องคำนวณการนำความร้อนจากชิ้นส่วนแข็ง (ผนังภาระเหนี่ยวนำ) สู่ของไหล เพื่อสะท้อนกลไกการถ่ายเทความร้อนครบทั้งการนำและการพาความร้อน
Time-dependent (Transient)	ไม่เลือกในกรณีของการทำ Mesh Independence/ และเลือกในกรณีที่รันโมเดลจริง	เลือกถ้าต้องการศึกษาการเปลี่ยนแปลงตามเวลา
Radiation	ไม่เลือก	การเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าให้ความร้อนโดยส่วนใหญ่ผ่านการถ่ายเทด้วยการนำและการพาความร้อน การแผ่รังสีมีส่วนน้อย และสามารถละเว้นเพื่อประหยัดเวลาคำนวณ
Gravity	ไม่เลือก	ปัญหาเป็น Forced convection คือ ใช้พัดลมดันอากาศเข้า การไหลไม่ขึ้นกับแรงลอยตัวจากความต่างอุณหภูมิ จึงไม่จำเป็นต้องเปิดใช้งานแรงโน้มถ่วง

- **Consider closed cavities** ไม่จำเป็นต้องเลือก เพราะจะทำให้การคำนวณซับซ้อนขึ้นโดยไม่ส่งผลต่อความถูกต้องของผลลัพธ์ เนื่องจากแบบจำลองในปัญหานี้อากาศในระบบมีการไหลต่อเนื่องจาก Inlet ผ่านบริเวณให้ความร้อน และออกสู่ Outlet โดเมนที่สนใจคือ การถ่ายเทความร้อนจากผิวอุปกรณ์ไปสู่อากาศที่เคลื่อนที่ผ่านไป การไหลเป็น Open flow ไม่มี Volume ปิดที่ต้องคำนวณการเปลี่ยนแปลงภายใน ซึ่งเป็นการพิจารณาและตัดสินใจจากคู่มือการใช้โปรแกรม ร่วมกับงานวิจัยอื่น ๆ สามารถสรุปได้ดังนี้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบผลกระทบของการเลือกและไม่เลือก Consider closed cavities ใน SOLIDWORKS Flow Simulation

หัวข้อ/เกณฑ์เปรียบเทียบ	**ถ้า เลือก “Consider closed cavities” (Yes)**	**ถ้า ไม่เลือก “Consider closed cavities” (No)**	**ความหมายเชิงวิจัย / ผลต่องานวิจัยนี้**
ความหมายเชิงปฏิบัติ	ซอฟต์แวร์จะพิจารณา/เติม ทุกโพรงภายในเรขาคณิตที่เป็น Cavity เป็น Domain ของของไหล (แม้ไม่มี BC ไหลเข้า–ออก) และแก้สมการของไหล/ความร้อนภายในโพรงเหล่านั้น	ซอฟต์แวร์จะไม่พิจารณา (ไม่เติม/ไม่แก้) โพรงที่ไม่มีสภาวะการไหล (Cavities without flow conditions) โพรงดังกล่าวจะถูกละไว้ และไม่รวมในการคำนวณของไหล/CHT	อธิบายการทำงานพื้นฐานของตัวเลือก (ทำให้ Cavity ถูกเติมด้วย Fluid domain หรือไม่) สำคัญต่อการกำหนด Domain ที่แท้จริงของการจำลอง
ผลต่อการนิยามโดเมน (Domain detection)	โปรแกรมมักจะสร้าง Computational domain ครอบคลุมโพรงปิดทั้งหมดโดยอัตโนมัติ ดีเมื่อต้องการศึกษาโพรงปิด (เช่น Cavity natural convection, Trapped air)	โปรแกรมจะไม่เติมโพรงที่ไม่มี BC ทำให้ Computational domain เล็กลง/ตรงกับสิ่งที่ผู้ใช้ตั้งใจไว้ (เช่น Internal through-flow เท่านั้น)	หากมี Cavity ที่แท้จริงและต้องการวิเคราะห์ (เช่น ช่องว่างภายในชิ้นส่วนที่มี Natural convection) ต้องเลือก Yes แต่ถ้าไม่มีก็ไม่ควรเลือก
ผลต่อความถูกต้องของฟิสิกส์ (Physical fidelity)	เพิ่ม Fidelity เมื่อโพรงภายในมีบทบาท (Trapped air that heats up, Natural convection inside cavities, Pressure/Thermal transient inside closed volumes)	ลดความเสี่ยงที่จะรวมโดเมนที่ไม่เกี่ยวข้องกับการไหลหลัก ทำให้ Model สะท้อนสภาพจริงของ Open-through flow มากขึ้น	เลือกตามว่ามีโพรงภายในที่มีผลจริงต่อการถ่ายเทความร้อนหรือไม่ (Physical judgement)

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบผลกระทบของการเลือกและไม่เลือก Consider closed cavities ใน SOLIDWORKS Flow Simulation (ต่อ)

หัวข้อ/เกณฑ์เปรียบเทียบ	**ถ้า เลือก "Consider closed cavities" (Yes)**	**ถ้า ไม่เลือก "Consider closed cavities" (No)**	**ความหมายเชิงวิจัย / ผลต่องานวิจัยนี้**
ผลต่อการตั้งค่า Boundary Conditions	ต้องใส่ BC เพิ่มเติม/ระมัดระวังมากขึ้น (แต่ละ Cavity ต้องการ BC หรือ Initial state)	BC ถูกจำกัดเฉพาะ Inlet/Outlet/ผิวที่สนใจเท่าที่ระบบต้องการ ซึ่งง่ายต่อการตั้งค่าและลดแหล่งความผิดพลาด	ในงานวิจัย จำเป็นต้องหลีกเลี่ยง BC ที่ไม่จำเป็นซึ่งอาจป้อนข้อผิดพลาดเชิงโมเดล
ผลต่อโครงตาข่าย และปริมาณการคำนวณ	เพิ่มจำนวนโครงตาข่าย และโหลดการคำนวณหากมี Cavity มาก อาจส่งผลให้เวลา/ความจำ เพิ่มขึ้นด้วย	ลดขนาด Computational domain ส่งผลให้จำนวนโครงตาข่าย และเวลาในการรันลดลง ถ้า Cavity ไม่เกี่ยวกับปัญหา	สมดุลความแม่นยำกับต้นทุนการประมวลผลเป็นสิ่งสำคัญในการวางแผนการจำลองสำหรับงานวิจัย
ผลต่อการวิเคราะห์ Conjugate Heat Transfer (CHT)	ถ้าโพรงมีอากาศภายในที่รับ/กักความร้อน การพิจารณา Cavity จะช่วยให้การ CHT สมบูรณ์ขึ้น (เช่น Heat buildup in closed pockets)	หากไม่มีโพรงปิดที่เกี่ยวข้อง การไม่พิจารณาจะไม่ทำให้สูญเสีย Physics ของ Interest (Forced internal flow past heated device) แต่จะลดการคำนวณที่ไม่จำเป็น	ต้องพิจารณาว่าจุดมุ่งหมายคือศึกษาการถ่ายเทไปยังอากาศที่ไหลผ่าน (Through-flow) หรือศึกษาพฤติกรรมในโพรงปิดด้วย
ความเสี่ยงที่จะเกิด Modeling error	หากเลือกโดยไม่ตั้ง BC อย่างเหมาะสม อาจเกิด Domain ถูกเติมโดย Fluid โดยไม่ตั้งใจ ส่งผลให้ผลลัพธ์บิดเบือน	หากไม่เลือก แต่ในความเป็นจริงมีโพรงที่สำคัญ อาจพลาด Physics ที่สำคัญ (เช่น Natural convection inside cavity)	ตรวจ Geometry ก่อนตัดสินใจ โดยการใช้ Tools เช่น Cavity detection/Lids และตรวจสอบ Fluid cavities ใน GUI

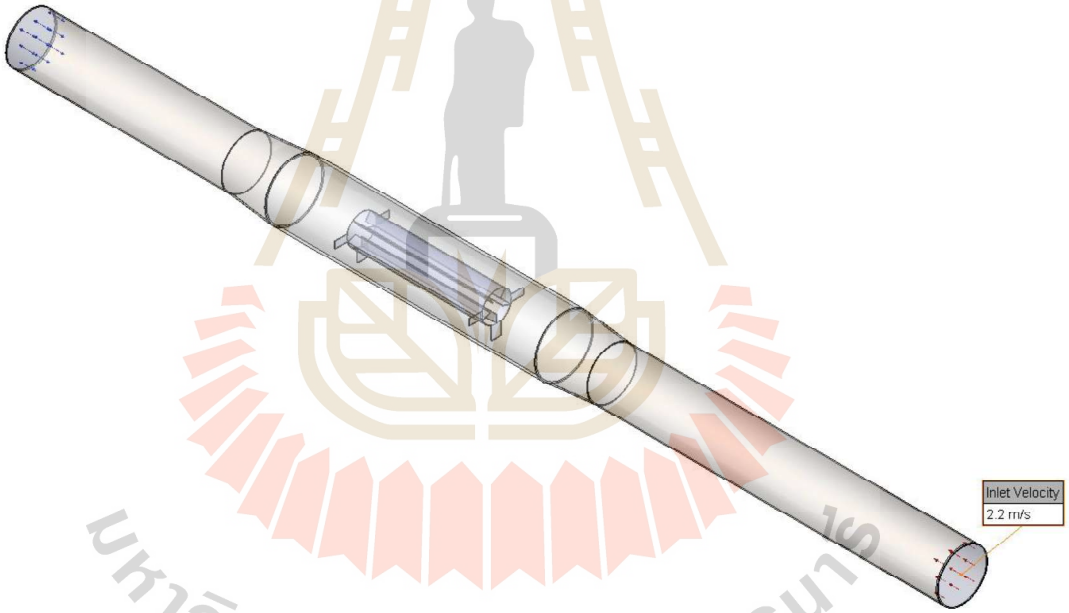
2) ชนิดของวัสดุ (Solid Materials) ภาระเหนี่ยวนำทำมาจากวัสดุ Carbon steel มีคุณสมบัติทางความร้อนเป็นไปตาม ASME CODE SA36 ซึ่งจัดเป็นโลหะทั่วไป

- สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity, W/m.K) หาได้จากสมการ Polynomial ดังนี้ 51.74556 + 7.674726E-02 x T - 1.609082E-04 x T^2

- ความหนาแน่น (Density, kg/m^3) ค่อนข้างคงที่ 7,850 kg/m^3 จึงเลือกไม่ใช้สมการ Polynomial เพียงใส่เป็นค่าคงที่ไว้

- ความจุความร้อนจำเพาะ (Specific heat capacity, J/kg.K) สามารถหาได้จาก ASME CODE SA36 เช่นกัน จากตารางคุณสมบัติทางฟิสิกส์ทำให้ได้สมการ Polynomial ดังนี้ - 11.38362 + 2.185761 x T - 2.375562E-03 x T^2

3) เงื่อนไขขอบเขต (Boundary Conditions)



รูปที่ 3.21 แสดงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง

- Inlet กำหนดความเร็วของอากาศในรูปของ Reynold number เท่ากับ 8,000 10,000 และ 12,000 ซึ่งเมื่อแก้สมการจะให้ความเร็วไหลเข้าโมเดลเท่ากับ $(\mathrm{Re} \times \mu)/(\rho \times D) =$ 1.76, 2.20 และ 2.65 m/s ตามลำดับ ที่อุณหภูมิ 28 °C หรือ 301.15 K

- Outlet กำหนดเป็น Static Pressure

- Volumetric Heat Generation กำหนดการให้ความร้อนที่ผิวด้านนอกของภาระเหนี่ยวนำ ซึ่งมีค่ากำลังการจ่ายพลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 1,000 W

4) Initial conditions

- Steady-state mode ใช้ในกรณีของการทำ Mesh Independence และเพื่อหาสภาวะคงตัวของอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อน ศึกษาความเป็นไปได้ของแบบจำลองภายใต้ Conditions ดังกล่าว ว่าสามารถผลิตลมร้อนได้ถึงอุณหภูมิที่ต้องการหรือไหม

- Transient mode ใช้ในกรณีรันโมเดลจริง เพื่อศึกษาพฤติกรรมร้อนขึ้น (Start-Up) และผลจากการเปลี่ยนแปลงพลังงานกับเวลา แต่จะศึกษาเฉพาะที่ค่า Reynold number เท่ากับ 10,000 เนื่องจากผลที่ได้จากการทดสอบและการจำลองแบบ Steady-state mode ก่อนหน้า แสดงให้เห็นว่าตัวแปรต่าง ๆ ที่ต้องการศึกษามีค่าต่างกันเพียงเล็กน้อยเมื่อความเร็วของอากาศเปลี่ยน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 3.3 สรุปการตั้งค่า Initial Conditions ที่สำหรับการสร้างแบบจำลอง

พารามิเตอร์ (Initial Condition)	**Steady-State Mode**	**เหตุผล (Steady)**	**Transient Mode**	**เหตุผล (Transient)**
Initial Velocity	0 m/s	การไหลถูกกำหนดโดย Boundary Condition ที่ทางเข้า (Inlet) จึงไม่จำเป็นต้องตั้งค่าการไหลเริ่มต้น	ค่าต่ำหรือใกล้ 0 m/s	เพื่อให้เห็นการพัฒนาโปรไฟล์ความเร็วตั้งแต่เริ่มจ่ายอากาศ
Initial Pressure	101,325 Pa (บรรยากาศ)	ใช้เป็นค่ามาตรฐานเพื่อลดความซับซ้อนของการแก้สมการ	101,325 Pa (บรรยากาศ)	ใช้เป็นค่ามาตรฐาน เพื่อให้ผลเริ่มต้นสมดุลกับสภาพแวดล้อม
Initial Temperature	อุณหภูมิห้อง (28 °C)	เพื่อคำนวณสภาวะคงที่ของการถ่ายเทความร้อน	อุณหภูมิห้อง (28 °C)	เพื่อให้เห็นการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามเวลาอย่างชัดเจน
Turbulence intensity	5% Intensity (Ferziger & Perić, 2020; Versteeg & Malalasekera, 2007)	ใช้สำหรับ Steady-state เพื่อสะท้อนสภาพการไหลที่ปั่นป่วนปานกลาง	5% Intensity	เหมือน Steady-state เพื่อความต่อเนื่องในการเปรียบเทียบผล
Turbulence Length Scale	0.00567 m (5.67 mm)	คำนวณจาก 0.07 × D เพื่อสะท้อนขนาดโครงสร้างปั่นป่วนในท่อ (Ferziger & Perić, 2020; Versteeg & Malalasekera, 2007)	0.00567 m (5.67 mm)	เหมือน Steady-state เพื่อความสอดคล้องของข้อมูล

หมายเหตุ การเพิ่มพารามิเตอร์ Turbulence Length Scale (l) ช่วยให้โมเดลมีการกำหนดสภาวะเริ่มต้นที่สอดคล้องกับฟิสิกส์จริงของการไหลภายในท่อ โดยค่าที่คำนวณจากเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (D) ตามสมการ l=0.07D เป็นวิธีมาตรฐานที่นิยมใช้ใน CFD สำหรับการไหลในท่อ (Versteeg & Malalasekera, 2007) ซึ่งจะช่วยให้การคอนเวอร์จของการคำนวณรวดเร็วขึ้น และลดความเสี่ยงของการเกิดความไม่เสถียรของการคำนวณในช่วงแรก

5) Convergence Criteria SOLIDWORKS Flow Simulation พิจารณาความลู่เข้าโดยการแบ่งออกเป็น 3 มิติหลักที่ทำงานร่วมกัน

- Residuals ค่าความคลาดเคลื่อนของสมการเชิงแยกย่อย (Discrete equations) ในแต่ละ Iteration ต้องลดลงต่ำกว่าเกณฑ์ที่กำหนดและมีแนวโน้มแบนราบ ซึ่งการตั้งค่าในการสร้างแบบจำลองของงานวิจัยนี้เป็นไปตามตารางที่ 3.4

- Goals/Monitors ตัวชี้วัดปริมาณทางวิศวกรรมต้องคงที่ภายในช่วงความคลาดเคลื่อนที่กำหนด ดังในแบบจำลองนี้คือ Outlet temperature, Pressure drop ระหว่างเข้าและออกอุปกรณ์ให้ความร้อน, Solid temperature (อุณหภูมิที่ผิวและอุปกรณ์ที่ติดตั้งเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ), Fluid temperature (อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ), Heat Transfer Coefficient ของภาระเหนี่ยวนำ เป็นต้น

- Conservation/Imbalance สมดุลของมวลและพลังงานของทั้งโดเมนต้องอยู่ภายใน %Error ที่ยอมรับได้ ซึ่งการตั้งค่าในการสร้างแบบจำลองของงานวิจัยนี้เป็นไปตามตารางที่ 3.4

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 3.4 การกำหนดค่าเกณฑ์การลู่เข้า (Convergence Criteria) สำหรับการสร้างแบบจำลอง

Model	Convergence Criterion	Selected Setting	Reason / Reference
Steady-state	Global Goals Stability	การเปลี่ยนแปลงไม่เกิน 0.5% ของค่าเฉลี่ยในรอบการคำนวณล่าสุด	เพื่อให้มั่นใจว่าผลลัพธ์ค่าหลักลู่เข้าสู่ค่าเสถียร (Versteeg & Malalasekera, 2007)
	Residuals	ค่าความคลาดเคลื่อน (Residuals) 1×10^{-3}	เป็นค่ามาตรฐานในงาน CFD สำหรับการจำลองการถ่ายเทความร้อนและการไหลแบบ Steady (Ferziger, Perić, & Street, 2020)
	Mass and Energy Balance	ความคลาดเคลื่อน 0.5%	เพื่อคงความถูกต้องของสมการอนุรักษ์มวลและพลังงาน (Incropera & DeWitt, 2011)
Transient	Global Goals Stability	ใช้เงื่อนไขเสถียรภาพของค่าหลักในแต่ละช่วงเวลา (1% ความเปลี่ยนแปลงต่อ time step)	ช่วยให้แน่ใจว่าผลการคำนวณในช่วงเวลาสั้น ๆ ไม่มีความผันผวนที่ไม่สมจริง (Versteeg & Malalasekera, 2007)
	Residuals	ค่าความคลาดเคลื่อน (Residuals) 1×10^{-3} ต่อแต่ละ Time step	เป็นแนวทางทั่วไปสำหรับ CFD transient ที่ต้องการความแม่นยำสูง (Ferziger et al., 2020)
	Mass and Energy Balance	ความคลาดเคลื่อน 0.5% ต่อ Time step	เพื่อรักษาความถูกต้องของสมดุลมวลและพลังงานในช่วงเวลาเปลี่ยนผ่าน (Incropera & DeWitt, 2011)
	CFL Number	≤ 1	เพื่อให้การคำนวณเสถียรตามเงื่อนไข Courant–Friedrichs–Lewy (Anderson, 1995)

ขั้นตอน Post-Processing

หลังจากกระบวนการคำนวณเสร็จสิ้น ขั้นตอน Post-processing จะใช้สำหรับการวิเคราะห์และตีความข้อมูลที่ได้จากการจำลอง โดยการสร้างแบบจำลองส่วนนี้จะเน้นการประเมินพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์รูปแบบที่แตกต่างกันไปยังอากาศภายในท่อ

3.5.2 การสร้างแบบจำลองศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนจำนวนครีบภาระเหนี่ยวนำต่อกลไกการ ถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะเชิงความร้อน

การสร้างแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลในระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำเป็นกระบวนการสำคัญที่ช่วยให้สามารถคาดการณ์พฤติกรรมของระบบได้อย่างถูกต้องและแม่นยำ ซึ่งการใช้ซอฟต์แวร์จำลองเชิงตัวเลข (Computational Fluid Dynamics: CFD) ช่วยให้สามารถวิเคราะห์ผลลัพธ์ได้โดยไม่ต้องสร้างต้นแบบจริงในทุกขั้นตอน ลดทั้งเวลาและค่าใช้จ่ายในการวิจัย

ในงานวิจัยนี้มีการเลือกใช้ซอฟต์แวร์ CFD สองชนิด ได้แก่ SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent เพื่อทำการสร้างแบบจำลองในลักษณะเดียวกัน โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพ ความแม่นยำ และความเหมาะสมของการใช้แต่ละซอฟต์แวร์ต่อการวิเคราะห์ระบบดังกล่าว ทั้งนี้ SOLIDWORKS Flow Simulation เป็นซอฟต์แวร์ CAD-Embedded CFD ที่มีความได้เปรียบด้านการเชื่อมต่อกับการออกแบบชิ้นงานทางวิศวกรรมเชิงกล ทำให้สามารถนำโมเดล 3 มิติจาก CAD มาสร้างโดเมนของปัญหาและตั้งค่าการจำลองได้อย่างรวดเร็ว เหมาะสำหรับการทำงานที่ต้องการลดขั้นตอนในการเตรียมเรขาคณิตและมีการบูรณาการในสภาพแวดล้อมการออกแบบ ทางกลับกัน ANSYS Fluent เป็นซอฟต์แวร์ CFD เชิงลึกที่มีความสามารถสูงด้านการปรับแต่งแบบจำลองฟิสิกส์และสมการการคำนวณ ทำให้สามารถรองรับเงื่อนไขการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ซับซ้อนได้ดีกว่าในหลายกรณี งานวิจัยหลายฉบับชี้ให้เห็นว่า ANSYS Fluent ให้ความยืดหยุ่นและความถูกต้องสูงเมื่อจำลองปัญหาที่มีการถ่ายเทความร้อนร่วมกับการไหลแบบซับซ้อน แต่ในขณะเดียวกันก็ต้องใช้เวลามากขึ้นในขั้นตอนการเตรียมแบบจำลองและการแก้ปัญหา (Ferziger et al., 2020)

การเปรียบเทียบผลการจำลองระหว่างทั้งสองโปรแกรมในงานวิจัยนี้จึงมีความสำคัญ เนื่องจากจะช่วยให้สามารถประเมินได้ว่ารูปแบบการจำลองใดให้ผลลัพธ์ที่แม่นยำ สอดคล้องกับการทดลอง และมีความเหมาะสมต่อการนำไปประยุกต์ใช้เพื่อออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์ทำความร้อนหรือภาระเหนี่ยวนำให้มีประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งในการสร้างแบบจำลองนี้ ใช้กระบอกกลวงโลหะที่มีการติดตั้งแผ่นครีบ จำนวน 5 ครีบ เป็นรูปแบบเริ่มต้นและใช้เป็นเกณฑ์เปรียบเทียบในการสร้างแบบจำลองเพื่อหารูปแบบที่เหมาะสมของภาระเหนี่ยวนำ โดยการสร้างแบบจำลองหารูปแบบที่เหมาะสมนั้นอยู่ภายใต้สมมติฐานที่ว่า การเพิ่มหรือลดจำนวนครีบจากรูปแบบเริ่มต้น มีผลต่อค่า

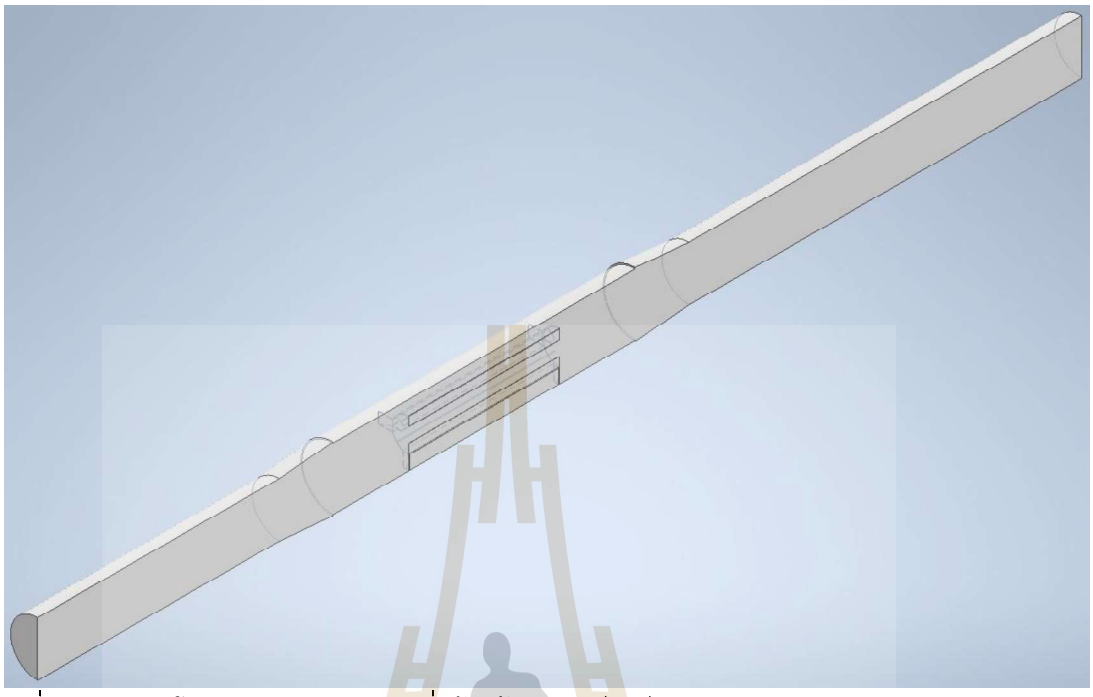
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient) เนื่องจากเป็นการเพิ่มหรือลดพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน แต่อีกปัจจัยที่จะมีผลเช่นกันคือค่าความดันตกคร่อม (Pressure drop) จะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปด้วย จึงใช้สองตัวแปรดังกล่าวมาเป็นตัวแปรหลักในการพิจารณาร่วมกัน และจะศึกษาเฉพาะที่ Reynold number เท่ากับ 10,000 เนื่องจากต้องการศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนกับระยะเวลาเท่านั้น ซึ่งขั้นตอนการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation จะเหมือนกับการสร้างแบบจำลองเพื่อศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 รูปแบบในหัวข้อก่อนหน้า ดังนั้นในส่วนนี้จะกล่าวเฉพาะขั้นตอนการสร้างแบบจำลองด้วย ANSYS Fluent

ขั้นตอน Pre-processing

การสร้างแบบจำลองนี้ ขั้นตอน Pre-processing จะถูกออกแบบให้สอดคล้องกับที่ได้ดำเนินการใน SOLIDWORKS Flow Simulation ก่อนหน้านี้ แม้ว่าวิธีการและเครื่องมือจะต่างกัน แต่หัวข้อการเตรียมจะใกล้เคียงกันเพื่อให้สามารถทำการเปรียบเทียบผลได้อย่างเหมาะสม

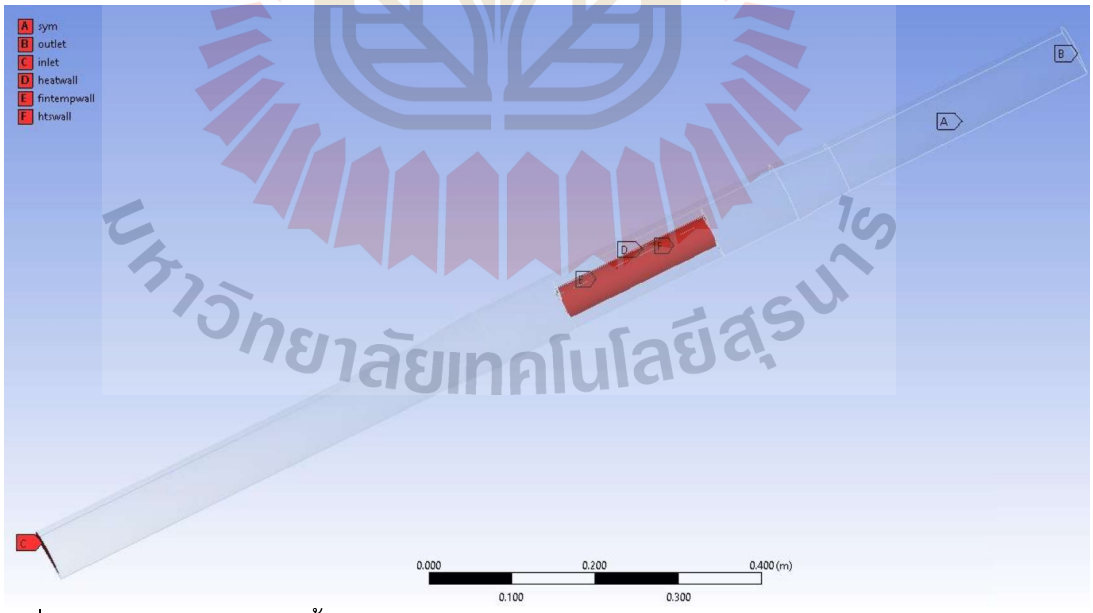
1) การเตรียมโดเมนของปัญหาที่จะใช้ในการจำลอง (Create the Geometry) ในการสร้างแบบจำลองนี้จะใช้ CAD model เดิมที่สร้างใน SOLIDWORKS เพื่อให้รูปทรงและมิติของอุปกรณ์ตรงกับแบบจำลองที่สร้างใน SOLIDWORKS Flow Simulation เพื่อให้ผลการเปรียบเทียบสอดคล้องกัน ลดความคลาดเคลื่อนจากความต่างของโดเมน แล้วนำเข้าผ่าน SpaceClaim ใน ANSYS Workbench ดังรูปที่ 3.22

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.22 แสดงโดเมนของแบบจำลองที่สร้างด้วยซอฟต์แวร์ ANSYS

2) การกำหนดโดเมนของของไหล (Fluid Domain Definition) กำหนดเฉพาะส่วนที่เป็นโดเมนของของไหลภายในท่อและอุปกรณ์ให้ความร้อน (รูปที่ 3.23)



รูปที่ 3.23 แสดงการกำหนดพื้นผิวของโดเมนก่อนการคำนวณ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

3) เงื่อนไขขอบเขต (Boundary Condition) เพื่อให้การเปรียบเทียบกับผลจาก SOLIDWORKS Flow Simulation เป็นไปอย่างเที่ยงตรง ค่า Boundary conditions และ Initial conditions จะถูกตั้งให้เหมือนกัน

- Inlet กำหนดความเร็วของอากาศในรูปของ Reynold number 10,000 ซึ่งเมื่อแก้สมการจะให้ความเร็วไหลเข้าโมเดลเท่ากับ $(\mathrm{Re} \times \mu)/(\rho \times D) = 2.20\ m/s$ ที่อุณหภูมิ 28 ℃ หรือ 301.15 K

- Outlet กำหนดเป็น Pressure outlet (Gauge pressure = 0 Pa)

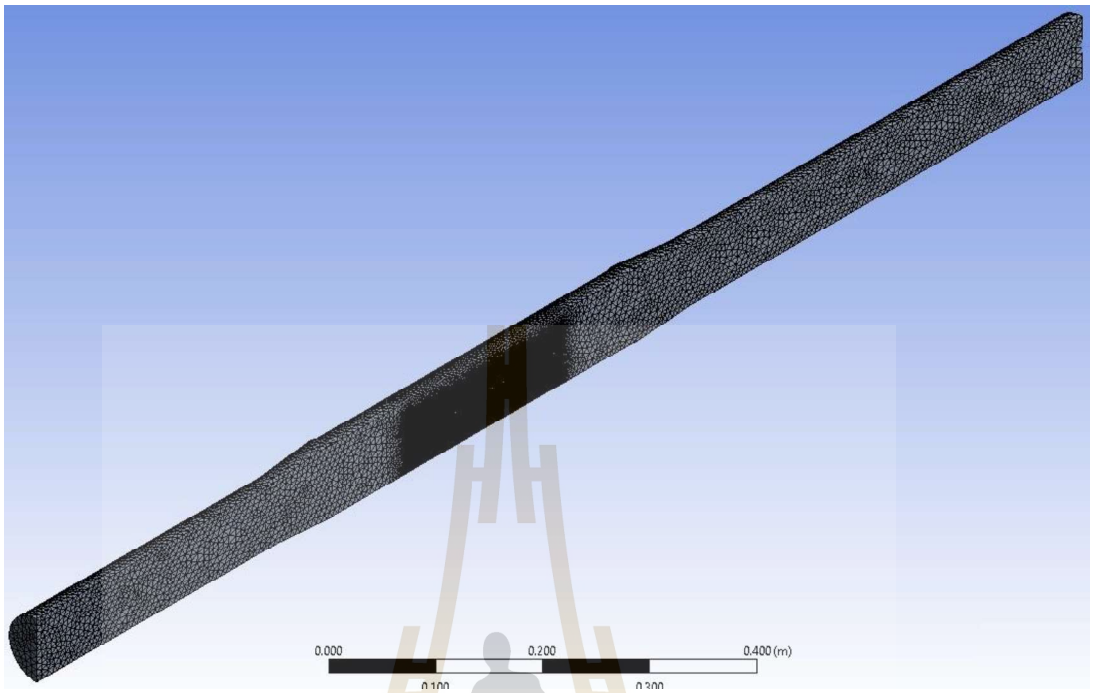
- Volumetric Heat Generation กำหนดการให้ความร้อนที่กับผิวด้านนอกของภาระเหนี่ยวนำซึ่งมีพื้นที่ 0.02827 m^2 จ่ายพลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 1,000 W คำนวณเป็น Heat flux เพื่อใส่ในโปรแกรมได้ 35,367.77 W/m^2

- Wall กำหนดเป็น No-slip condition

- Initial conditions กำหนดเป็น 5%

4) การสร้างโครงตาข่ายคำนวณ (Mesh Generation) สามารถทำได้ด้วย ANSYS Meshing หรือ Fluent Meshing ซึ่งมีความยืดหยุ่นสูงกว่าของ SOLIDWORKS Flow Simulation โดยในการสร้างแบบจำลองนี้ ได้เลือกใช้ Hybrid Mesh (ประกอบด้วย Hexahedral และ Tetrahedral cells) เพื่อรองรับความซับซ้อนของเรขาคณิต และใช้ Inflation layers บริเวณผิวท่อและผิวของภาระเหนี่ยวนำ เพื่อให้สามารถจับพฤติกรรม Boundary layer ได้อย่างแม่นยำ (รูปที่ 3.24)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.24 แสดงการสร้างโครงตาข่ายคำนวณของแบบจำลองด้วยซอฟต์แวร์ ANSYS

5) การกำหนดคุณสมบัติของวัสดุ (Material Properties Assignment) กระบวนการนี้จะค่อนข้างแตกต่างจาก SOLIDWORKS Simulation เล็กน้อย เนื่องจากใน SOLIDWORKS จะรวมอยู่ใน Wizard แต่ใน Fluent ต้องกำหนดวัสดุสำหรับ Solid และ Fluid ด้วยตนเอง ดังนั้นจะต้องกำหนดคุณสมบัติทางความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ และอากาศ ที่ผันแปรตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งโปรแกรมสามารถตั้งค่าเป็นสมการ Polynomial หรือใช้แบบตารางเป็นจุด ๆ ให้โปรแกรม Interpolate เองก็ได้ เพื่อความสะดวกในที่นี้จะใช้แบบสมการ Polynomial สำหรับแต่ละตัวแปร โดยคุณสมบัติทางความร้อนของภาระเหนี่ยวนำจะเป็นไปตามที่กำหนดใน SOLIDWORKS Simulation ส่วนคุณสมบัติของอากาศจะต้องเตรียมข้อมูลแบบที่ขึ้นกับอุณหภูมิหน่วย Kelvin มาใส่ลงในโปรแกรม ตามรูปแบบของสมการดังนี้ $y = a1 + a2 + a3x^2 + a4x^3 + ...$

- สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity, W/m.K) หาได้จากสมการ Polynomial ดังนี้ $5.079500E-03 + 7.000000E-05 \times T - 2.710505E-20 \times T^2$

- ความหนาแน่น (Density, kg/m^3) หาได้จากสมการ Polynomial ดังนี้ $3.229114 - 9.788670E-03 \times T + 9.831002E-06 \times T^2$

- ความจุความร้อนจำเพาะ (Specific heat capacity, J/kg.K) หาได้จากสมการ Polynomial ดังนี้ $1,038.279 - 2.525416E-01 \times T + 4.533800E-04 \times T^2$

- ความหนืด (Viscosity, Pa.s) หาได้จากสมการ Polynomial ดังนี้ $1.297963E-06 + 6.751493E-08 \times T - 3.344988E-11 \times T^2$

6) การตรวจสอบคุณภาพตาข่าย (Mesh Quality Check) โดยพิจารณา Skewness ให้น้อยกว่า 0.85 และ Orthogonal quality มากกว่า 0.2 และดูค่าผลลัพธ์ของอุณหภูมิอากาศทางออก, ความดันตกคร่อม และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมีการกำหนดเงื่อนไขว่า ค่าผลลัพธ์ของตัวแปรหลักมีการเปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 0.1 %

ขั้นตอน Processing/Solving

กระบวนการที่ซอฟต์แวร์ทำการคำนวณเชิงตัวเลขเพื่อแก้สมการควบคุมการไหลและการถ่ายเทความร้อนของของไหลที่ตั้งไว้ในแบบจำลอง กระบวนการนี้มีความสำคัญอย่างยิ่ง เนื่องจากจะเป็นตัวกำหนดความถูกต้องและความเสถียรของผลลัพธ์ที่ได้ รวมถึงมีผลต่อระยะเวลาในการคำนวณอย่างมาก เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขจริง การตั้งค่าจะยึดหลักการเดียวกันกับการใช้ SOLIDWORKS Flow Simulation เพื่อให้สามารถทำการเปรียบเทียบผลได้อย่างถูกต้อง

1) การเลือกตัวแก้ปัญหา (Solver Selection) ในการสร้างแบบจำลองนี้ เลือกใช้ Pressure-Based Solver เนื่องจากเป็นวิธีที่เหมาะสมกับการวิเคราะห์การไหลแบบ Incompressible และ Compressible ที่ Mach number ต่ำ และ Reynold number สูง (Versteeg & Malalasekera, 2007; ANSYS, 2022)

2) รูปแบบการแก้สมการ (Formulation) เริ่มจาก Steady-state เพื่อให้ได้ค่าเริ่มต้นที่เสถียร จากนั้นจึงรัน Transient เพื่อศึกษาพฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงตามเวลา ทำให้การลู่เข้าเร็วขึ้นและลดโอกาสเกิดความไม่เสถียร

3) แบบจำลองทางฟิสิกส์ (Physical Models)

- Turbulent model สำหรับแบบจำลองนี้ที่เป็นปัญหาการคำนวณการไหลในท่อที่มีสิ่งกีดขวาง และมีการถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย จึงเลือกใช้ Realizable $k-\varepsilon$ ซึ่งเป็นแบบจำลองรุ่นใหม่ที่พัฒนามาจาก Standard $k-\varepsilon$ ให้มีความแม่นยำมากขึ้นเมื่อการไหลมีความซับซ้อนกว่าการไหลในท่อเพียงอย่างเดียว ส่วน Near wall treatment ใช้แบบ Enhanced wall ซึ่งเหมาะกับกรณีที่มี Heat transfer (ANSYS, 2024)

- Energy model เปิดใช้งานเพื่อให้สามารถจำลองการถ่ายเทความร้อน

4) วิธีการประมาณค่า (Discretization Schemes)

- Pressure ใช้ Second Order scheme เพื่อเพิ่มความแม่นยำของการคำนวณ

- Momentum, Energy, Turbulence ใช้ Second Order Upwind เพื่อให้ได้ความละเอียดสูงของข้อมูลในทิศทางการไหล

- Gradient ใช้ Least Squares Cell Based เพื่อให้การคำนวณ Gradient field มีความเสถียร

5) การควบคุมการแก้ปัญหา (Solution Controls)

- Steady-state กำหนด Under-Relaxation Factors (URFs) ปรับค่าลดการแกว่งของผลลัพธ์ โดยค่ามาตรฐาน คือ Pressure 0.3, Momentum 0.7, Energy 1.0

- Transient กำหนด Time Step Size ตามค่า CFL condition (Courant–Friedrichs–Lewy number) ให้อยู่ในช่วง 0.2–0.5 เพื่อคงเสถียรภาพของการคำนวณ (Ferziger et al., 2020)

6) เกณฑ์การลู่เข้า (Convergence Criteria)

- Residuals ตั้งเกณฑ์การหยุดคำนวณ (Residual target) ที่ 10^{-5} สำหรับสมการ Momentum, Turbulence และ 10^{-6} สำหรับสมการ Energy

- Monitors ติดตามค่าอุณหภูมิอากาศทางออก อุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำ อุณหภูมิที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพื่อใช้ตรวจสอบว่าผลลัพธ์เข้าสู่สภาวะคงที่

- Steady-State หยุดเมื่อ Residuals และค่าที่ติดตาม (Monitor points) ไม่เปลี่ยนแปลงเกิน 0.1%

- Transient หยุดเมื่อครบจำนวน Time step ที่กำหนดหรือค่าอุณหภูมิที่ทางออกถึงค่าสูงสุดที่ต้องการ คือ 90 °C

7) การกำหนดค่าเริ่มต้น (Initialization) ในการสร้างแบบจำลองนี้ เลือกใช้ Hybrid Initialization เพื่อให้ได้ค่าเริ่มต้นของ Field variables ที่เหมาะสมและช่วยให้การคำนวณลู่เข้าสู่คำตอบได้เร็วขึ้น

ขั้นตอน Post-Processing

งานวิจัยนี้ ซึ่งเป็นการสร้างแบบจำลองการให้ความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำแล้วถ่ายเทความร้อนไปยังอากาศ การทำ Post-processing ด้วย ANSYS Fluent จึงมีบทบาทหลักในการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิภายในท่อเพื่อประเมินประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจากผนังท่อสู่ของไหล ตรวจสอบลักษณะสนามความเร็วของอากาศเพื่อดูการพัฒนาของชั้นขอบเขต (Boundary Layer) และการกระจายตัวของการไหล ประเมินความดันตกคร่อมระหว่างทางเข้าและทางออกของท่อเพื่อใช้เป็นดัชนีวัดการสูญเสียพลังงาน สรุปข้อมูลเชิงปริมาณเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับผลการจำลองจาก SOLIDWORKS Flow Simulation

การเลือกวิธีการแสดงผลและการตั้งค่าในการทำ Post-processing จึงต้องเหมาะสมกับวัตถุประสงค์ของการศึกษา เพื่อให้ได้ข้อมูลที่ถูกต้อง ครอบคลุม และสามารถนำไปใช้ประกอบการตัดสินใจด้านการออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ขั้นตอนการทำซ้ำ (Iterative Modeling)

นำแบบจำลองที่ได้ตั้งค่าพารามิเตอร์การจำลองเรียบร้อยแล้ว มาปรับเปลี่ยนเพียงรูปแบบทางเรขาคณิต (Geometry) ของภาระเหนี่ยวนำ จากเดิมเป็นรูปแบบ 5 ครีบ จะปรับเปลี่ยนเป็น 3 และ 8 ครีบ ตามลำดับ ขณะที่เงื่อนไขการจำลอง (Simulation Settings) และพารามิเตอร์ต่าง ๆ ยังคงใช้ค่าที่กำหนดไว้เดิมทุกประการ ซึ่งเหมาะสมต่อการศึกษาวิเคราะห์เพื่อหาการออกแบบที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดภายใต้เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน โดยวิธีนี้จะช่วยให้การตัดสินใจเลือกแบบอุปกรณ์ที่เหมาะสมที่สุด มีความแม่นยำ และน่าเชื่อถือ

3.6 การสร้างแบบจำลองการทำนายหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อน

การประเมินสมรรถนะของระบบถ่ายเทความร้อนที่อาศัยท่อครีบ (Finned-tube heat transfer device) จำเป็นต้องมีวิธีการเชิงปริมาณที่สามารถทำนายตัวแปรสำคัญทางความร้อนและพลศาสตร์ของไหลได้อย่างแม่นยำ ตัวแปรเหล่านี้ ได้แก่ เวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย (t) ซึ่งสะท้อนความรวดเร็วในการให้ความร้อนแก่อากาศ, อัตราการถ่ายเทความร้อน $(\dot{Q})$ ที่บ่งบอกปริมาณพลังงานความร้อนที่ถูกส่งผ่านผนังท่อ, ความดันตกคร่อม (ΔP) ซึ่งสัมพันธ์กับพลังงานที่สูญเสียไปกับแรงเสียดทาน และตัวเลขไร้มิติที่เป็นมาตรฐานในวิศวกรรมความร้อน ได้แก่ ค่าเลขนัสเซลต์ (Nu) และปัจจัยความเสียดทาน (f)

การทำนายค่าต่าง ๆ ข้างต้นช่วยให้สามารถประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ซึ่งสะท้อนความสมดุลระหว่างการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกับต้นทุนด้านพลังงานที่ต้องใช้ (Incropera et al., 2011)

3.6.1 การเลือกใช้ซอฟต์แวร์และแบบจำลอง

การวิจัยนี้ เลือกใช้โปรแกรม Minitab เนื่องจากเป็นเครื่องมือที่ได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวางในการวิเคราะห์ข้อมูลเชิงสถิติ การออกแบบการทดลอง (Design of Experiments: DOE) และการสร้างแบบจำลองการตอบสนอง (Response Surface Methodology: RSM) (Montgomery, 2017)

ส่วนแบบจำลองที่ใช้คือ Multiple Polynomial Regression ในรูปแบบ Quadratic model ภายใต้ RSM ซึ่งสามารถอธิบายได้ทั้งความสัมพันธ์เชิงเส้น, ความโค้ง (Curvature) และผลของการปฏิสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต้น โดยสมการทั่วไปมีรูปดังนี้ (Myers et al., 2016)

$$\hat{y}(T, N_f) = \beta_0 + \beta_1 T + \beta_2 N_f + \beta_{11} T^2 + \beta_{22} N_f^2 + \beta_{12}(T \times N_f) + \varepsilon$$

โดยที่ $\hat{y}$ คือ ค่าที่ทำนายของตัวแปรเป้าหมาย

T คือ อุณหภูมิเป้าหมาย

N_f คือ จำนวนครีบ

β คือ สัมประสิทธิ์ที่ได้จากการประมาณค่าแบบ Ordinary Least Squares (OLS) ซึ่งเป็นเทคนิคมาตรฐานที่หาค่า β โดยทำให้ผลรวมกำลังสองของความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด (Montgomery, Peck, & Vining, 2021)

ε คือ ค่าคลาดเคลื่อนสุ่ม

3.6.2 กระบวนการสร้างแบบจำลองใน Minitab

ข้อมูลการทดลองจริงที่ได้จากการทดสอบเพียงบางระดับของจำนวนครีบ (N_f = 3, 5 และ 8) ในช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย 50–90 °C ถูกนำมาวิเคราะห์และสร้างแบบจำลองภายใน Minitab เพื่อให้สามารถทำนายค่าตัวแปรตอบสนอง (t, $\dot{Q}$, ΔP, Nu, f และ TEF) ในช่วงจำนวนครีบที่กว้างขึ้น (N_f = 3–8) ครอบคลุมทุกอุณหภูมิที่สนใจได้อย่างแม่นยำและมีความสอดคล้องทางทฤษฎี โดยมีขั้นตอนการดำเนินการ ดังนี้

1) การเตรียมข้อมูลการทดลองจริง ข้อมูลที่ได้จากการทดลองและการจำลองจริงถูกจัดเตรียมในรูปตาราง โดยครอบคลุมค่า N_f = 3, 5 และ 8 ที่อุณหภูมิเป้าหมาย T = 50, 60, 70, 80 และ 90 °C สำหรับตัวแปรตอบสนองทุกตัวที่สนใจ

2) การป้อนข้อมูลเข้าสู่โปรแกรม Minitab ค่าที่ได้จากการทดลองถูกป้อนลงในตารางข้อมูลของโปรแกรม โดยกำหนดคอลัมน์ปัจจัย (Factors) ได้แก่ T และ N_f และคอลัมน์ตัวแปรตอบสนอง (Responses) ได้แก่ t, $\dot{Q}$, ΔP, Nu, f และ TEF

3) การสร้างแบบจำลองเชิงพหุนาม (Quadratic Model) ใช้เมนู Analyze Response Surface เพื่อสร้างแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic polynomial model)

4) การตรวจสอบสมมติฐานของแบบจำลอง โปรแกรม Minitab จัดเตรียมเครื่องมือสำหรับตรวจสอบสมมติฐานของแบบจำลอง ได้แก่

- **Normal Probability Plot:** ตรวจสอบความเป็นปกติของ Residuals
- **Histogram of Residuals:** ตรวจสอบความสมมาตรและกระจายตัว
- **Residuals versus Fits/Order:** ตรวจสอบความคงที่ของความแปรปรวน (Homoscedasticity) และความเป็นอิสระของข้อมูล

การตรวจสอบเหล่านี้ช่วยยืนยันว่าแบบจำลองมีความเหมาะสมและสามารถใช้ทำนายได้อย่างน่าเชื่อถือ

5) การสร้างกริดการทำนาย (Prediction Grid) นำสัมประสิทธิ์ของแบบจำลองที่ได้ไปคำนวณค่าทำนาย $\hat{y}(T, N_f)$ สำหรับ Responses ทั้งหมด บนกริดการทำนายที่ขยายช่วงออกเป็น

$$T \in \{50, 60, 70, 80, 90\}, \quad N_f \in \{3, 4, 5, 6, 7, 8\} \tag{3.13}$$

ทำให้สามารถได้ค่าทำนายสำหรับทุกค่าของ N_f ระหว่าง 3–8 ครีบ ทั้งที่ไม่ได้ทำการทดลองจริง (เช่น $N_f = 4, 6, 7$) โดยอาศัยแบบจำลองเป็นตัวอนุมาน

6) การประเมินความเหมาะสมและความแม่นยำของแบบจำลอง ประเมินความแม่นยำของแบบจำลองด้วยสถิติ R^2, Adjusted R^2, และ Root Mean Square Error (RMSE) รวมทั้งตรวจสอบความมีนัยสำคัญทางสถิติของสัมประสิทธิ์ (β) ผ่านการทดสอบสมมติฐาน (p-value) แบบจำลองที่ผ่านเกณฑ์เหล่านี้จึงถูกนำไปใช้เป็นเครื่องมือทำนายในขั้นตอนการมาตรฐานค่า (z-score standardization) และการรวมคะแนนถ่วงน้ำหนัก (Weighted sum under-MCDM)

3.6.3 การทำมาตรฐานค่าแบบ z-score

เพื่อเปรียบเทียบตัวแปรที่มีหน่วยต่างกัน ใช้การมาตรฐานด้วย z-score (Montgomery et al., 2021) โดยคำนวณตามสมการ 3.14

$$z_r(T, N_f) = s_r \cdot \frac{\hat{Y}_r(T, N_f) - \mu_r}{\sigma_r} \tag{3.14}$$

โดยที่ μ_r คือ ค่าเฉลี่ย

σ_r คือ ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของ response r ที่คำนวณจากชุดค่าทำนายทั้งหมด

s_r คือ ตัวกำกับทิศทาง (+1 สำหรับตัวแปรที่ “ค่ายิ่งมากยิ่งดี” เช่น TEF, $\dot{Q}$, Nu และ -1 สำหรับตัวแปรที่ค่ายิ่งน้อยยิ่งดี เช่น t, ΔP, f)

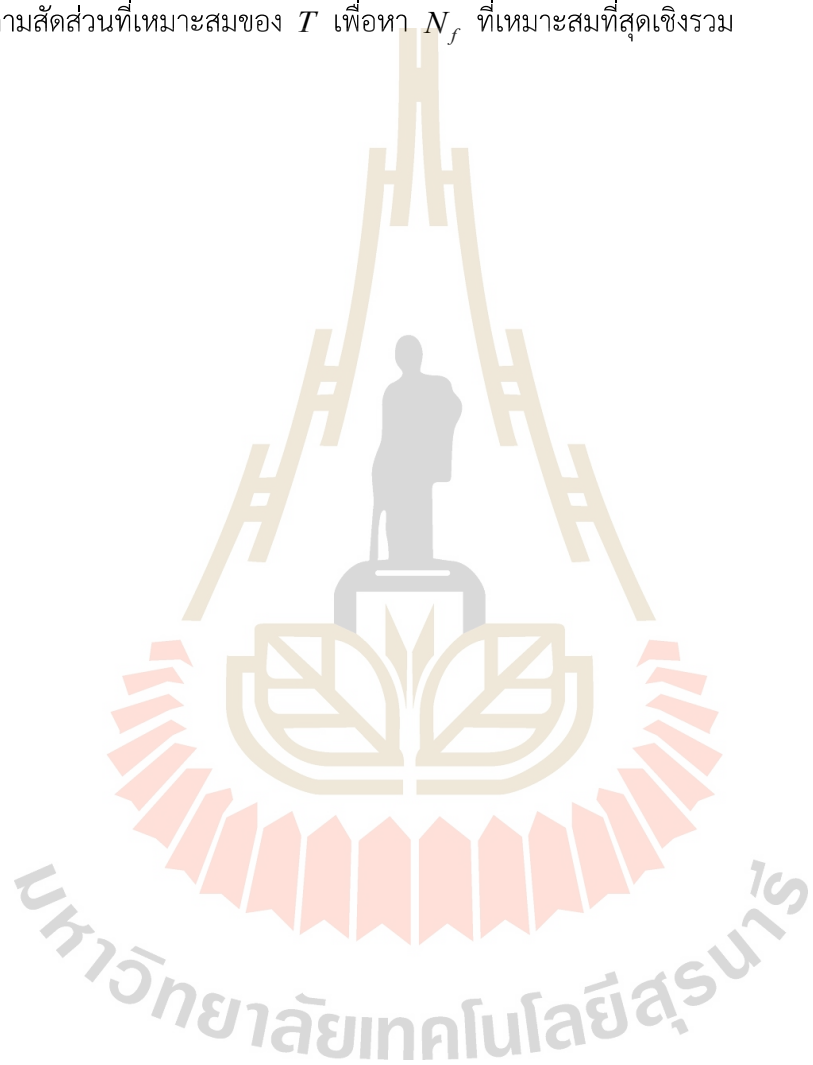
3.6.4 การรวมคะแนนเชิงหลายเกณฑ์ (MCDM – Weighted Sum Model)

เมื่อได้ค่า z-score ของ Responses ทั้งหมดในแต่ละ (T, N_f) แล้ว จะนำมารวมเป็น คะแนนรวม (Overall score) ด้วยวิธี Weighted Sum Model (WSM) ซึ่งเป็นแนวคิดพื้นฐานใน MCDM โดยคำนวณตามสมการ 3.15 (Triantaphyllou, 2000)

$$Score(T, N_f) = \sum_{r=1}^{R} w_r \cdot z_r(T, N_f) \tag{3.15}$$

โดยที่ w_r คือ น้ำหนักของ Response r ซึ่งกำหนดตามความสำคัญสัมพัทธ์ของแต่ละตัวแปร และ $\sum_{r=1}^{R} w_r = 1$

สำหรับการเลือกแบบจำลองที่เหมาะสมที่สุดในแต่ละอุณหภูมิ จะเลือก $Score(T, N_f)$ ที่สูงสุด และสำหรับผลสรุปรวมทุกอุณหภูมิ จะคำนวณค่าเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักของ Score ตามสัดส่วนที่เหมาะสมของ T เพื่อหา N_f ที่เหมาะสมที่สุดเชิงรวม



บทที่ 4
ผลการวิจัยและอภิปรายผล

4.1 บทนำ

บทนี้นำเสนอผลการวิจัยและการอภิปรายผลจากการทดสอบในสภาวะจริง การวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข และแบบจำลองทางสถิติ เพื่อให้ได้ข้อมูลที่ครบถ้วนทั้งในด้านเชิงประจักษ์และเชิงทฤษฎี โดยแนวทางนี้ช่วยให้สามารถตรวจสอบความสอดคล้องของผลลัพธ์จากทั้งสองวิธี ลดความไม่แน่นอน และเพิ่มความเชื่อมั่น ซึ่งผลที่ได้แบ่งออกเป็น 4 ส่วนหลัก ดังนี้

ส่วนแรก เป็นการนำเสนอผลการทดลองของชุดทดสอบที่สร้างขึ้น ที่มีวัตถุประสงค์เพื่อผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ เปรียบเทียบกับการผลิตลมร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้า ภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน คือ อัตราการไหลของอากาศที่ป้อนเข้าสู่ระบบทำความร้อนในรูปของเลขเรย์โนลด์ 8,000 10,000 และ 12,000 ต้องการผลิตลมร้อนให้ได้ 50, 60, 70, 80 และ 90 ℃ วิเคราะห์ผลด้านอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้า ระยะเวลาในการผลิตอากาศร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมาย และวิเคราะห์สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

ส่วนที่สอง เป็นการนำเสนอผลจากการสร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรม SolidWorks Flow Simulation เพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการไหล และการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 รูปแบบ โดยการจำลองใช้เงื่อนไขที่สอดคล้องกับการทดสอบจริง เพื่อให้สามารถนำผลการจำลองมาอธิบายพฤติกรรมการไหลของอากาศ การกระจายอุณหภูมิ และกลไกการถ่ายเทความร้อน รวมถึงใช้เป็นข้อมูลประกอบการตีความผลการทดลอง

ส่วนที่สาม เป็นการนำเสนอผลการสร้างแบบจำลองเปรียบเทียบระหว่าง SolidWorks Flow Simulation และ ANSYS Fluent โดยใช้เงื่อนไขการจำลองเดียวกัน เพื่อวิเคราะห์ความแตกต่างของผลลัพธ์ที่ได้จากแต่ละโปรแกรม ศึกษาผลของการเพิ่มและลดจำนวนครีบของภาระเหนียวนำต่อกลไกการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะเชิงความร้อน

ส่วนที่สี่ เป็นการนำเสนอผลจากการสร้างแบบจำลองทางสถิติด้วยโปรแกรม Minitab ในการสร้างแบบจำลองเชิงพหุนาม (Multiple Polynomial Regression: Quadratic Model) ทำนายค่าตัวแปรตอบสนองในช่วงจำนวนครีบที่กว้างขึ้น เพื่อหารูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่เหมาะสมสุดของการผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำความร้อน

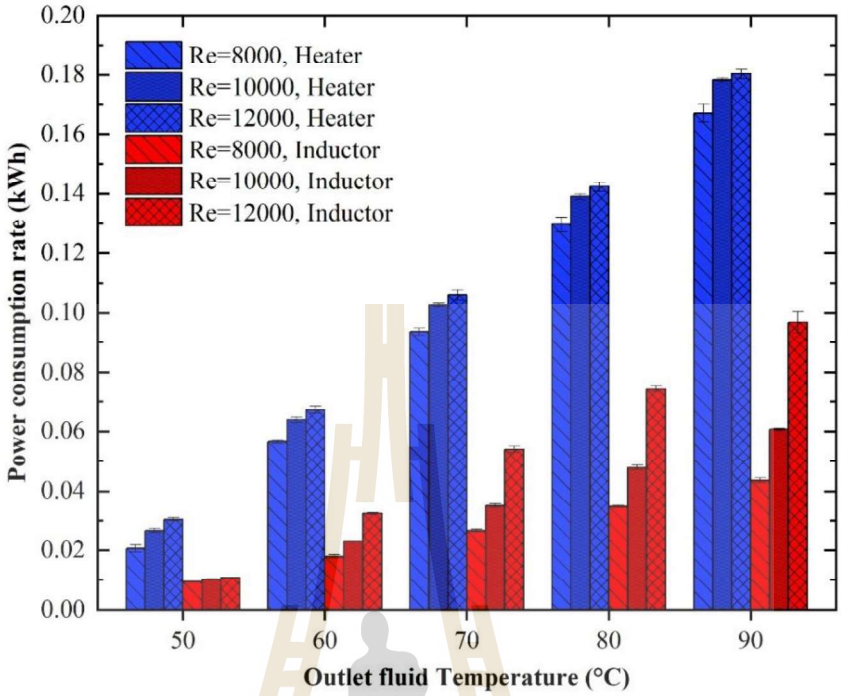
4.2 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำและขดลวดความร้อนไฟฟ้าจากการทดสอบ

การเก็บผลการทดสอบที่ได้เป็นการทำงานร่วมกันของทุกชุดอุปกรณ์ที่สร้างขึ้น ได้แก่ ชุดทดสอบ ชุดควบคุมทางไฟฟ้า และชุดเก็บข้อมูล กำหนดสภาวะเริ่มต้นของทุกการทดสอบให้อุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเข้าสู่ระบบเท่ากับ 28 °C หรือให้ใกล้เคียงมากที่สุด ซึ่งเป็นอุณหภูมิห้องปฏิบัติการที่ใช้ในการทดลอง และเช่นเดียวกัน อุณหภูมิของอุปกรณ์ให้ความร้อนต้องคงที่ก่อนเริ่มการเก็บผลที่สภาวะการทดสอบถัดไป เพื่อให้ผลที่ได้มีความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด โดยการศึกษานี้ได้ทำการทดลองซ้ำสามครั้งเพื่อเพิ่มความน่าเชื่อถือของผลลัพธ์ และวิเคราะห์ข้อมูลเชิงสถิติ ทั้งค่าเฉลี่ย (Mean), ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน (SD), ค่าความแปรปรวน (Variance), ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน (SE) และช่วงความเชื่อมั่นร้อยละ 95 (95%CI) เพื่อสะท้อนถึงความสม่ำเสมอและความแม่นยำของผลการทดลอง ผลลัพธ์เหล่านี้ไม่เพียงแต่ช่วยอธิบายแนวโน้มของการใช้พลังงานไฟฟ้าในแต่ละแหล่งความร้อน หากยังเป็นข้อมูลสำคัญในการตีความเชิงวิศวกรรมและในการอภิปรายถึงข้อได้เปรียบหรือข้อจำกัดของแหล่งความร้อนทั้งสองรูปแบบ

4.2.1 อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้า

อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นตัวชี้วัดสำคัญในการประเมินประสิทธิภาพของระบบผลิตลมร้อน เนื่องจากสะท้อนถึงปริมาณพลังงานที่ต้องป้อนเข้าสู่ระบบเพื่อให้ได้ผลลัพธ์ตามอุณหภูมิเป้าหมาย และอัตราการไหลของอากาศที่กำหนด

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.1 แผนภูมิแสดงอัตราการใช้พลังงานในการผลิตลมร้อนของขดลวดความร้อนไฟฟ้า และการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

ผลการทดสอบการผลิตลมร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้าในสภาวะต่าง ๆ แสดงให้เห็นว่าอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายและเลขเรย์โนลด์ที่สูงขึ้น โดยเมื่ออุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C พบว่าที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 มีค่าเฉลี่ยการใช้พลังงาน 0.02067±0.00115 kWh ขณะที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 10,000 และ 12,000 มีค่าเฉลี่ย 0.02667±0.00058 และ 0.03033±0.00058 kWh ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ค่าเฉลี่ยการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000, 10,000 และ 12,000 มีค่าเท่ากับ 0.05667±0.00058, 0.06400±0.00100 และ 0.06733±0.00115 kWh ตามลำดับ ส่วนที่อุณหภูมิ 70 °C ใช้พลังงานเฉลี่ย 0.09367±0.00058, 0.10267±0.00058 และ 0.10600±0.00173 kWh ตามลำดับ สำหรับอุณหภูมิ 80 °C ใช้พลังงานเฉลี่ย 0.12967±0.00252, 0.13900±0.00100 และ 0.14233±0.00153 kWh ตามลำดับ และเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงสุดที่ 90 °C ใช้พลังงานเฉลี่ย 0.16700±0.00300, 0.17833±0.00500 และ 0.18033±0.00153 kWh ตามลำดับ ค่าทางสถิติอื่น ๆ ทั้งค่า Variance, SE และ 95%CI อยู่ในระดับต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับค่าเฉลี่ย สะท้อนถึงความสม่ำเสมอและความแม่นยำของผลการทดลอง แนวโน้มโดยรวมแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นหรือเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าจะเพิ่มขึ้นตาม ซึ่ง

เป็นไปตามทฤษฎีสมดุลพลังงานและหลักการถ่ายเทความร้อนในของไหล (Incropera et al., 2007; Montgomery, 2012)

ผลการทดสอบการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มเช่นเดียวกัน กล่าวคือค่าเฉลี่ยของการใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายและค่าของเรย์โนลด์ โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C พบว่าที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 ค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.00937±0.00020 kWh และที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 10,000 และ 12,000 ค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.01794±0.00059 และ 0.02667±0.00036 kWh ตามลำดับ ที่อุณหภูมิ 60 °C พบว่าค่าเฉลี่ยการใช้พลังงานไฟฟ้าอยู่ที่ 0.03479±0.00043, 0.04356±0.00079 และ 0.05026±0.00100 kWh ตามลำดับ ส่วนที่อุณหภูมิ 70 °C ค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 0.02299±0.00010, 0.03496±0.00071 และ 0.04779±0.00076 kWh ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000, 10,000 และ 12,000 ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 80 °C พบว่าค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.06075±0.00036, 0.07081±0.00036 และ 0.08336±0.00022 kWh และที่อุณหภูมิ 90 °C ค่าเฉลี่ยการใช้พลังงานอยู่ที่ 0.05413±0.00120, 0.07427±0.00097 และ 0.09688±0.00350 kWh ตามลำดับ ค่าทางสถิติอื่น ๆ ได้แก่ Variance, SE และ 95%CI มีค่าอยู่ในระดับต่ำเช่นเดียวกับกรณีของขดลวดความร้อนไฟฟ้า สะท้อนถึงความเสถียรและความเชื่อถือได้ของผลการทดลอง ผลการทดสอบยืนยันว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น การพาความร้อนมีประสิทธิภาพสูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผนังสู่ลมสูงขึ้น ส่งผลให้พลังงานรวมที่ต้องใช้เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น แนวโน้มดังกล่าวสอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนบังคับ และรายงานการศึกษาอื่น ๆ ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และ เลขนัสเซลต์ (Gao, Feng, Tang, & Hrnjak., 2020) อีกทั้งยังสอดคล้องกับคุณสมบัติของการเหนี่ยวนำที่ถ่ายเทพลังงานเข้าสู่วัสดุโลหะโดยตรง ทำให้เกิดความร้อนอย่างรวดเร็วและมีการสูญเสียพลังงานต่ำ

เมื่อเปรียบเทียบการทำความร้อนทั้งสองรูปแบบในสภาวะเดียวกัน จะเห็นได้ว่าการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำใช้อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยต่ำกว่าการทำความร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้าอย่างมีนัยสำคัญในทุกสภาวะ ดังแสดงในตารางที่ 4.1 ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C และ เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 การเหนี่ยวนำใช้พลังงานเฉลี่ยเพียง 0.00937 kWh ในขณะที่ขดลวดความร้อนไฟฟ้าใช้พลังงานเฉลี่ย 0.02067 kWh หรือประมาณ 54.64% ในขณะที่สภาวะที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C และเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 การเหนี่ยวนำใช้พลังงานเฉลี่ย 0.09688 kWh ขณะที่ขดลวดความร้อนไฟฟ้าใช้ถึง 0.18033 kWh ความแตกต่างดังกล่าวสูงกว่าค่าความไม่แน่นอนที่วัดได้จาก SD, SE และ 95%CI อย่างชัดเจน แสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของข้อสรุป ผลที่ได้สะท้อนกลไกการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน โดยขดลวดความร้อนไฟฟ้าอาศัยการนำและการพาความร้อนจากผิวขดลวดความร้อนไฟฟ้าไปสู่อากาศ ซึ่งมีการสูญเสีย

พลังงานระหว่างทางมากกว่า ในขณะที่การเหนี่ยวนำสามารถถ่ายเทพลังงานโดยตรงเข้าสู่วัสดุโลหะ ทำให้การถ่ายเทความร้อนสู่กระแสลมเกิดขึ้นได้รวดเร็วและมีประสิทธิภาพมากกว่า รายงานทางวิชาการหลายฉบับยืนยันว่าการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำมีประสิทธิภาพโดยรวมสูงกว่าการทำความร้อนด้วยขดลวด โดยการเหนี่ยวนำมีประสิทธิภาพโดยรวม 70%–90% ขณะที่ขดลวดความร้อนไฟฟ้ามีเพียง 45%–75% (Vivid Metrawatt, 2025; Canroon, 2024) ซึ่งสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลองนี้ ทั้งสองระบบยังแสดงแนวโน้มร่วมกันว่าอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์และอุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบบังคับที่ระบุว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและจำนวนนัสเซลต์เพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์ (Gao et al., 2020) ประกอบกับความน่าเชื่อถือเชิงสถิติที่สะท้อนจากค่าความแปรปรวนและช่วงความเชื่อมั่นที่แคบ (Montgomery, 2017) จึงสามารถสรุปได้อย่างมั่นใจว่าการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำเป็นเทคโนโลยีที่มีศักยภาพสูงในการประหยัดพลังงานและเหมาะสมกับการประยุกต์ใช้ในงานวิศวกรรมความร้อนที่มุ่งเน้นประสิทธิภาพพลังงานสูงสุด

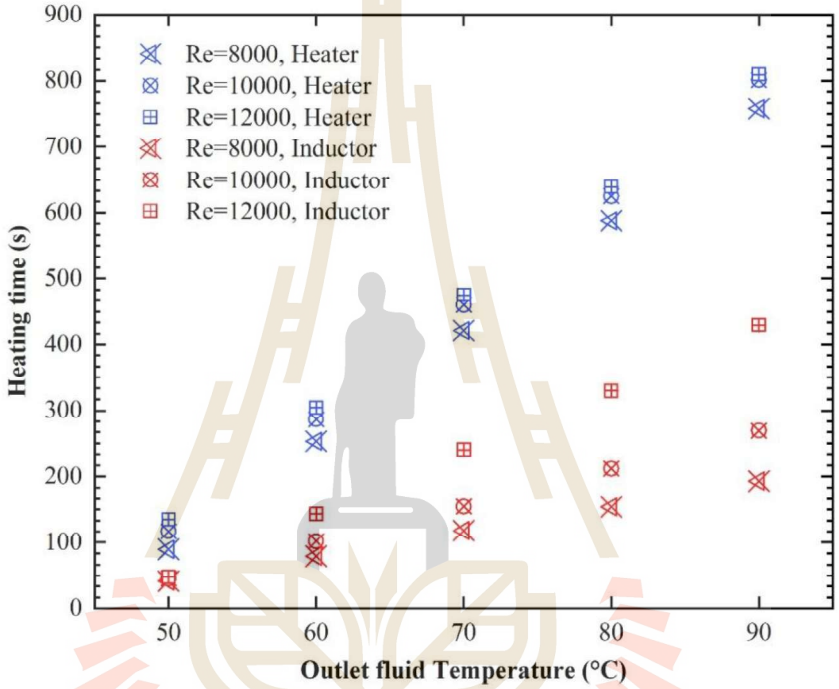
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.1 เปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานในการผลิตลมร้อนระหว่างขดลวดความร้อนไฟฟ้ากับการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

Outlet fluid Temperature (°C)	Re	Heat source		Percentage difference (%)	Percentage of decrease (%)
		Heater	Induction heating		
50	8,000	0.02067	0.00937	75.18	54.64
	10,000	0.02667	0.01794	39.11	32.71
	12,000	0.03033	0.02667	12.86	12.09
60	8,000	0.05667	0.03479	47.84	38.60
	10,000	0.06400	0.04356	38.01	31.94
	12,000	0.06733	0.01025	147.16	84.78
70	8,000	0.09367	0.02299	121.16	75.45
	10,000	0.10267	0.03496	98.40	65.95
	12,000	0.10600	0.04779	75.70	54.91
80	8,000	0.12967	0.06075	72.39	53.15
	10,000	0.13900	0.01081	171.13	92.22
	12,000	0.14233	0.03236	125.91	77.27
90	8,000	0.16700	0.05413	102.08	67.58
	10,000	0.17833	0.07427	82.40	58.36
	12,000	0.18033	0.09688	60.20	46.27

4.2.2 ระยะเวลาการผลิตลมร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมาย

ระยะเวลาในการผลิตลมร้อนเพื่อให้อากาศมีอุณหภูมิถึงค่าที่กำหนด เป็นตัวแปรสำคัญที่สะท้อนถึงประสิทธิภาพเชิงพลวัตของระบบการให้ความร้อน โดยเป็นปัจจัยที่เกี่ยวข้องโดยตรงกับความเร็วในการตอบสนองของระบบและประสิทธิภาพเชิงพลังงานในการถ่ายเทพลังงานจากแหล่งกำเนิดไปสู่อากาศ



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงระยะเวลาในการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมายของขดลวดความร้อนไฟฟ้าและการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

ผลการทดสอบระยะเวลาในการทำความร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้าแสดงให้เห็นว่าค่าเฉลี่ยของเวลาที่ใช้ในการผลิตลมร้อนเพื่อให้ถึงอุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องตามอุณหภูมิเป้าหมายและค่าของเรย์โนลด์ ที่เพิ่มขึ้น โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C พบว่า เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 8,000 ใช้เวลาเฉลี่ย 89.33±0.58 วินาที เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 10,000 ใช้เวลาเฉลี่ย 117.00±1.00 วินาที และ เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 ใช้เวลาเฉลี่ย 135.33±0.58 วินาที สำหรับอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C ใช้เวลาเฉลี่ยอยู่ที่ 253.00±2.65, 286.67±3.06 และ 304.33±2.89 วินาที ตามลำดับ ส่วนที่อุณหภูมิ 70 °C ใช้เวลาเฉลี่ยอยู่ที่ 421.00±6.08, 460.00±2.00 และ 475.33±4.16 วินาที ตามลำดับ และที่อุณหภูมิ 80 °C ใช้เวลาเฉลี่ยอยู่ที่ 587.67±2.52, 625.23±6.53 และ 639.43±3.89 วินาที ตามลำดับ สุดท้ายที่อุณหภูมิ 90 °C พบว่า ใช้เวลาเฉลี่ย 758.00±9.54,

801.07±3.64 และ 809.60±1.97 วินาที ตามลำดับ ค่าทางสถิติอื่น ๆ ได้แก่ Variance, SE และ 95%CI อยู่ในระดับที่ต่ำเมื่อเทียบกับค่าเฉลี่ย สะท้อนถึงความเสถียรและความน่าเชื่อถือของผลการทดลอง ผลลัพธ์แสดงแนวโน้มชัดเจนว่าเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น ระยะเวลาในการทำความร้อนย่อมมากขึ้น และเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น เวลาที่ใช้ก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งสอดคล้องกับสมการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาณมวลการไหลของอากาศมากขึ้นทำให้ต้องใช้พลังงานและเวลามากขึ้นในการยกระดับอุณหภูมิ

ผลการทดสอบระยะเวลาในการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำที่สภาวะเดียวกัน พบว่าค่าเฉลี่ยเวลาที่ใช้มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายและเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นเช่นเดียวกัน โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C พบว่า ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 ใช้เวลาเฉลี่ย 41.56±0.87 วินาที ขณะที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 10,000 และ 12,000 ใช้เวลาเฉลี่ย 45.44±0.79 และ 47.94±0.98 วินาที ตามลำดับ ที่อุณหภูมิ 60 °C ใช้เวลาเฉลี่ย 79.55±2.62, 101.95±0.24 และ 143.46±0.96 วินาที ตามลำดับ ที่อุณหภูมิ 70 °C ใช้เวลาเฉลี่ย 118.23±1.59, 154.98±3.17 และ 240.00±4.52 วินาที ส่วนที่อุณหภูมิ 80 °C ใช้เวลาเฉลี่ย 154.25±1.91, 211.88±3.37 และ 329.26±4.29 วินาที ตามลำดับ และที่อุณหภูมิ 90 °C ใช้เวลาเฉลี่ยสูงสุดคือ 193.13±3.49, 269.33±2.60 และ 429.54±15.53 วินาที ค่าทางสถิติอื่น ๆ ทั้ง Variance, SE และ 95%CI ยังคงมีค่าอยู่ในระดับต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับค่าเฉลี่ย สะท้อนถึงความสม่ำเสมอและความน่าเชื่อถือของข้อมูล ผลดังกล่าวสะท้อนว่าแม้การเหนี่ยวนำจะมีระยะเวลาในการทำความร้อนที่เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายและอัตราการไหลสูงขึ้น แต่เวลาโดยรวมยังอยู่ในระดับที่สั้นกว่าการใช้ขดลวดไฟฟ้าอย่างชัดเจน อันเป็นผลจากกลไกการถ่ายเทพลังงานโดยตรงจากสนามแม่เหล็กสู่วัสดุโลหะซึ่งสามารถสร้างความร้อนและถ่ายเทพลังงานสู่ลมได้รวดเร็วและสม่ำเสมอ (Canroon, 2024; Vivid Metrawatt, 2025)

เมื่อเปรียบเทียบการทำความร้อนทั้งสองรูปแบบในสภาวะเดียวกัน พบว่า การผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนเหนี่ยวนำใช้เวลาน้อยกว่าการใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้าอย่างมีนัยสำคัญในทุกสภาวะ ดังแสดงในตารางที่ 4.2 ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C และเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 8,000 การเหนี่ยวนำใช้เวลาเฉลี่ยเพียง 41.56 วินาที ขณะที่ขดลวดไฟฟ้าใช้เวลาเฉลี่ย 89.33 วินาที หรือมากกว่า 53.48% ในสภาวะที่อุณหภูมิ 90 °C และเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 การเหนี่ยวนำใช้เวลาเฉลี่ย 429.54 วินาที ขณะที่ขดลวดไฟฟ้าใช้เวลาสูงถึง 809.60 วินาที ผลดังกล่าวเกินกว่าช่วงความไม่แน่นอนทางสถิติ (SD, SE, 95%CI) ที่ได้จากการวิเคราะห์ แสดงถึงความแตกต่างที่มีนัยสำคัญทางวิศวกรรมและสถิติ แนวโน้มนี้อธิบายได้จากกลไกการถ่ายเทพลังงานที่ต่างกัน โดยขดลวดความร้อนไฟฟ้าสร้างความร้อนผ่านการแปลงพลังงานไฟฟ้าเป็นความร้อนที่ผิวขดลวด แล้วถ่ายเทพลังงานต่อไปสู่อากาศผ่านการนำและการพา ซึ่งใช้เวลาและมีการสูญเสียพลังงาน ขณะที่การ

เหนี่ยวนำสร้างความร้อนภายในวัสดุโลหะโดยตรงและถ่ายเทพลังงานสู่ลมทันที ทำให้การตอบสนองของระบบรวดเร็วกว่า เอกสารทางวิชาการยืนยันประสิทธิภาพดังกล่าว โดยรายงานว่าการเหนี่ยวนำสามารถลดเวลาและเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเมื่อเทียบกับการใช้ขดลวดไฟฟ้า (Vivid Metrawatt, 2025; Canroon, 2024) นอกจากนี้แนวโน้มที่เวลาการทำความร้อนเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายและเลขเรย์โนลด์ที่สูงขึ้นยังสอดคล้องกับทฤษฎีการพาความร้อนแบบบังคับที่ชี้ว่าการเพิ่มขึ้นของมวลการไหลและค่าการพาความร้อนทำให้ระบบต้องใช้เวลาและพลังงานรวมมากขึ้น (Incropera et al., 2007; Gao et al., 2020) และยังสอดคล้องกับหลักการวิเคราะห์เชิงสถิติที่สะท้อนถึงความน่าเชื่อถือของผลการทดลอง (Montgomery, 2017)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.2 เปรียบเทียบระยะเวลาการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมายระหว่างขดลวดความร้อนไฟฟ้ากับการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

Outlet fluid Temperature (°C)	Re	Heat source		Percentage difference (%)	Percentage of decrease (%)
		Heater	Induction heating		
50	8,000	89.33	41.56	72.99	53.48
	10,000	117.00	79.55	38.11	32.01
	12,000	135.33	118.23	13.49	12.64
60	8,000	253.00	154.25	48.50	39.03
	10,000	286.67	193.13	38.99	32.63
	12,000	304.33	45.44	148.04	85.07
70	8,000	421.00	101.95	122.02	75.78
	10,000	460.00	154.98	99.20	66.31
	12,000	475.33	211.88	76.67	55.43
80	8,000	587.67	269.33	74.29	54.17
	10,000	625.23	47.94	171.51	92.33
	12,000	639.43	143.46	126.70	77.56
90	8,000	758.00	240.00	103.81	68.34
	10,000	801.07	329.26	83.48	58.90
	12,000	809.60	429.54	61.34	46.94

เมื่อพิจารณาถึงความคุ้มค่าของระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำจากผลการทดลองที่ศึกษาภายใต้เลขเรย์โนลด์ 8,000–12,000 พบว่าทั้งอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าและระยะเวลาที่ใช้ในการผลิตลมร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์ที่สูงขึ้น ซึ่งสะท้อนถึงความสัมพันธ์โดยตรงระหว่างอัตราการไหลของอากาศและปริมาณพลังงานที่ระบบต้องจ่ายเพื่อเพิ่มระดับอุณหภูมิของอากาศให้ถึงค่าที่กำหนด โดยที่เลขเรย์โนลด์ 8,000 มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 0.00937–0.06075 kWh ใช้เวลาเฉลี่ยเพียง 41.56–240.00 วินาที ขณะที่เมื่อเพิ่มเลขเรย์โนลด์เป็น 10,000 อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยเพิ่มขึ้นเป็น 0.01081–0.07428 kWh ใช้เวลาเฉลี่ยนานขึ้นเป็น 47.94–329.26 วินาที ส่วนที่เลขเรย์โนลด์ 12,000 อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 0.01025–0.09688 kWh และใช้เวลาเฉลี่ย 45.44–429.54 วินาที แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศแม้ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นรวดเร็วขึ้นในเชิงพื้นที่ แต่เนื่องจากมวลอากาศที่ต้องรับพลังงานมากขึ้นในแต่ละรอบการทำงาน จึงทำให้พลังงานรวมและเวลาที่ใช้เพิ่มขึ้นตามไปด้วย หลักการถ่ายเทความร้อนเชิงพาความร้อนสามารถอธิบายผลลัพธ์นี้ได้ว่า อัตราการถ่ายเทพลังงานจากผนังร้อนสู่ของไหลมีความสัมพันธ์โดยตรงกับอัตราการไหลของอากาศ อย่างไรก็ตาม การเพิ่มความเร็วลมจะทำให้พลังงานที่ต้องถ่ายเทเข้าสู่ของไหลมากขึ้นเช่นกันเพื่อให้อุณหภูมิปลายทางคงที่ ส่งผลให้ระบบใช้พลังงานรวมสูงขึ้นแม้การถ่ายเทต่อหน่วยพื้นที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น ดังนั้นแม้ผลที่ได้จะแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มเลขเรย์โนลด์สามารถเร่งกระบวนการถ่ายเทความร้อนได้บางส่วน แต่ไม่ส่งผลให้ระยะเวลารวมลดลงอย่างมีนัยสำคัญ

ดังนั้น ในแง่ความคุ้มค่าของการใช้งานจริง การทำงานที่เลขเรย์โนลด์ 8,000 ให้ความคุ้มค่าที่สุดในเชิงพลังงานและเวลา เนื่องจากใช้พลังงานและระยะเวลาน้อยที่สุดในการทำให้อุณหภูมิของลมร้อนถึงค่าที่กำหนด โดยยังสามารถรักษาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ในระดับที่ตอบสนองต่อการใช้งานได้จริง การทำงานในเงื่อนไขนี้จึงเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับกระบวนการผลิตลมร้อนเพื่อใช้ในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร ซึ่งต้องการทั้งความรวดเร็วและการใช้พลังงานอย่างประหยัด

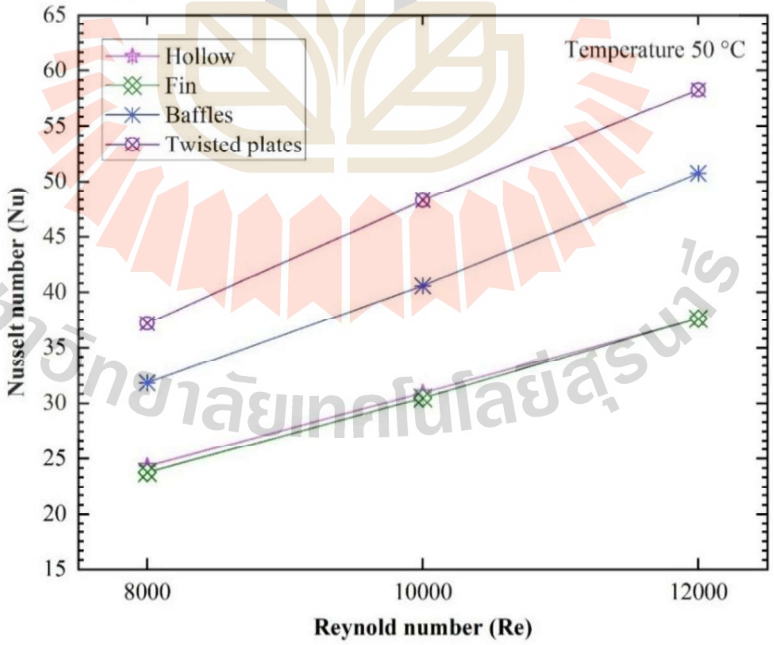
4.2.3 สมรรถนะเชิงความร้อน

สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Performance) ของระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำสามารถอธิบายได้ผ่านตัวชี้วัดหลายประการที่สัมพันธ์กัน ได้แก่ ค่าเลขนัสเซลต์ (Nusselt number, Nu) ซึ่งแสดงถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนแบบไร้มิติ, อัตราส่วนของค่าเลขนัสเซลต์เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ (Nu/Nu_0) ที่ใช้ประเมินประสิทธิภาพสัมพัทธ์ของการดัดแปลงโครงสร้างภายใน, ค่าปัจจัยความเสียดทาน (Friction factor, f) ที่บ่งชี้ผลกระทบด้านแรงดันตกคร่อม และอัตราส่วนของค่าปัจจัยความเสียดทานเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ (f/f_0) ซึ่งใช้สะท้อนภาระด้านพลังงานเพิ่มเติมที่ระบบต้องรับในการใช้งานจริง การพิจารณาร่วมกันของตัวแปรทั้งสี่มี

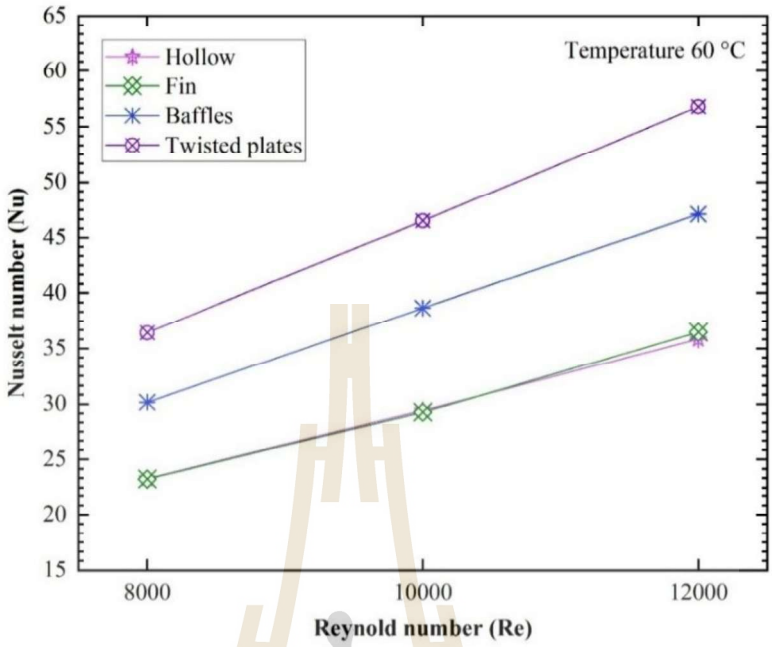
ความสำคัญ เนื่องจากการออกแบบอุปกรณ์เพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนไม่สามารถใช้เพียงตัวชี้วัดใดตัวชี้วัดหนึ่งได้ แต่ต้องประเมินทั้งด้านผลดี คือการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน และผลเสีย คือการสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทาน

เพื่อประเมินความคุ้มค่าโดยรวมในเชิงวิศวกรรม ตัวชี้วัดที่สำคัญอีกประการหนึ่งที่ถูกนำมาใช้คือ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ซึ่งเป็นเกณฑ์ประเมินสมรรถนะรวมที่ผสานผลจากเลขนัสเซลต์ และปัจจัยความเสียดทานเข้าด้วยกัน โดยหากค่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่ามากกว่า 1 หมายถึงการดัดแปลงภายในท่อให้ผลเชิงบวก คือการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่าผลเสียจากแรงดันตกคร่อม การวิเคราะห์ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนจึงทำหน้าที่เชื่อมโยงผลจาก Nu, Nu/Nu_0, f และ f/f_0 เข้าด้วยกันอย่างสมบูรณ์ และช่วยสะท้อนสมรรถนะที่แท้จริงของอุปกรณ์ทำความร้อนแต่ละรูปแบบภายใต้สภาวะการทดลองต่าง ๆ

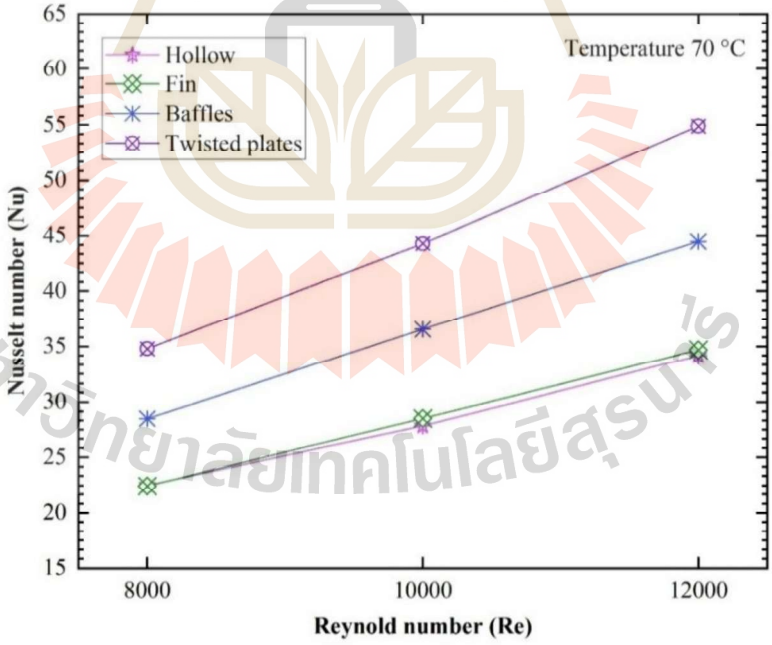
ดังนั้น การศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำจำเป็นต้องพิจารณาทั้ง Nu, Nu/Nu_0, f, f/f_0 และ TEF ควบคู่กัน เพื่อให้เข้าใจถึงสมดุลระหว่างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับภาระด้านพลังงาน และเพื่อชี้แนะแนวทางที่เหมาะสมในการออกแบบและเลือกใช้อุปกรณ์ที่ตอบโจทย์ทั้งด้านวิศวกรรมและเศรษฐศาสตร์ของระบบได้อย่างครบถ้วนสมบูรณ์ ซึ่งจากการทดสอบได้ผลดังแสดงต่อไปนี้



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C

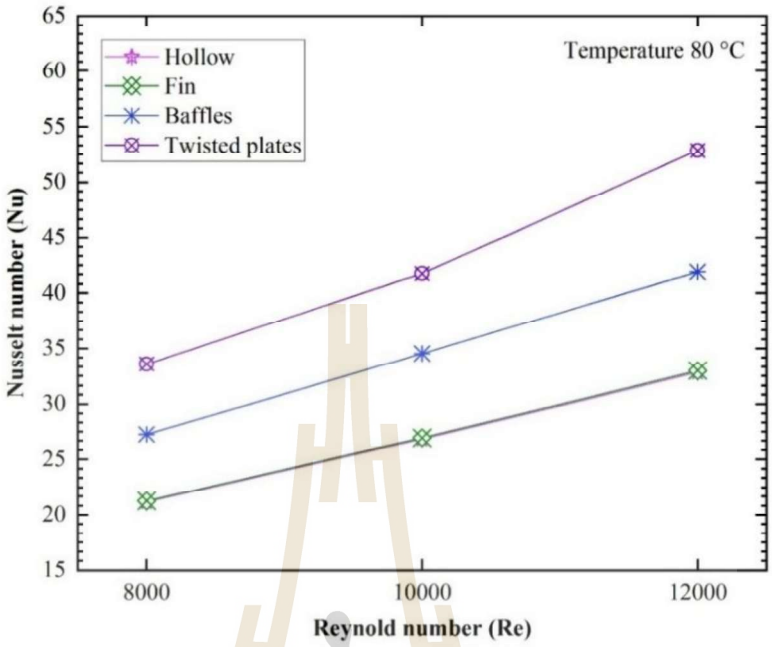


รูปที่ 4.4 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 °C

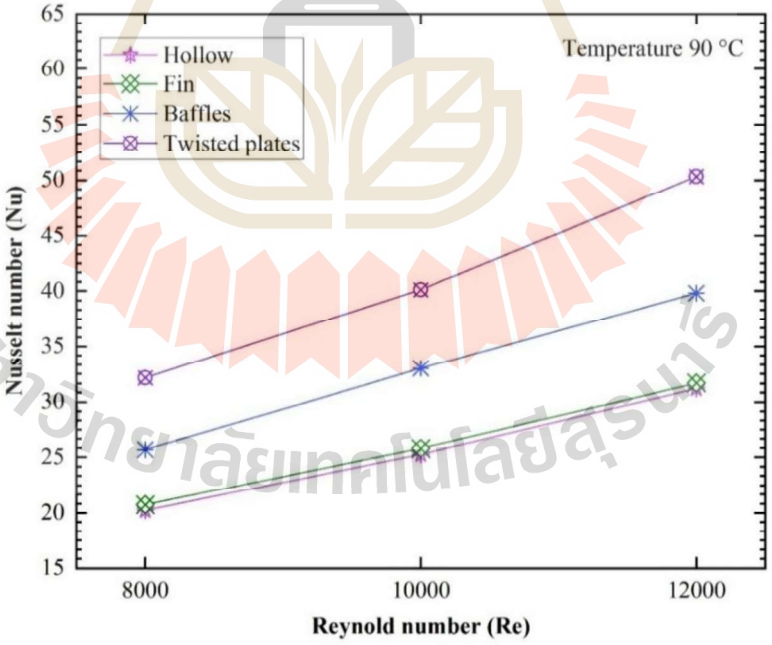


รูปที่ 4.5 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C



รูปที่ 4.7 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากกราฟ แสดงค่าเลขนัสเซลต์ของอุปกรณ์ทำความร้อนหรือภาระเหนี่ยวนำทั้งสี่รูปแบบ ได้แก่ Hollow, Fin, Baffles และ Twisted plates ภายใต้สภาวะการทดสอบที่กำหนด สะท้อนให้เห็นความสัมพันธ์ที่ชัดเจนระหว่างค่าเรย์โนลด์ และอุณหภูมิเป้าหมายของการผลิตลมร้อน โดยในทุกกรณี เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มจาก 8,000 ไปเป็น 10,000 และ 12,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำทุกรูปแบบมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างสม่ำเสมอ เช่น ในกรณีที่อุณหภูมิเป้าหมายเท่ากับ 50 °C ค่าเลขนัสเซลต์ของ Twisted plates เพิ่มจาก 37.19 ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 ไปเป็น 58.25 ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 57% ขณะที่ Baffles เพิ่มจาก 31.84 ไปเป็น 50.73 หรือคิดเป็น 59% Hollow เพิ่มขึ้นจาก 24.32 ไปเป็น 37.62 หรือคิดเป็น 55% และ Fin เพิ่มขึ้นจาก 23.79 ไปเป็น 37.62 หรือคิดเป็น 58% แนวโน้มนี้สอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนบังคับ ซึ่งระบุว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น การไหลมีลักษณะปั่นป่วนมากขึ้น ชั้นขอบเขตความร้อนบางลง และการถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้น (Kays, Crawford, & Weigand, 2012) ขณะเดียวกัน หากพิจารณาความแตกต่างเชิงเปรียบเทียบ Twisted plates มีค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่า Hollow เฉลี่ยประมาณ 53% ที่อุณหภูมิ 50 °C

เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ค่าเลขนัสเซลต์โดยรวมมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับที่ 50 °C ตัวอย่างเช่น ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของ Hollow ลดลงจาก 24.32 เหลือ 23.27 และของ Twisted plates ลดลงจาก 37.19 เหลือ 36.42 แนวโน้มเดียวกันพบในทุกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำและทุกค่าเลขเรย์โนลด์ แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิส่งผลทำให้สมบัติทางกายภาพของอากาศ เช่น ค่าความหนืด และจำนวนพรันด์เทิล (Prandtl number, Pr) เปลี่ยนแปลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลงเล็กน้อย (Cengel & Ghajar, 2015) อย่างไรก็ตาม แม้เลขนัสเซลต์จะลดลงตามอุณหภูมิ แต่ความแตกต่างจากการเปลี่ยนเลขเรย์โนลด์ยังคงเป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อค่าเลขนัสเซลต์ โดยที่ Twisted plates ยังคงแสดงศักยภาพสูงสุด เช่น ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 ค่าเลขนัสเซลต์ เท่ากับ 56.79 ในขณะที่ Baffles, Fin และ Hollow มีค่า 47.12, 36.47 และ 35.84 ตามลำดับ หากเปรียบเทียบ Twisted plates กับ Hollow จะพบว่ามีค่าเฉลี่ยสูงกว่าประมาณ 59% ที่อุณหภูมิ 60 °C

สำหรับอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C แนวโน้มเดิมยังคงปรากฏ โดยที่ค่าเลขนัสเซลต์ของทุกอุปกรณ์ลดลงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับค่าในอุณหภูมิที่ต่ำกว่า เช่น ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของ Hollow เท่ากับ 22.50 และของ Twisted plates เท่ากับ 34.79 ส่วนที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 รูปแบบ คือ 34.17, 34.69, 44.47 และ 54.88 ตามลำดับ โดยสังเกตได้ว่าในอุณหภูมิช่วงกลางนี้ Fin เริ่มมีค่ามากกว่า Hollow อย่างต่อเนื่อง ซึ่งแตกต่างจากที่อุณหภูมิ 50 °C ที่ Hollow สูงกว่าเล็กน้อย ความเปลี่ยนแปลงเช่นนี้สะท้อนให้เห็นว่าผลของการเพิ่มพื้นที่ผิวจากครีบมีความสำคัญมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น และสมบัติ

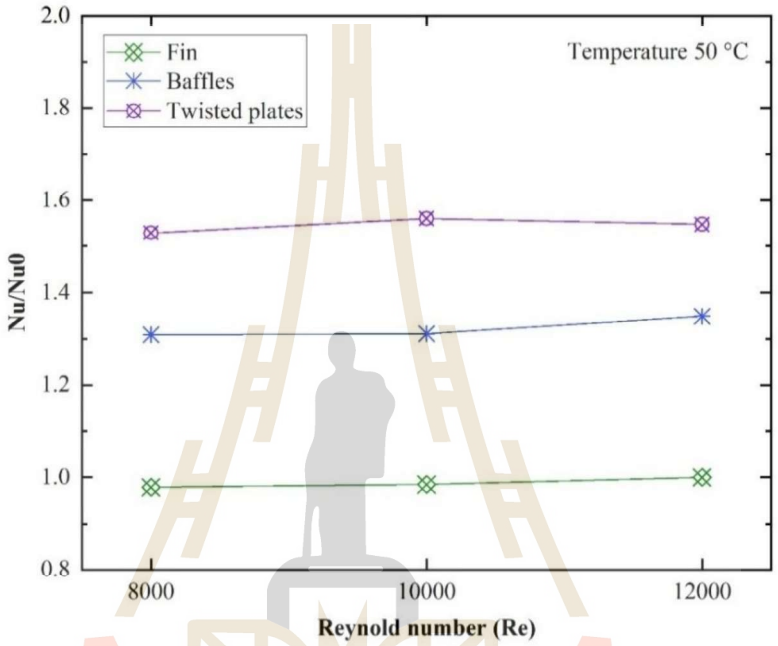
ของอากาศเปลี่ยนไปในทิศทางที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการขยายพื้นที่ผิวมีน้ำหนักมากขึ้น แม้ว่าจะยังไม่เพียงพอที่จะทำให้ Fin มีประสิทธิภาพสูงกว่า Baffles หรือ Twisted plates แต่ก็เริ่มเห็นความแตกต่างที่เด่นชัดระหว่าง Fin กับ Hollow และเมื่อเปรียบเทียบ Twisted plates กับ Hollow พบว่าที่อุณหภูมิ 70 °C Twisted plates มีค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่า Hollow เฉลี่ยประมาณ 60%

ส่วนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ค่าเลขนัสเซลต์ลดลงต่อเนื่องเมื่อเทียบกับอุณหภูมิที่ต่ำกว่า โดยที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของ Hollow, Fin, Baffles และ Twisted plates มีค่า 32.85, 32.99, 41.99 และ 52.87 ตามลำดับ ในสภาวะนี้ความแตกต่างระหว่าง Hollow และ Fin ยิ่งเห็นได้ชัดเจนว่า Fin มีค่าสูงกว่า Hollow เล็กน้อยในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งเป็นการสะท้อนว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสสามารถชดเชยผลเสียจากการลดลงของเลขนัสเซลต์ตามอุณหภูมิได้บางส่วน อย่างไรก็ตาม Baffles และ Twisted plates ยังคงให้ค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่าอย่างมาก โดยเฉพาะ Twisted plates ที่สูงกว่า Hollow เฉลี่ยประมาณ 61% ในทุกค่าเลขเรย์โนลด์ของอุณหภูมิ 80 °C ซึ่งยืนยันผลของกลไกการไหลแบบหมุนวนและการทำลายชั้นขอบเขตความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงกว่า

สุดท้ายที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ค่าเลขนัสเซลต์มีค่าเฉลี่ยต่ำที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ และทุกอุปกรณ์ เช่น ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 8,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของ Hollow เท่ากับ 20.24, ของ Fin เท่ากับ 20.74, ของ Baffles เท่ากับ 25.69 และของ Twisted plates เท่ากับ 32.16 ส่วนที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 ค่าเลขนัสเซลต์ของทั้งสี่อุปกรณ์คือ 31.21, 31.70, 39.80 และ 50.33 ตามลำดับ แนวโน้มนี้ชี้ให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในเชิงของเลขนัสเซลต์ลดลงอย่างเป็นระบบ แม้ว่า Twisted plates จะยังคงมีค่าเหนือกว่าอุปกรณ์อื่นอย่างเด่นชัด เช่น ที่เลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 12,000 Twisted plates มีค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่า Hollow ถึงประมาณ 61% และหากพิจารณาทุกค่าเลขเรย์โนลด์ โดยรวม Twisted plates มีค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่า Hollow โดยเฉลี่ยประมาณ 60% ที่อุณหภูมิ 90 °C ผลนี้สอดคล้องกับรายงานการศึกษาเรื่องการใช้แผ่นบิดเกลียวและแผ่นกั้นที่สามารถยกระดับค่าเลขนัสเซลต์ได้อย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากกลไกการสร้างกระแสไหลรองและการปั่นป่วนเพิ่มขึ้น (Sarma, Rao, & Subrahmanyam, 2003)

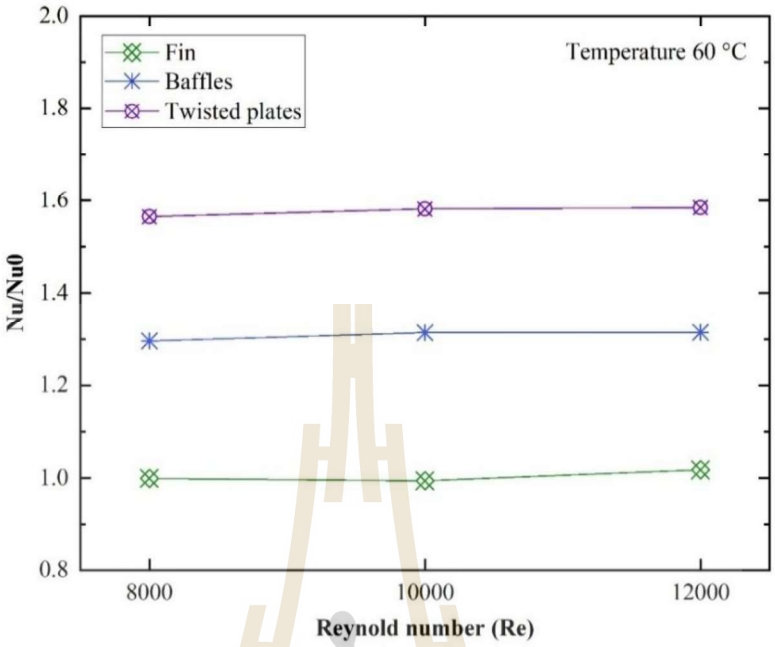
ในเชิงวิศวกรรม ผลการทดลองนี้ชี้ชัดว่าการดัดแปลงโครงสร้างภายในท่อทำความร้อนมีอิทธิพลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนอย่างมาก โดย Twisted plates แสดงสมรรถนะสูงสุดต่อเนื่องในทุกสภาวะและเป็นทางเลือกที่เหมาะสมกับระบบที่ต้องการประสิทธิภาพสูงสุด ขณะที่ Baffles ก็เป็นอีกแนวทางที่มีสมรรถนะสูงกว่าท่อเรียบหรือท่อครีบอย่างมีนัยสำคัญ แต่มีข้อควรพิจารณาเรื่องแรงดันตกคร่อมที่สูงขึ้น ส่วน Hollow และ Fin ซึ่งให้ค่าใกล้เคียงกัน อาจเลือกใช้งานตามข้อจำกัดด้านโครงสร้าง ต้นทุนการผลิต และความสะดวกในการบำรุงรักษามากกว่าปัจจัย

ด้านประสิทธิภาพเพียงอย่างเดียว โดยภาพรวม ผลลัพธ์ที่ได้สอดคล้องกับทฤษฎีการพาความร้อนและสมการ เช่น Dittus–Boelter และ Gnielinski ที่ยืนยันว่าค่าเลขนัสเซลต์เป็นฟังก์ชันเพิ่มของเลขเรย์โนลด์ และแปรผันตามจำนวน Pr ที่ลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น (Gnielinski, 1976) จึงสามารถยืนยันความน่าเชื่อถือของผลการทดลองนี้ได้อย่างสมบูรณ์

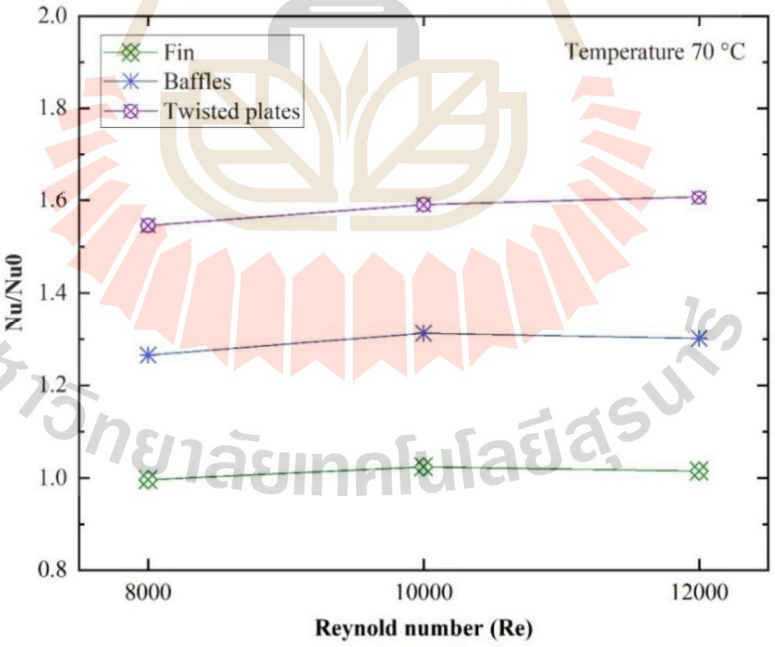


รูปที่ 4.8 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C

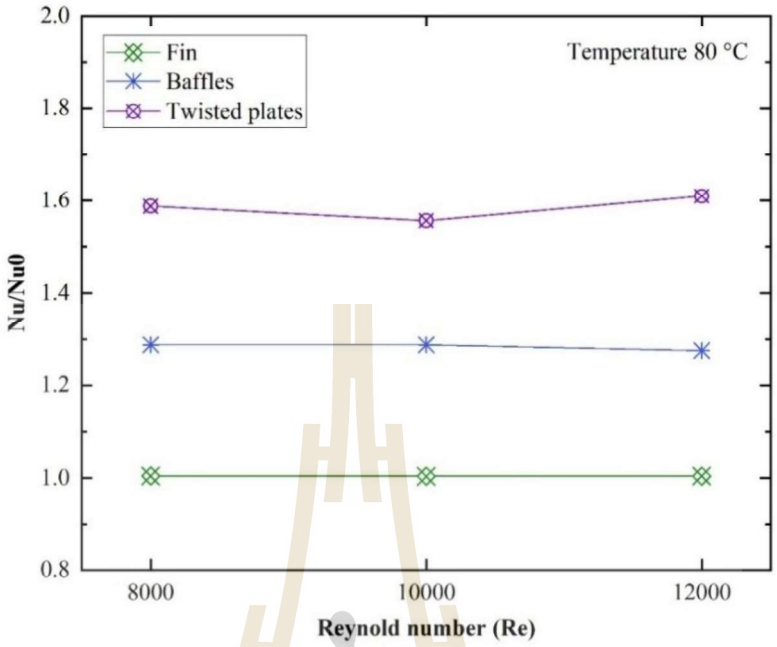
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



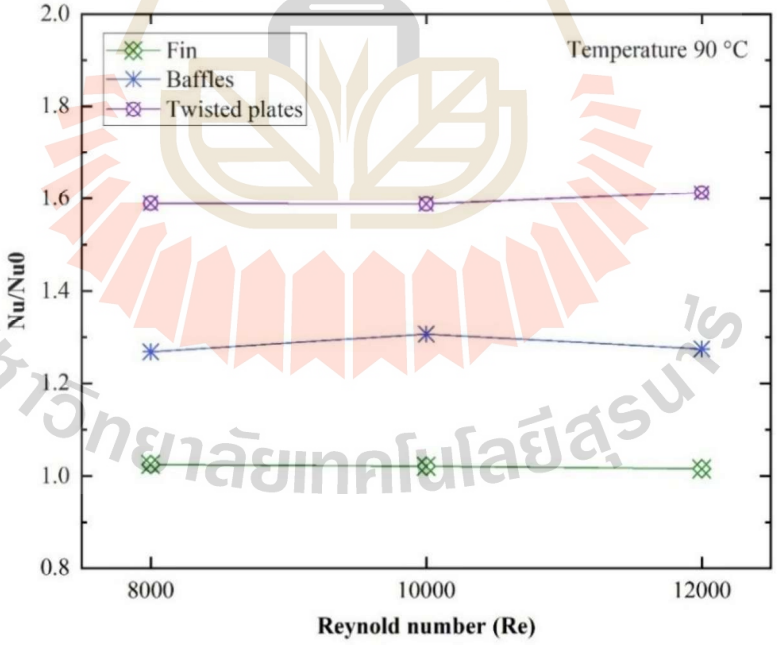
รูปที่ 4.9 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 °C



รูปที่ 4.10 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 °C



รูปที่ 4.11 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C



รูปที่ 4.12 กราฟแสดงสัดส่วนค่าเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C

จากกราฟ แสดงค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนทั้งสามรูปแบบ ได้แก่ Fin, Baffles และ Twisted plates (Nu) เทียบกับรูปแบบ Hollow (Nu_0) พบว่า ในทุกสภาวะการทดสอบ ภาระเหนี่ยวที่ได้รับการปรับปรุงรูปแบบภายใน มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า Hollow อย่างชัดเจน โดย Twisted plates มีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์มากที่สุด รองลงมาคือ Baffles และ Fin ตามลำดับ แนวโน้มนี้ปรากฏอย่างสม่ำเสมอในทุกค่าเลขเรย์โนลด์ และอุณหภูมิเป้าหมาย 50–90 °C ซึ่งสะท้อนให้เห็นผลของโครงสร้างภายในที่ออกแบบมาเพื่อเพิ่มการปั่นป่วนและการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิ 50 °C จะเห็นได้ว่า Twisted plates มีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์อยู่ระหว่าง 1.53–1.55 ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 8,000–12,000 หมายความว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า Hollow ประมาณ 53–55% ในขณะที่ Baffles มีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์อยู่ระหว่าง 1.31–1.35 หรือสูงกว่า Hollow ประมาณ 31–35% ส่วน Fin มีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ใกล้เคียง 1.0 ตลอดช่วงเลขเรย์โนลด์ ซึ่งชี้ว่าการติดตั้งครีบเพิ่มพื้นที่ผิวเพียงอย่างเดียวไม่ได้เพิ่มสมรรถนะมากนักเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับหลักการทางกลศาสตร์ของไหลที่ว่า การสร้างการไหลแบบหมุนวนและกระแสปั่นป่วนมีอิทธิพลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากกว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวเพียงอย่างเดียว (Kakac et al., 2012)

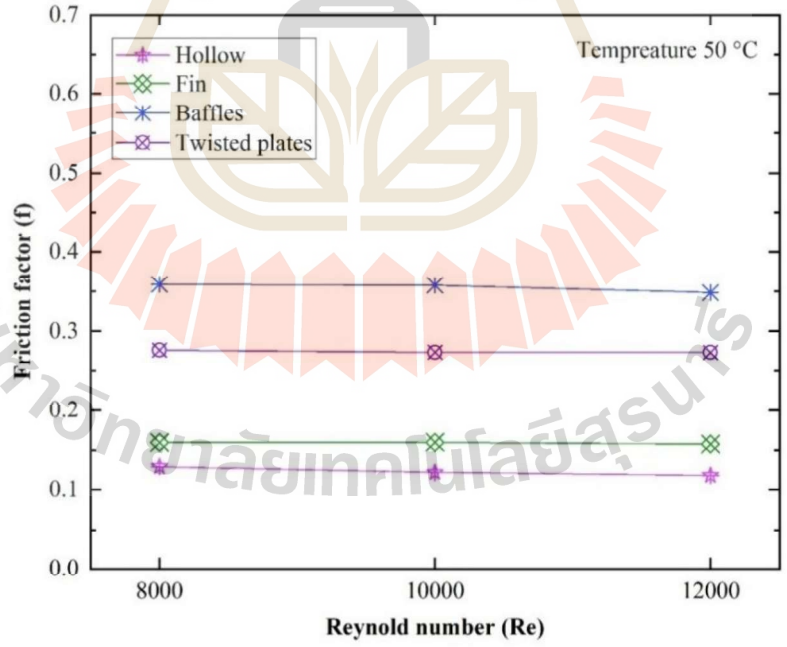
เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ของ Twisted plates ยังคงอยู่ในระดับสูงคือประมาณ 1.56–1.58 หรือเพิ่มขึ้นราว 56–58% เมื่อเทียบกับ Hollow ในขณะที่ Baffles มีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.30–1.32 หรือสูงกว่า Hollow ประมาณ 30–32% และ Fin ยังคงมีค่าใกล้เคียง 1.0 ซึ่งหมายความว่าแทบไม่แตกต่างจาก Hollow แนวโน้มนี้แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไม่ได้ลดทอนประสิทธิภาพเชิงสัมพัทธ์ของ Twisted plates และ Baffles แต่อย่างใด ตรงกันข้ามยังคงแสดงให้เห็นความได้เปรียบที่ชัดเจนเมื่อเทียบกับ Hollow ทั้งนี้สะท้อนว่ากลไกการเพิ่มความปั่นป่วนในกระแสการไหลยังคงมีประสิทธิภาพแม้เมื่อคุณสมบัติของอากาศเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ

สำหรับอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C ค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ของ Twisted plates มีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.55–1.59 หรือสูงกว่า Hollow ราว 55–59% และของ Baffles อยู่ที่ประมาณ 1.28–1.32 หรือสูงกว่า Hollow ราว 28–32% ส่วน Fin เริ่มมีค่ามากกว่า 1 เล็กน้อยในบาง Re เช่น 1.02–1.05 ซึ่งหมายความว่าที่อุณหภูมิสูงขึ้น ครีบเริ่มให้ผลเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากกว่า Hollow เล็กน้อย ความเปลี่ยนแปลงนี้ชี้ว่าผลของการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสเริ่มมีบทบาทมากขึ้นเมื่อคุณสมบัติของอากาศเปลี่ยนไป โดยเฉพาะอย่างยิ่งในสภาวะที่เลขเรย์โนลด์สูงขึ้น

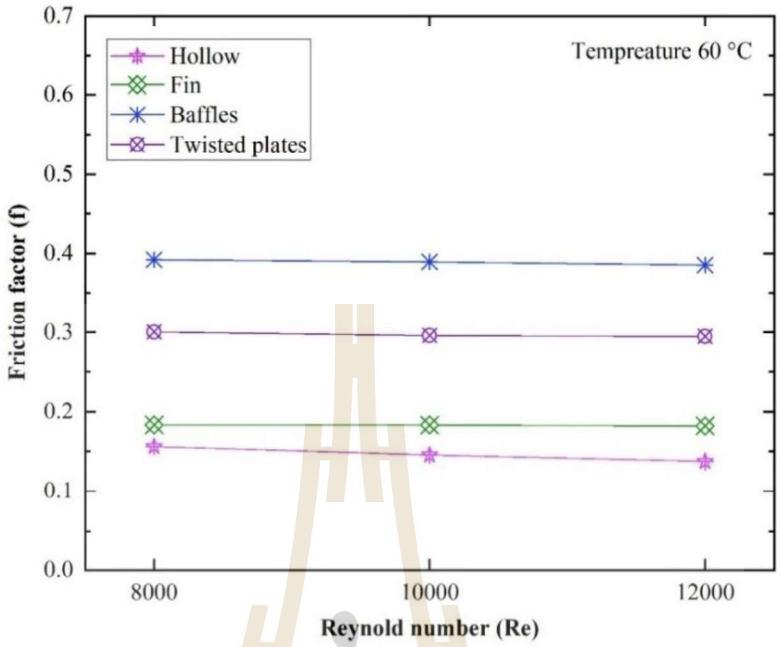
ส่วนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C และ 90 °C แนวโน้มยังคงเดิม โดย Twisted plates มีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์สูงกว่า Hollow ประมาณ 58–61% ในขณะที่ Baffles สูงกว่า

ประมาณ 27–31% ส่วน Fin มีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์อยู่ในช่วง 1.00–1.05 ซึ่งหมายถึงสูงกว่า Hollow เพียง 0–5% เท่านั้น ความแตกต่างนี้ยืนยันว่าเทคนิคการเพิ่มสมรรถนะที่อาศัยการสร้างการไหลแบบหมุนวนและการปั่นป่วน (เช่น Twisted plates และ Baffles) มีศักยภาพสูงกว่าการใช้ครีบเพียงอย่าง โดยเฉพาะ Twisted plates ที่สามารถสร้างกระแสหมุนวนรอง (Secondary swirl) อย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้ค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์สูงเด่นชัดในทุกสภาวะ

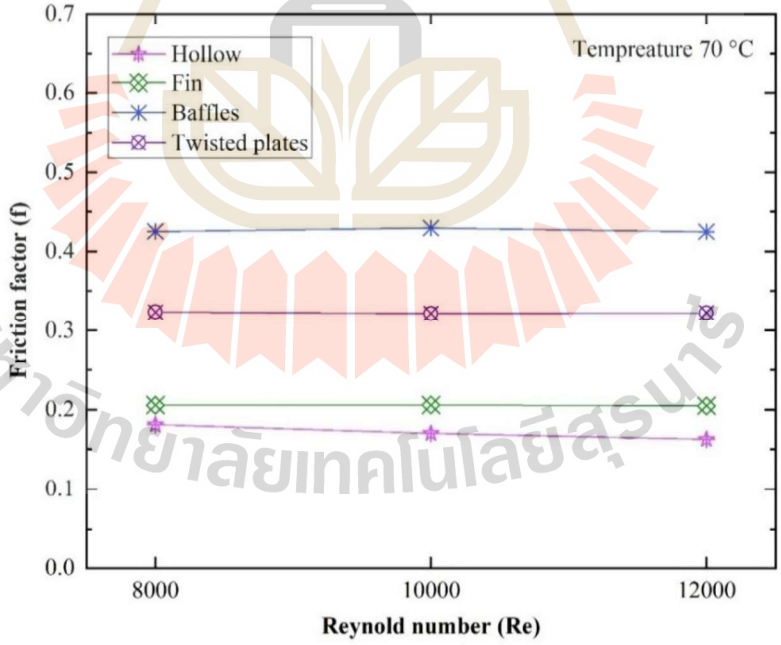
ในเชิงวิศวกรรม ผลการทดสอบนี้ชี้ว่าการเลือกใช้โครงสร้างภายในที่สร้างการปั่นป่วนมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดย Twisted plates เป็นตัวเลือกที่มีประสิทธิภาพสูงสุด สามารถเพิ่มค่าเลขนัสเซลต์ได้เฉลี่ยมากกว่า Hollow ถึงกว่า 55–60% ในทุกอุณหภูมิและค่า เลขเรย์โนลด์ ส่วน Baffles มีประสิทธิภาพรองลงมาแต่ก็ยังให้ผลสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 30% ขณะที่ Fin เหมาะสมสำหรับการใช้งานที่ต้องการเพียงการเพิ่มพื้นที่ผิวโดยไม่กระทบต่อแรงดันตกคร่อมมากนัก เนื่องจากสมรรถนะที่เพิ่มขึ้นมีเพียงเล็กน้อย ผลการศึกษานี้สอดคล้องกับทฤษฎีและงานวิจัยก่อนหน้าที่ชี้ว่าการใช้ตัวเพิ่มสมรรถนะการไหล (Flow disruptors) เช่น Swirl generators และ Baffles สามารถเพิ่มค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ได้อย่างมีนัยสำคัญในระบบการพาความร้อนแบบบังคับ (Chandra & Singh, 2016)



รูปที่ 4.13 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C

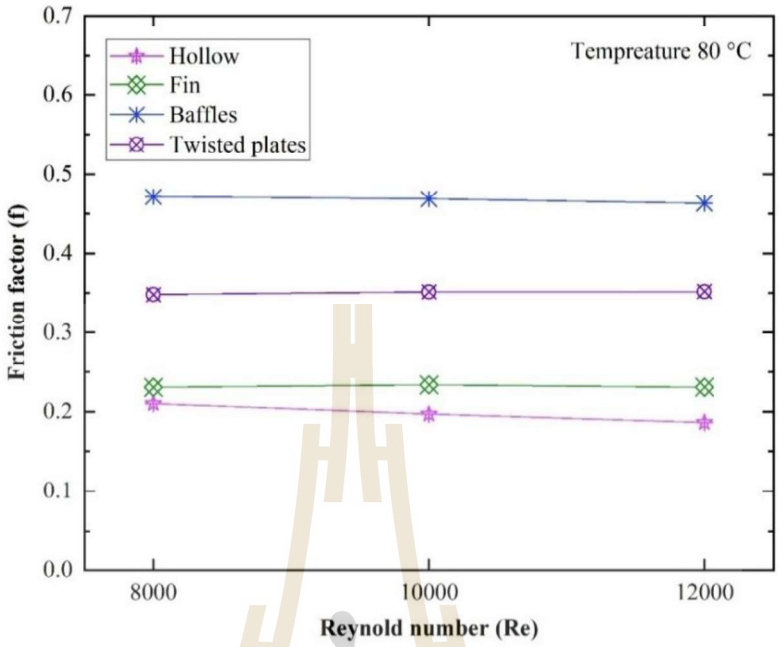


รูปที่ 4.14 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 ℃

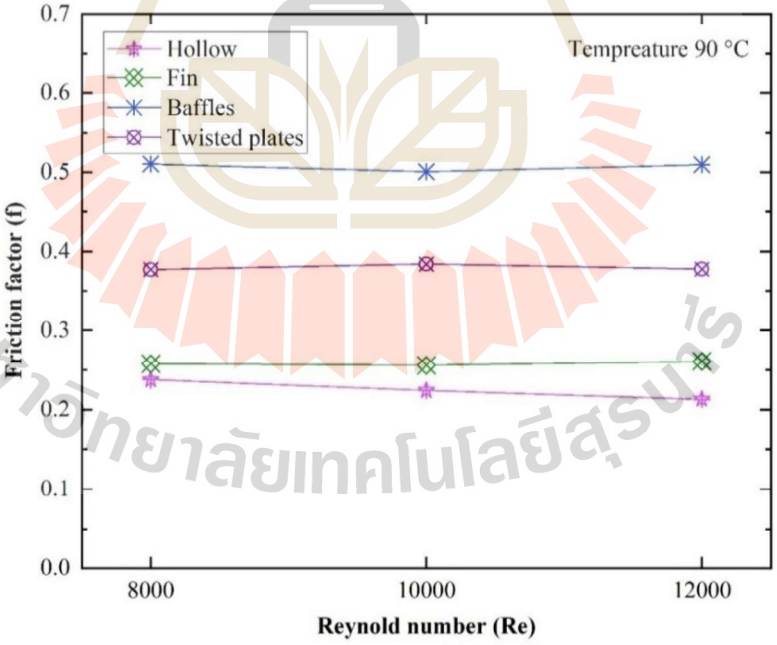


รูปที่ 4.15 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 ℃

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.16 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C



รูปที่ 4.17 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบต่าง ๆ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากกราฟ แสดงค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำทั้งสี่รูปแบบ พบว่า ในทุกสภาวะการทดสอบ ภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน เช่น Baffles และ Twisted plates มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงกว่า Hollow อย่างชัดเจน โดยเฉพาะ Baffles ซึ่งให้ค่าปัจจัยความเสียดทานสูงที่สุดในทุกกรณี ขณะที่ Hollow มีค่าต่ำที่สุด และ Fin อยู่ในระดับกลางระหว่าง Hollow และ Twisted plates แนวโน้มนี้สะท้อนถึงการแลกเปลี่ยนระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียพลังงานเนื่องจากความดันตกคร่อม ที่อุณหภูมิ 50 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานของ Hollow อยู่ระหว่าง 0.129–0.118 เมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มจาก 8,000 เป็น 12,000 แสดงถึงการลดลงตามทฤษฎีการไหลปั่นป่วนในท่อ ซึ่งโดยทั่วไปค่าปัจจัยความเสียดทานจะลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทานสัมพัทธ์ต่อแรงเฉื่อยลดลง (White, 2011) ส่วน Fin มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงกว่า Hollow เล็กน้อย โดยอยู่ในช่วง 0.160–0.158 และมีความแตกต่างเฉลี่ยประมาณ 29% ขณะที่ Baffles มีค่า ปัจจัยความเสียดทานอยู่ระหว่าง 0.359–0.349 ซึ่งสูงกว่า Hollow ประมาณ 186% และ Twisted plates ค่า ปัจจัยความเสียดทานอยู่ระหว่าง 0.277–0.274 ซึ่งสูงกว่า Hollow เฉลี่ยประมาณ 122% การเปรียบเทียบนี้สะท้อนว่าที่อุณหภูมิ 50 °C Twisted plates และ Baffles เพิ่มแรงเสียดทานมากกว่าท่อเรียบอย่างชัดเจน

เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยในทุกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ ตัวอย่างเช่น ที่เลขเรย์โนลด์ 8,000 Hollow มีค่าปัจจัยความเสียดทานเท่ากับ 0.156 และ Twisted plates มีค่าปัจจัยความเสียดทานเท่ากับ 0.301 ในขณะที่ Baffles สูงที่สุดคือ 0.392 ผลนี้อธิบายได้จากการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของอากาศ โดยเฉพาะความหนืดซึ่งสัมพันธ์กับอุณหภูมิ เมื่อคำนวณค่าเฉลี่ย Twisted plates มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงกว่า Hollow ประมาณ 100% และ Baffles สูงกว่าประมาณ 150% ส่วน Fin ยังคงสูงกว่า Hollow เพียง 17–20% แสดงให้เห็นว่าผลของโครงสร้างเสริมเช่น Twisted plates และ Baffles เด่นชัดยิ่งขึ้นในด้านแรงเสียดทาน

สำหรับที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานของทุกอุปกรณ์ยังคงสูงขึ้น โดยที่ Hollow มีค่าเฉลี่ยประมาณ 0.170 ขณะที่ Fin อยู่ที่ 0.206 หรือสูงกว่า Hollow เฉลี่ย 21% Twisted plates มีค่าเฉลี่ยประมาณ 0.322 หรือสูงกว่า Hollow 89% และ Baffles มีค่าเฉลี่ย 0.430 หรือสูงกว่า Hollow ประมาณ 153% แนวโน้มนี้ตอกย้ำข้อเท็จจริงว่าการสร้างการปั่นป่วนโดยใช้ Baffles และ Twisted plates ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่ต้องแลกมาด้วยแรงเสียดทานที่สูงขึ้นมาก

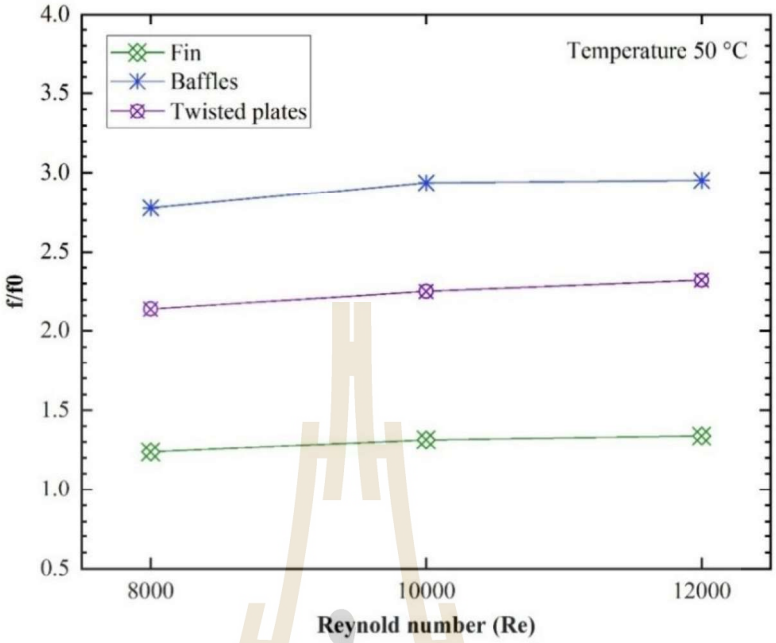
ส่วนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานของ Hollow มีค่าเฉลี่ย 0.186 ขณะที่ Fin มีค่าเฉลี่ย 0.231 หรือสูงกว่า Hollow 24% Twisted plates ค่าอยู่ที่ 0.352 หรือสูงกว่า Hollow ประมาณ 89% และ Baffles ค่าอยู่ที่ 0.463 หรือสูงกว่า Hollow ประมาณ 149%

แนวโน้มนี้ชี้ว่าเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ผลกระทบจากการติดตั้งโครงสร้างเสริมยังคงเพิ่มภาระด้านแรงเสียดทานอย่างชัดเจน

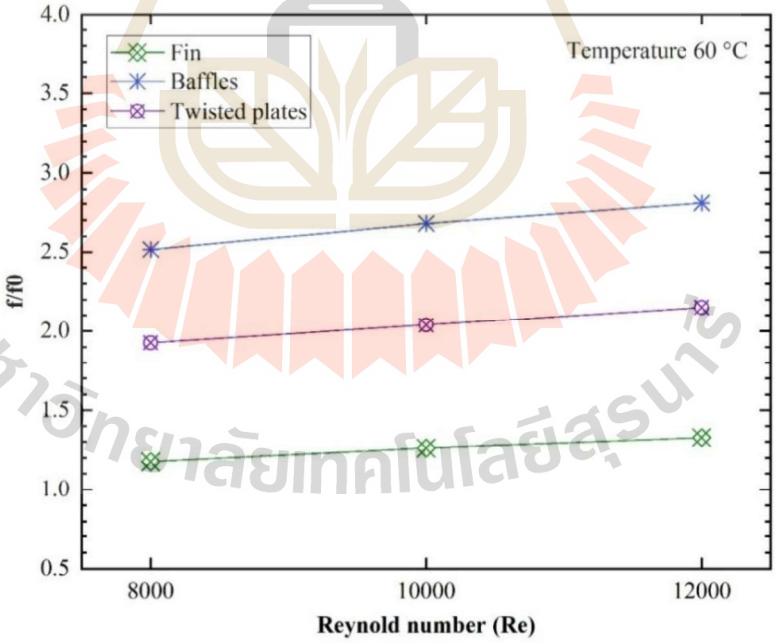
สุดท้ายที่อุณหภูมิเป้าหมายสูงสุด คือ 90 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำทุกรูปแบบมีค่าเฉลี่ยสูงที่สุด เช่น Hollow ค่าปัจจัยความเสียดทานเท่ากับ 0.214, Fin เท่ากับ 0.261, Twisted plates เท่ากับ 0.378 และ Baffles เท่ากับ 0.509 การเปรียบเทียบเชิงเปอร์เซ็นต์พบว่า Fin มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงกว่า Hollow ประมาณ 22% Twisted plates สูงกว่าประมาณ 77% และ Baffles สูงกว่าประมาณ 138% เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นถึงระดับนี้ ความแตกต่างระหว่างรูปแบบโครงสร้างยิ่งเด่นชัด โดย Baffles มีแรงเสียดทานเพิ่มขึ้นมากที่สุด

ในเชิงวิศวกรรม ผลการทดสอบนี้ชี้ให้เห็นถึงข้อแลกเปลี่ยนที่ต้องพิจารณาในการออกแบบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ เนื่องจากการใช้ Baffles และ Twisted plates แม้จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอย่างมาก แต่ก็ทำให้ค่าปัจจัยความเสียดทานสูงขึ้น ส่งผลต่อการใช้พลังงานของพัดลมและแรงดันตกคร่อมของระบบ ขณะที่ Hollow แม้จะมีค่าปัจจัยความเสียดทานต่ำที่สุด แต่ก็ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ ส่วน Fin ถือเป็นทางเลือกที่สมดุลกว่าระหว่างการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการรักษาค่าปัจจัยความเสียดทานให้อยู่ในระดับต่ำกว่า Baffles และ Twisted plates แนวโน้มเหล่านี้สอดคล้องกับรายงานของ Guo, Li, and Wang (2011) ที่ชี้ว่าการติดตั้ง Baffles และ Swirl generators มีผลต่อแรงดันตกคร่อมอย่างมีนัยสำคัญ และงานของ Chandra and Singh (2016) ที่ระบุว่าการใช้ Twisted tape insert แม้จะเพิ่มเลขนัสเซลต์ได้มาก แต่ก็ตามมาด้วยแรงเสียดทานที่สูงขึ้น ดังนั้น ในการเลือกใช้งานจริงจึงควรพิจารณาตัวชี้วัดสมรรถนะรวมเพื่อหาสมดุลระหว่างการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียแรงดัน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

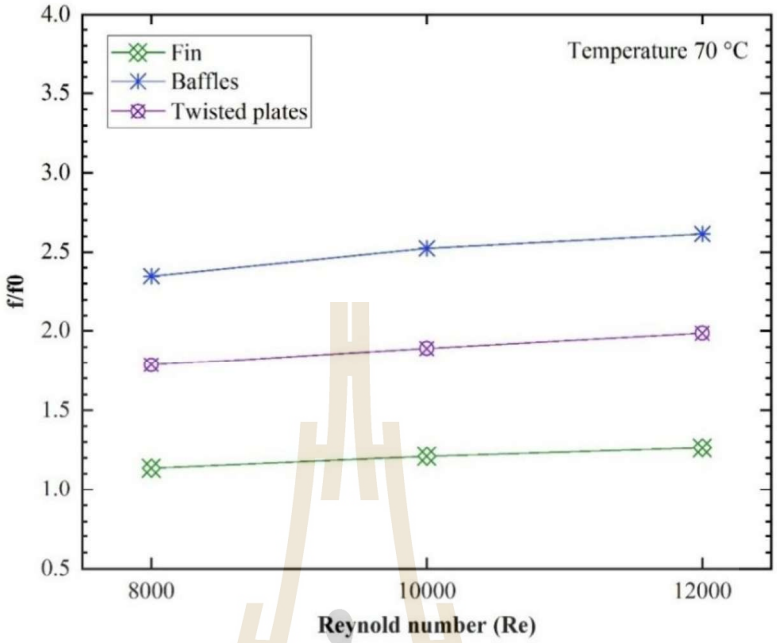


รูปที่ 4.18 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C

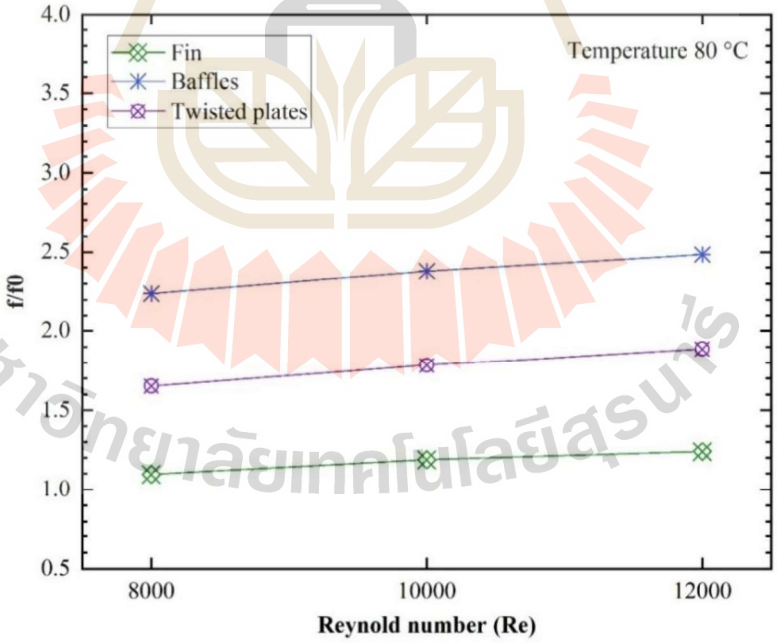


รูปที่ 4.19 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

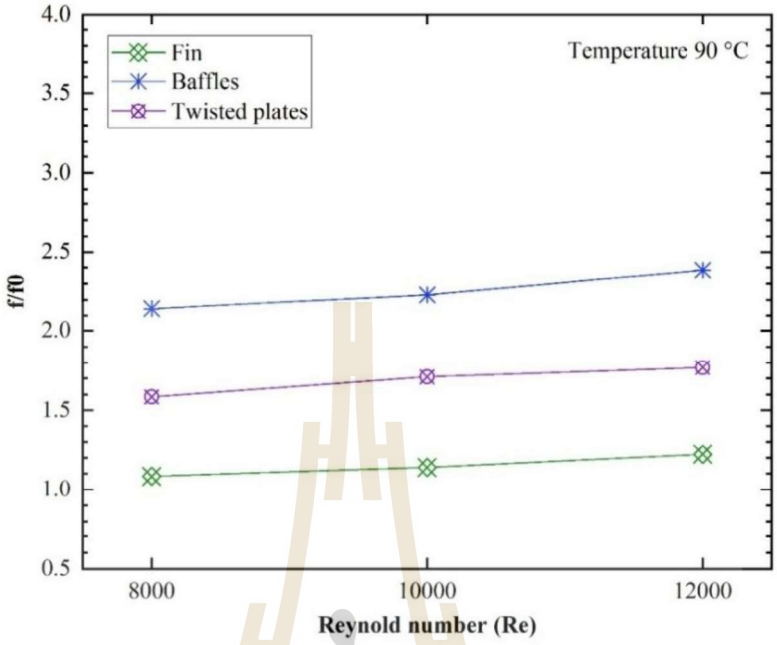


รูปที่ 4.20 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.21 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.22 กราฟแสดงสัดส่วนค่าปัจจัยความเสียดทานของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งอุปกรณ์ ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 °C

จากกราฟที่แสดงสัดส่วนปัจจัยความเสียดของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนทั้งสามรูปแบบ ได้แก่ Fin, Baffles และ Twisted plates (f) เทียบกับรูปแบบ Hollow (f0) พบว่า ในทุกกรณี ค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานมีค่ามากกว่า 1 เสมอ แสดงให้เห็นชัดเจนว่าการเพิ่มอุปกรณ์ภายใน เช่น ครีบ (Fin), แผ่นกั้น (Baffles) และแผ่นบิดเกลียว (Twisted plates) ล้วนเพิ่มแรงเสียดทานเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยในเชิงลำดับพบว่า Baffles มีค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานสูงที่สุด รองลงมาคือ Twisted plates และ Fin ตามลำดับ ลักษณะนี้สะท้อนให้เห็นถึงการแลกเปลี่ยนโดยตรงระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียพลังงานจากแรงดันตกคร่อม โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานของ Fin อยู่ระหว่าง 1.24–1.34 หรือหมายถึงมีแรงเสียดทานสูงกว่า Hollow เฉลี่ยประมาณ 28% ขณะที่ Twisted plates มีค่าอยู่ระหว่าง 2.14–2.32 หรือสูงกว่า Hollow ประมาณ 115% และ Baffles มีค่าสูงที่สุดคือ 2.78–2.95 หรือสูงกว่า Hollow ถึงราว 190% แนวโน้มนี้ชี้ชัดว่าการติดตั้ง Baffles สร้างความปั่นป่วนและการแยกตัวของการไหลอย่างรุนแรง จึงทำให้แรงเสียดทานเพิ่มขึ้นมากที่สุด ส่วน Twisted plates แม้จะสร้างกระแสไหลหมุนวน แต่ยังมีแรงเสียดทานน้อยกว่า Baffles อย่างมีนัยสำคัญ

เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานของ Fin ลดลงเล็กน้อยมาอยู่ที่ช่วง 1.17–1.33 หรือสูงกว่าท่อเรียบเฉลี่ยประมาณ 23% Twisted plates มี

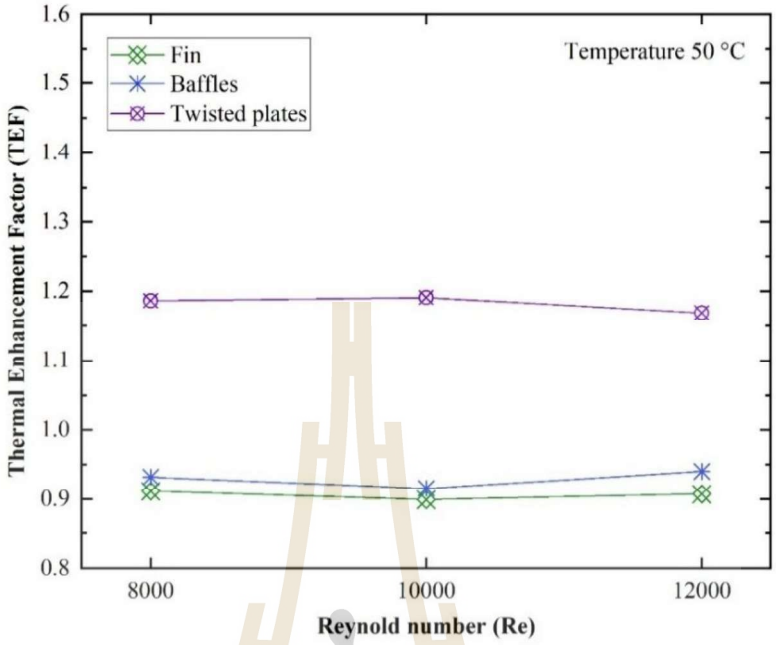
ค่าเฉลี่ยประมาณ 1.93–2.15 หรือสูงกว่า Hollow ราว 105% และ Baffles มีค่าเฉลี่ย 2.51–2.81 หรือสูงกว่าประมาณ 175% การลดลงเล็กน้อยของค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานของ Fin อธิบายได้จากผลของคุณสมบัติของอากาศที่เปลี่ยนไปเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้ผลสัมพัทธ์ของแรงเสียดทานเมื่อเทียบกับ Hollow ไม่ได้เพิ่มขึ้นมาก ในขณะที่ Baffles และ Twisted plates ยังคงรักษาความได้เปรียบในเชิงการสร้างการปั่นป่วนภายในได้ชัดเจน

สำหรับที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C แนวโน้มยังคงเดิม โดย Fin มีค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานอยู่ระหว่าง 1.21–1.26 หรือสูงกว่าท่อเรียบเฉลี่ย 22% Twisted plates มีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.79–1.99 หรือสูงกว่าประมาณ 90% และ Baffles อยู่ในช่วง 2.35–2.62 หรือสูงกว่าประมาณ 145% ผลนี้สะท้อนว่าที่อุณหภูมิสูงขึ้น Baffles ยังคงเป็นอุปกรณ์ที่สร้างแรงเสียดทานมากที่สุดอย่างต่อเนื่อง ขณะที่ Twisted plates มีค่าสูงกว่า Hollow ราวเกือบสองเท่า แต่ต่ำกว่า Baffles อย่างชัดเจน

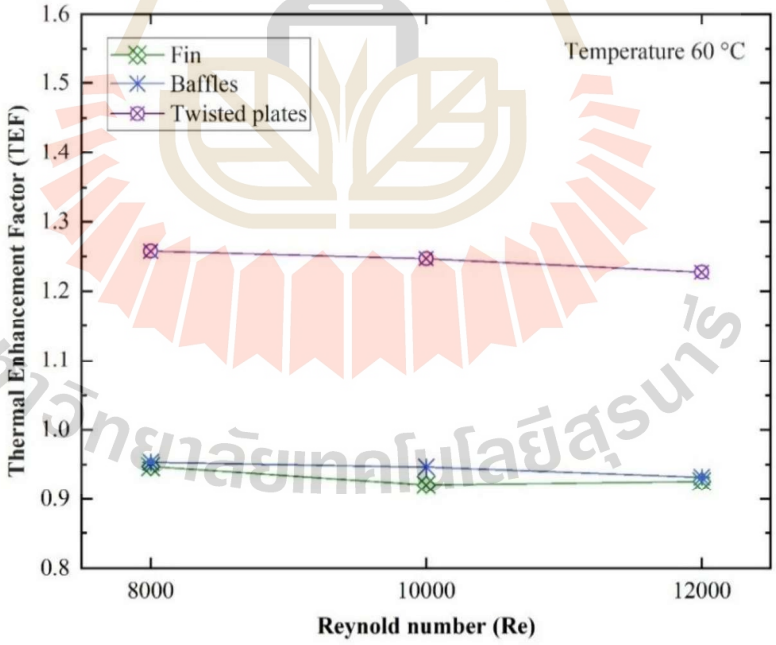
ส่วนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานของ Fin อยู่ที่ 1.19–1.24 หรือสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 20% ขณะที่ Twisted plates อยู่ที่ 1.66–1.99 หรือสูงกว่าประมาณ 80% และ Baffles มีค่า 2.24–2.48 หรือสูงกว่าประมาณ 130% การเปรียบเทียบนี้แสดงว่าความแตกต่างเชิงสัมพัทธ์เริ่มลดลงเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น เนื่องจากผลจากคุณสมบัติของอากาศที่ทำให้แรงเสียดทานของ Hollow เพิ่มขึ้นมากกว่าที่อุปกรณ์เสริมเพิ่มขึ้น

สุดท้ายที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C Fin มีค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานอยู่ที่ 1.14–1.22 หรือสูงกว่าท่อเรียบประมาณ 17% Twisted plates มีค่าเฉลี่ย 1.71–1.77 หรือสูงกว่าประมาณ 70% และ Baffles อยู่ที่ 2.14–2.38 หรือสูงกว่าประมาณ 120% สะท้อนว่าที่อุณหภูมิสูงสุด การเพิ่มแรงเสียดทานจากอุปกรณ์เสริมมีค่าน้อยลงในเชิงสัมพัทธ์ แม้ค่าแน่นอนของปัจจัยความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นก็ตาม

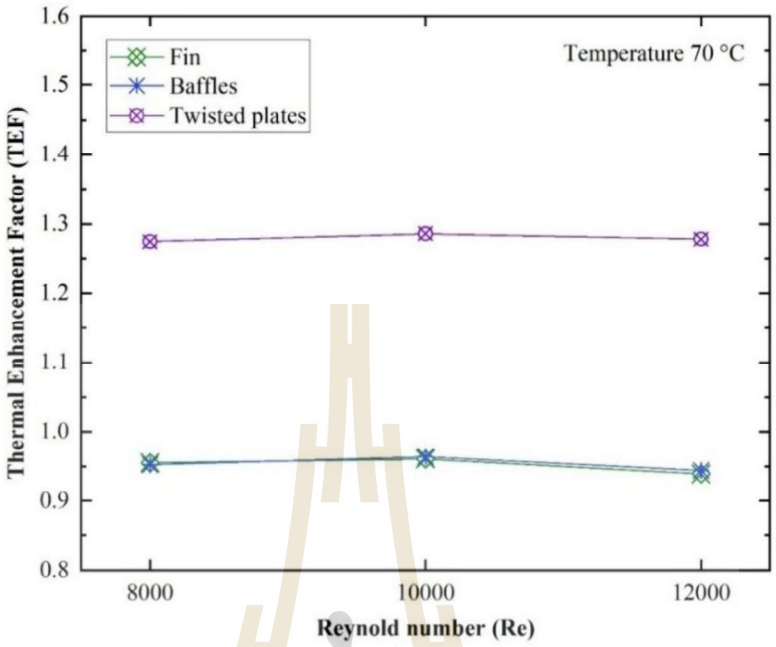
ในเชิงวิศวกรรม การวิเคราะห์นี้แสดงให้เห็นว่าการติดตั้ง Baffles และ Twisted plates แม้จะเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน แต่ก็ตามมาด้วยแรงเสียดทานที่สูงขึ้นมาก โดยเฉพาะ Baffles ที่สร้างภาระด้านแรงดันตกคร่อมสูงสุด อันจะส่งผลต่อการใช้พลังงานของระบบพัดลม ส่วน Twisted plates เป็นทางเลือกที่สมดุลกว่า เนื่องจากให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีและแรงเสียดทานสูงกว่า Hollow เพียงประมาณ 70–115% ขณะที่ Baffles สูงกว่า 120–190% การเลือกใช้งานจริงจึงควรพิจารณาเกณฑ์สมรรถนะรวม เพื่อหาสมดุลระหว่างการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและภาระด้านแรงเสียดทาน (Sivan & Das, 2015) ผลลัพธ์นี้ชี้ว่าหากต้องการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยไม่สร้างภาระด้านแรงดันมากเกินไป Twisted plates เป็นทางเลือกที่เหมาะสมกว่า Baffles ในหลายกรณี ส่วน Fin มีผลเพิ่มแรงเสียดทานเล็กน้อยเพียง 17–28% จึงเป็นทางเลือกที่รักษาระดับแรงดันตกคร่อมต่ำ แต่ก็ไม่สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้มากนัก



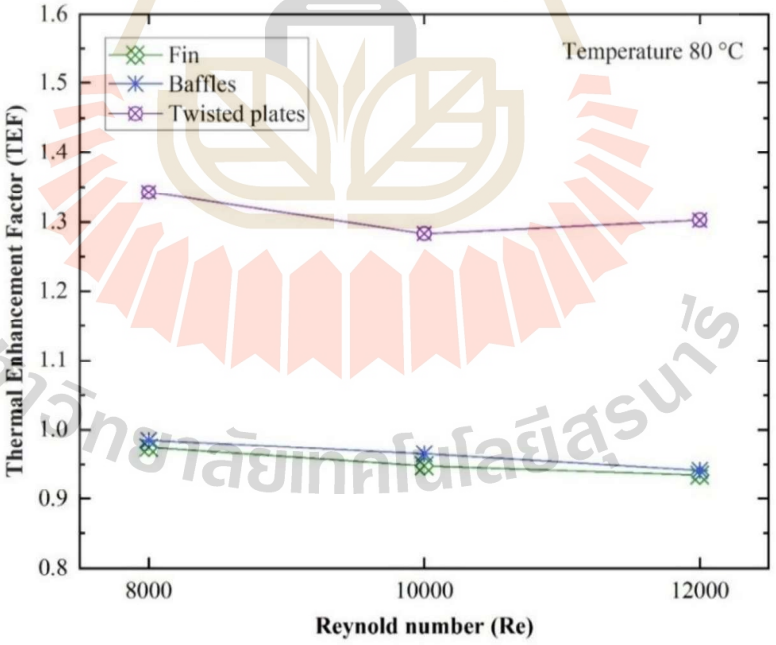
รูปที่ 4.23 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 50 ℃



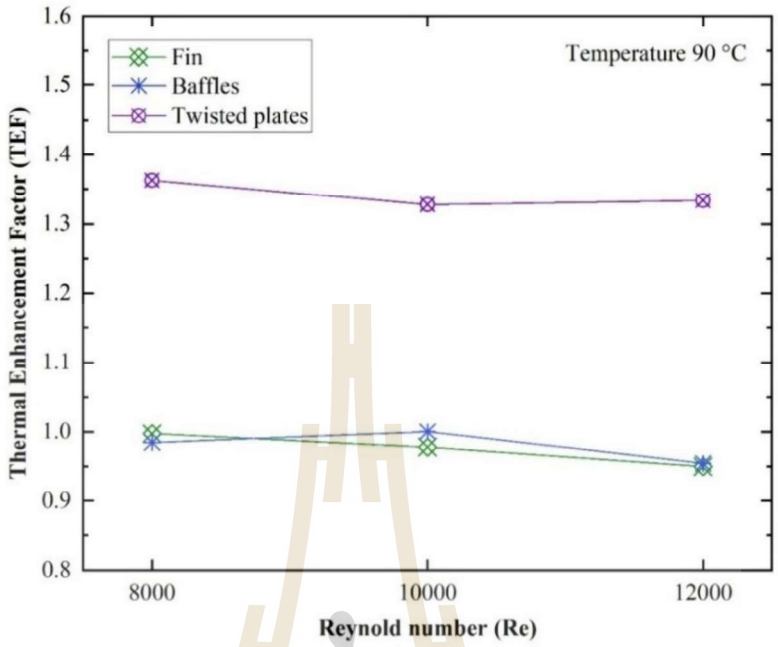
รูปที่ 4.24 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 60 ℃



รูปที่ 4.25 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 70 °C



รูปที่ 4.26 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 80 °C



รูปที่ 4.27 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อน ณ อุณหภูมิอากาศเป้าหมาย 90 ℃

จากกราฟ แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำทั้งสามรูปแบบ ได้แก่ Fin, Baffles และ Twisted plates ภายใต้สภาวะการทดลองที่กำหนด สามารถวิเคราะห์ได้ว่าประสิทธิภาพโดยรวมของแต่ละอุปกรณ์แตกต่างกันอย่างชัดเจนเมื่อพิจารณาผลของจำนวนเรย์โนลด์และอุณหภูมิเป้าหมายร่วมกัน ในสภาวะอุณหภูมิ 50 ℃ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ Twisted plates มีค่าเฉลี่ยอยู่ในช่วง 1.18 ถึง 1.19 สำหรับทุกค่าเรย์โนลด์ แสดงให้เห็นถึงความคุ้มค่าในเชิงระบบ เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมีขนาดมากกว่าผลเสียที่เกิดจากแรงเสียดทาน ขณะที่ค่าของ Baffles อยู่ในช่วง 0.93-0.95 และ Fin อยู่ในช่วง 0.90-0.91 ซึ่งต่ำกว่าเกณฑ์ 1 ทั้งหมด การเปรียบเทียบเชิงสัมพัทธ์พบว่า Twisted plates มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า Baffles เฉลี่ยประมาณ 27% และสูงกว่า Fin เฉลี่ยประมาณ 30%

เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นเป็น 60 ℃ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ Twisted plates ยังคงสูงกว่า 1 โดยอยู่ในช่วงประมาณ 1.23-1.26 ซึ่งสะท้อนถึงประสิทธิผลที่ต่อเนื่องในการสร้างกระแสไหลหมุนวนและการทำลายชั้นขอบเขตความร้อน (Bejan, 2013) ส่วนค่าเฉลี่ยของ Baffles อยู่ระหว่าง 0.94-0.95 และ Fin อยู่ในช่วง 0.92-0.95 การเปรียบเทียบพบว่า Twisted plates สูงกว่า Baffles เฉลี่ยประมาณ 32% และสูงกว่า Fin เฉลี่ยประมาณ 34% ซึ่งเป็นแนวโน้มที่สอดคล้องกับหลักการของ Performance Evaluation Criterion (PEC) ที่ใช้ประเมินความคุ้มค่าโดยรวมของการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (Xie, Liu, & Sunden, 2014)

สำหรับที่อุณหภูมิอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ Twisted plates ยังคงมีค่ามากกว่า 1 อย่างต่อเนื่อง โดยอยู่ในช่วง 1.27-1.29 ขณะที่ Baffles อยู่ระหว่าง 0.95-0.96 และ Fin อยู่ระหว่าง 0.94-0.96 แสดงให้เห็นว่า Twisted plates มีค่าสูงกว่า Baffles เฉลี่ยประมาณ 33% และสูงกว่า Fin เฉลี่ยประมาณ 34% การที่ Twisted plates ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่า 1 อย่างสม่ำเสมอสะท้อนกลไกการสร้างการปั่นป่วนที่ยืดแนวยาวและต่อเนื่อง ซึ่งทำให้การผสมมวลและพลังงานในท่อมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

ส่วนที่อุณหภูมิอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ Twisted plates มีค่าในช่วง 1.28-1.34 ขณะที่ Baffles อยู่ในช่วง 0.95-0.98 และ Fin อยู่ในช่วง 0.94-0.97 หากเปรียบเทียบแล้ว Twisted plates มีค่าสูงกว่า Baffles เฉลี่ยประมาณ 36% และสูงกว่า Fin เฉลี่ยประมาณ 37% ซึ่งยืนยันว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ Twisted plates ยังคงเหนือกว่าชัดเจนแม้ในอุณหภูมิที่สูงขึ้น โดยหลักการแล้ว อุณหภูมิที่สูงขึ้นทำให้สมบัติทางกายภาพของอากาศ เช่น ค่าความหนืดและจำนวนพรันด์เทิลเปลี่ยนแปลง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนลดลงในภาพรวม แต่การดัดแปลงโครงสร้างที่ก่อให้เกิดการไหลหมุนวนยังสามารถรักษาความคุ้มค่าของสมรรถนะโดยรวมไว้ได้ (Garcia, Vicente, & Viedma, 2007)

สุดท้ายที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C Twisted plates ยังคงให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุด โดยมีค่าประมาณ 1.33-1.36 ในขณะที่ Baffles อยู่ในช่วง 0.95-1.00 และ Fin อยู่ระหว่าง 0.95-1.00 โดยเฉพาะในกรณีของ Baffles ที่จำนวนเรย์โนลด์เท่ากับ 10,000 พบว่ามีค่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเท่ากับ 1.00 ซึ่งหมายความว่าผลดีจากการถ่ายเทความร้อนสามารถชดเชยผลเสียจากแรงเสียดทานได้พอดี อย่างไรก็ดี Twisted plates ยังคงมีค่าเหนือกว่า โดยสูงกว่า Baffles เฉลี่ยประมาณ 37% และสูงกว่า Fin เฉลี่ยประมาณ 38% ผลนี้สะท้อนถึงความคุ้มค่าของการออกแบบที่ใช้กลไกสร้างการไหลหมุนวนต่อเนื่องมากกว่าการใช้ครีบหรือแผ่นกั้นเพียงอย่างเดียว

ในเชิงวิศวกรรม ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงกว่า 1 ถือเป็นเกณฑ์ที่บ่งชี้ถึงความคุ้มค่าของอุปกรณ์เพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากประโยชน์ด้านการเพิ่มค่าเลขนัสเซลต์มีค่ามากกว่าผลเสียด้านแรงเสียดทาน (Xie et al., 2014) การที่ Twisted plates ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่า 1 ในทุกเงื่อนไขจึงเป็นข้อพิสูจน์ถึงความเหมาะสมของอุปกรณ์ชนิดนี้สำหรับงานผลิตลมร้อน ในขณะที่ค่าของ Baffles และ Fin ที่มักต่ำกว่า 1 ชี้ว่าการเลือกใช้งานควรพิจารณาด้วยความระมัดระวังและเหมาะสมกับเงื่อนไขที่ยอมรับแรงดันตกคร่อมได้มากกว่า และผลการทดลองนี้มีนัยสำคัญต่อการออกแบบระบบผลิตลมร้อน เนื่องจาก Twisted plates เป็นทางเลือกที่ให้ความคุ้มค่ามากที่สุด โดยรักษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงกว่า 1 อย่างสม่ำเสมอ ส่วน Baffles เหมาะกับกรณีที่ต้องการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากและสามารถยอมรับแรงดันตกคร่อมสูงได้ ขณะที่ Fin แม้จะมีข้อดีในด้านโครงสร้างที่เรียบง่ายและแรงดันตกคร่อมต่ำ แต่จากผลการวิเคราะห์แล้วไม่คุ้มค่า

จากมุมมองของค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ผลลัพธ์ที่ได้สอดคล้องกับแนวคิดการออกแบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่เน้นสมรรถนะรวมมากกว่าการพิจารณาเฉพาะค่าใดค่าหนึ่ง (Shah & Sekulic, 2003)

จากผลการทดลองที่ได้ทำการศึกษาภายใต้เงื่อนไขการผลิตลมร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมายระหว่าง 50–90 °C และในช่วงเรย์โนลด์ 8,000–12,000 พบว่าอุปกรณ์เหนี่ยวนำที่ผ่านการดัดแปลงภายในท่อส่งผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและแรงดันตกคร่อมแตกต่างกันอย่างชัดเจน แสดงให้เห็นลักษณะเด่นและข้อจำกัดที่แตกต่างกันของ Fin, Baffles, Twisted plates และ Hollow

ในภาพรวม Twisted plates แสดงค่าเลขนัสเซลต์ และสัดส่วนเลขนัสเซลต์ สูงที่สุดอย่างต่อเนื่องทุกสภาวะ เนื่องจากกลไกการสร้างการไหลหมุนวนและการทำลายชั้นขอบเขตความร้อนมีประสิทธิภาพสูง (Bejan, 2013) ขณะที่ Baffles มีประสิทธิภาพรองลงมาแต่ยังคงสูงกว่าท่อผิวเรียบชัดเจน ในทางกลับกัน Fin แสดงค่าเลขนัสเซลต์ใกล้เคียงกับ Hollow ที่อุณหภูมิต่ำ แต่เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น (70–90 °C) ค่าของ Fin มีแนวโน้มสูงกว่า Hollow อย่างต่อเนื่อง ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีที่ระบุว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสมีผลเด่นชัดเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้นและค่าความต่างอุณหภูมิผนังและของไหลลดลง (Kraus, Aziz, & Welty, 2001)

ในมิติของแรงดันตกคร่อม ผลการทดลองชี้ว่า Twisted plates และ Baffles เพิ่มค่าปัจจัยความเสียดทาน และสัดส่วนปัจจัยความเสียดทาน อย่างมีนัยสำคัญสูงกว่า Hollow ขณะที่ Fin เพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยอยู่เพียงประมาณ 1.2–1.3 เท่าของ Hollow ในหลายสภาวะ ในเชิงพลังงานสิ่งนี้แปลตรงเป็นค่าใช้พลังงานพัดลมที่สูงขึ้น เพราะกำลังพัดลมมีความสัมพันธ์โดยตรงกับผลคูณของอัตราการไหลและความดันตกคร่อม (ASHRAE, 2017) ดังนั้น แม้ Twisted plates จะให้ค่าเลขนัสเซลต์สูง แต่ผลกระทบเชิงพลังงานจากแรงเสียดทานถือว่ามีค่าใช้จ่ายสูงกว่าอย่างมากเมื่อพิจารณาตลอดอายุการใช้งานระบบ

การวิเคราะห์ผ่านค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) ซึ่งเป็นตัวชี้วัดที่รวมผลเลขนัสเซลต์ และปัจจัยความเสียดทานเข้าด้วยกัน พบว่า Twisted plates มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า 1 อย่างต่อเนื่อง แสดงถึงความคุ้มค่าเชิงความร้อนโดยรวม ขณะที่ Baffles ใกล้เคียง 1 ในบางสภาวะ และ Fin ส่วนใหญ่มีค่าต่ำกว่า 1 ซึ่งสะท้อนว่าประโยชน์เชิงการถ่ายเทความร้อนไม่สามารถชดเชยผลเสียจากแรงดันตกคร่อมได้เพียงพอ อย่างไรก็ดี ในการออกแบบระบบจริง ปัจจัยอื่นนอกเหนือจากค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต้องนำมาพิจารณาด้วย ได้แก่ ความสามารถของพัดลมสำรอง (Static pressure margin), ระดับเสียง, ความง่ายในการผลิตและบำรุงรักษา (Ease of Maintenance), และต้นทุนรวมตลอดอายุการใช้งาน (Life Cycle Cost, LCC) (Shah & Sekulic, 2003)

จากการพิจารณาเชิงบูรณาการ หากใช้หลักการคำนวณแบบการให้คะแนนถ่วงน้ำหนัก (Weighted scoring) โดยอิงจากกรอบแนวคิด LCC และ Performance Evaluation Criterion (Xie et al., 2014; Bejan & Kraus, 2003) สามารถกำหนดเกณฑ์การให้คะแนนได้ดังนี้

ตารางที่ 4.3 สรุปค่าน้ำหนักของแต่ละปัจจัยในการคำนวณ Overall Weighted Score

ปัจจัย	น้ำหนัก (Weight)	อ้างอิงวรรณกรรม
Nu/Nu_0	0.15	Thermal performance สำคัญ แต่ไม่ควรเกิน 20% (Webb & Kim, 2005)
f/f_0	0.25	ให้ความสำคัญสูงใกล้ Thermal เพราะสัมพันธ์กับ Pumping power (Shah & Sekulić, 2003)
TEF	0.10	ใช้เป็นดัชนีเสริม ไม่ใช่เกณฑ์หลัก (Manglik & Bergles, 1995)
Ease	0.25	งานประยุกต์ด้าน Drying ให้ความสำคัญกับ Ease (Fabrication/maintenance) (Kakaç et al., 2012)
LCC	0.25	ต้นทุนตลอดอายุการใช้งานเป็น Critical factor ใน Industrial adoption (Klein & Nellis, 2012)

จากผลการคำนวณค่า Overall Weighted Score ของภาระเหนี่ยวนำทั้งสี่รูปแบบ พบว่าภาระเหนี่ยวนำรูปแบบครีบหรือ Fin มีค่า 0.87912 ซึ่งสูงที่สุด รองลงมาคือ Hollow ที่มีค่า 0.87717 ส่วน Twisted plates และ Baffles มีค่า 0.74716 และ 0.68798 ตามลำดับ ซึ่งสะท้อนให้เห็นถึงความแตกต่างด้านสมรรถนะและความเหมาะสมต่อการใช้งานจริงเมื่อพิจารณาในภาพรวม

ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่ารูปแบบ Fin มีความได้เปรียบเหนือกว่ารูปแบบอื่น เนื่องจากมีสมดุลระหว่างประสิทธิภาพเชิงความร้อนและแรงดันตกคร่อมที่เหมาะสม อีกทั้งยังมีข้อได้เปรียบด้านความสะดวกในการผลิตและบำรุงรักษา รวมถึงต้นทุนตลอดอายุการใช้งานที่อยู่ในระดับต่ำ การมีค่า Ease of Maintenance และ Life Cycle Cost สูงสุดเมื่อเทียบกับรูปแบบอื่น ๆ สะท้อนถึงความเหมาะสมเชิงวิศวกรรมและเชิงเศรษฐศาสตร์ของการเลือกใช้ Fin ในระบบผลิตลมร้อนแบบเหนี่ยวนำ ซึ่งสอดคล้องกับความต้องการใช้งานจริงที่เน้นทั้งประสิทธิภาพและความคุ้มค่าของระบบ

รูปแบบ Hollow แม้จะมีค่า Overall Weighted Score รองลงมาเล็กน้อยที่ 0.87717 แต่ก็มีความใกล้เคียงกับ Fin อย่างมาก จุดเด่นสำคัญของ Hollow คือความเรียบง่ายของโครงสร้างที่ทำให้ผลิตได้ง่ายและมีต้นทุนการบำรุงรักษาต่ำ อย่างไรก็ตาม เมื่อเปรียบเทียบด้านสมรรถนะเชิงความร้อนแล้ว Hollow มีค่าต่ำกว่า Fin จึงทำให้คะแนนรวมด้อยกว่าเล็กน้อย ผลลัพธ์นี้สะท้อนว่า Hollow เป็นทางเลือกที่มีความคุ้มค่าเชิงต้นทุน แต่หากพิจารณาร่วมกับประสิทธิภาพด้านการถ่ายเทความร้อน Fin ยังคงเป็นตัวเลือกที่ดีกว่าในภาพรวม

รูปแบบ Twisted plates มีค่า Overall Weighted Score เท่ากับ 0.74716 ซึ่งอยู่ในลำดับที่สาม จุดเด่นของ Twisted plates คือการมีสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าทั้ง Fin และ Hollow อย่างมีนัยสำคัญ แต่ข้อด้อยสำคัญคือแรงดันตกคร่อมสูง ส่งผลให้ต้องใช้พลังงานของพัดลมเพิ่มขึ้นและทำให้ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานตลอดอายุการใช้งานสูงขึ้นตามไปด้วย นอกจากนี้โครงสร้างที่ซับซ้อนยังทำให้การผลิตและบำรุงรักษามีความยุ่งยาก จึงทำให้ได้คะแนน Ease of Maintenance และ LCC ต่ำ เมื่อถ่วงน้ำหนักทุกปัจจัยร่วมกันแล้ว ผลรวมจึงด้อยกว่า Fin และ Hollow อย่างชัดเจน

ส่วนรูปแบบ Baffles มีค่า Overall Weighted Score ต่ำสุดที่ 0.68798 สาเหตุสำคัญมาจากโครงสร้างที่ซับซ้อนซึ่งทำให้เกิดแรงดันตกคร่อมสูงและนำไปสู่การใช้พลังงานพัดลมในระดับที่มาก อีกทั้งยังมีความยุ่งยากในการบำรุงรักษาและถอดประกอบ จึงทำให้ได้คะแนน Ease of Maintenance และ LCC ต่ำที่สุด แม้ว่าการติดตั้ง Baffles จะช่วยเพิ่มการกวนการไหลและส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น แต่เมื่อพิจารณาเชิงเปรียบเทียบกับปัจจัยด้านพลังงานและต้นทุนในระยะยาวแล้ว ประโยชน์ที่ได้รับไม่สามารถชดเชยข้อเสียเหล่านี้ได้ จึงทำให้ Baffles ถูกจัดให้อยู่ในลำดับท้ายสุด

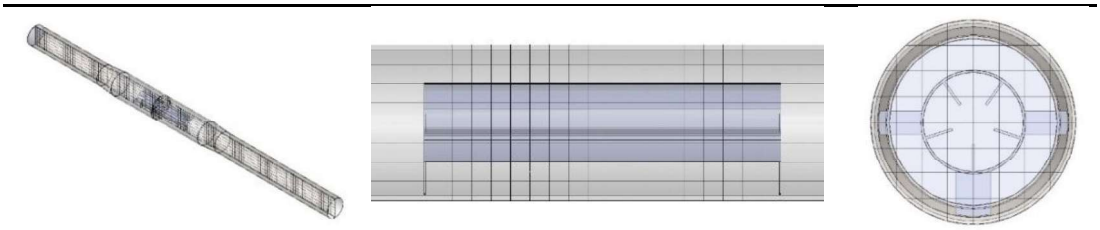
สรุปได้ว่า แม้จากผลการทดลองเชิงทฤษฎี Twisted plates จะให้สมรรถนะสูงสุด และ Baffles ให้ผลลัพธ์ใกล้เคียงในบางกรณี แต่เมื่อพิจารณาเชิงบูรณาการภายใต้ข้อจำกัดระบบจริง และเกณฑ์ LCC การเลือกใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบ Fin จึงเป็นทางเลือกที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการนำไปใช้ในกระบวนการผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำความร้อน เนื่องจากสามารถสร้างสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับการควบคุมต้นทุนพลังงานและต้นทุนการดำเนินงานในระยะยาวได้อย่างเหมาะสมและยั่งยืน

4.3 การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขของกระบวนการผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

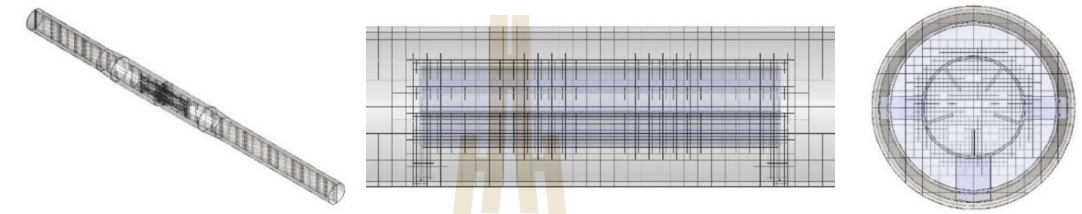
การวิเคราะห์เชิงตัวเลข เป็นวิธีการสำคัญที่ช่วยให้สามารถศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในระบบที่มีความซับซ้อนได้อย่างละเอียด โดยไม่จำเป็นต้องอาศัยการทดสอบจริงเพียงอย่างเดียว ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ดำเนินการสร้างแบบจำลองขึ้นเพื่อนำผลลัพธ์มาใช้เปรียบเทียบและอธิบายกลไกการถ่ายเทความร้อน ซึ่งผลลัพธ์จากการจำลองถูกนำมาวิเคราะห์ทั้งในเชิงปริมาณ เช่น ค่าอุณหภูมิ ความเร็ว การกระจายความดัน และในเชิงคุณภาพ เช่น การแสดงภาพลักษณะการไหล (Flow Pattern) และการกระจายอุณหภูมิ (Temperature Contour) เป็นต้น สามารถใช้อธิบายพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของแต่ละรูปแบบได้อย่างครบถ้วน

4.3.1 ผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรหลัก

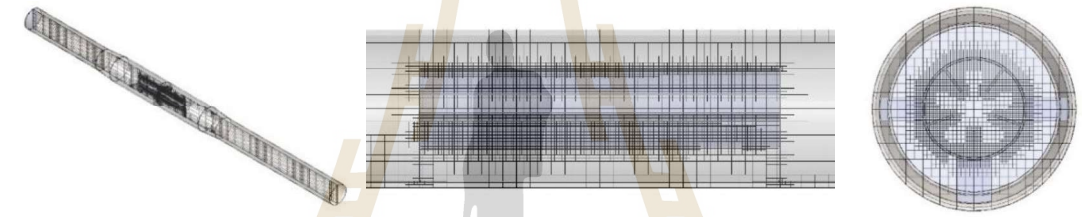
โครงสร้างและความละเอียดของตาข่ายมีอิทธิพลโดยตรงต่อความแม่นยำของผลลัพธ์และประสิทธิภาพของการคำนวณ (Versteeg & Malalasekera, 2007; Ferziger et al., 2020) การทดสอบความไวของตาข่าย (Mesh Sensitivity Test หรือ Grid Independence Study) จึงเป็นขั้นตอนสำคัญในการตรวจสอบว่าผลการจำลองมีความเสถียร และไม่ขึ้นอยู่กับขนาดของตาข่ายมากเกินไป ในงานวิจัยนี้ การทดสอบความไวของตาข่ายได้ถูกนำมาใช้เพื่อศึกษาผลกระทบของความละเอียดตาข่ายที่แตกต่างกันต่อค่าตัวแปรหลัก (Key Variables) และเนื่องจากรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 มีลักษณะที่ไม่แตกต่างกันมากทั้งด้านรูปร่าง รูปทรง ขนาด รวมถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อน จึงยึดรูปแบบภาระเหนี่ยวนำที่มีการติดตั้งครีบเป็นต้นแบบในการทดสอบความไวของตาข่าย แล้วนำผลที่ได้ไปใช้กับการปรับโครงสร้างของตาข่ายในการสร้างแบบจำลองของรูปแบบอื่น ๆ



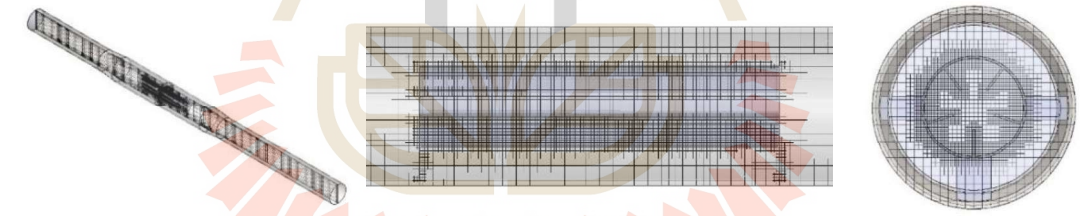
Case 1 (Mesh elements = 16,394)



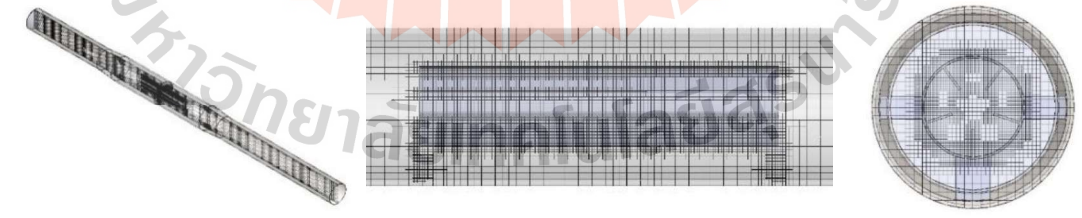
Case 2 (Mesh elements = 145,788)



Case 3 (Mesh elements = 654,761)

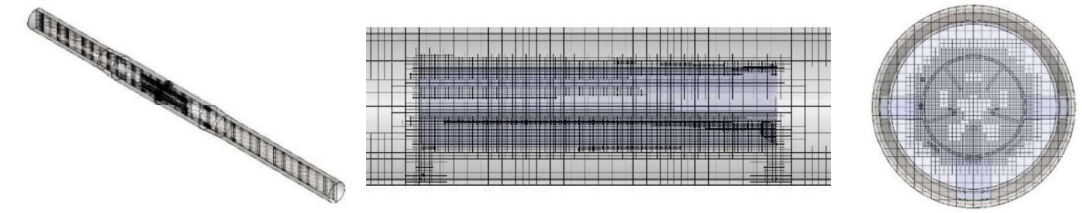


Case 4 (Mesh elements = 837,363)

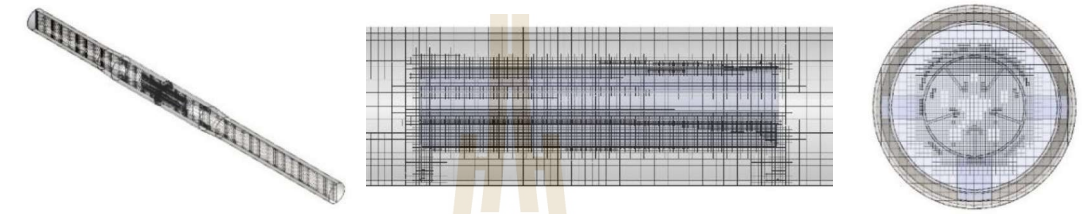


Case 5 (Mesh elements = 954,902)

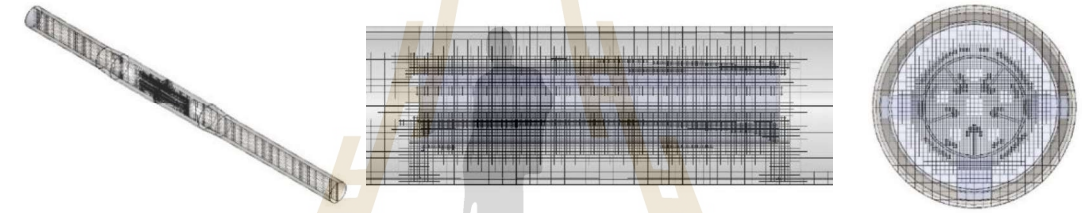
รูปที่ 4.28 แสดงลักษณะโครงตาข่ายในการทดสอบความไวของตาข่าย



Case 6 (Mesh elements = 1,299,890)



Case 7 (Mesh elements = 1,443,779)



Case 8 (Mesh elements = 1,528,962)

รูปที่ 4.28 แสดงลักษณะโครงตาข่ายในการทดสอบความไวของตาข่าย (ต่อ)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.4 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิทางออก

Case number	Mesh elements	Outlet Temperature (K)	Outlet Temperature (°C)	Residual (%)
1	16,394	395.79	122.64	
2	145,788	402.00	128.85	0.05069
3	654,761	398.46	125.31	0.02747
4	837,363	395.40	122.25	0.02444
5	954,902	395.84	122.69	0.00360
6	1,299,890	395.38	122.23	0.00373
7	1,443,779	395.84	122.69	0.00376
8	1,528,962	397.35	124.20	0.01230

จากผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศทางออก พบว่า เมื่อจำนวนองค์ประกอบตาข่ายเพิ่มขึ้นตั้งแต่กรณีที่ 4-7 ค่าอุณหภูมิอากาศทางออกแทบไม่เปลี่ยนแปลง โดยอยู่ในช่วงประมาณ 122.23–122.69 ℃ และมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ (Residual) ต่ำมาก (<0.5%) แสดงว่าผลการคำนวณเข้าสู่ช่วงลู่เข้าแบบตาข่าย ซึ่งเป็นช่วงที่การเพิ่มความละเอียดของตาข่ายไม่ให้ความแม่นยำที่สูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญต่อปริมาณที่สนใจ ตามแนวคิดของการศึกษาความเป็นอิสระของตาข่ายที่มีการอธิบายไว้ในงานของ Ferziger et al. (2020)

จากการพิจารณาด้านความคุ้มค่าของต้นทุนการคำนวณ พบว่า กรณีที่ 5 (จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายเท่ากับ 954,902) ให้ค่าอุณหภูมิอากาศทางออกเท่ากับกรณีที่ 7 แต่ใช้ทรัพยากรคำนวณน้อยกว่ามาก และมีค่า Residual เพียง 0.00360% การเพิ่มความละเอียดไปมากกว่านี้ เช่น ใน กรณีที่ 6 และ 7 แม้จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายจะมากขึ้น 36–51% แต่ผลลัพธ์เปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย ขณะที่ในกรณีที่ 8 กลับมีค่าอุณหภูมิทางออกเพิ่มขึ้นอย่างผิดปกติ และมีค่าความคลาดเคลื่อนเพิ่มขึ้น ซึ่งบ่งชี้ถึงพฤติกรรมการลู่เข้าที่ไม่เป็นเอกพันธ์ (Non-monotonic convergence) อันอาจเกิดจากการเปลี่ยนสมดุลของการแก้ปัญหาใกล้ผนังหรือค่าพารามิเตอร์ y^+ ที่แตกต่าง ดังนั้น เพื่อความแม่นยำเพียงพอ ความเสถียรของผลลัพธ์ และประสิทธิภาพการคำนวณ จึงควรเลือกใช้กรณีที่ 5 เป็นตาข่ายมาตรฐานในการคำนวณหลัก และยึดเป็นจุดอ้างอิงในการรายงานผลการจำลองเชิงตัวเลข ทั้งนี้แนวทางการเลือกตาข่ายดังกล่าวสอดคล้องกับขั้นตอนการประเมินความไม่แน่นอนจากความละเอียดของตาข่ายในงานวิจัยด้าน CFD ตามมาตรฐานสากล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.5 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำ

Case number	Mesh elements	Wall Temperature (K)	Wall Temperature (°C)	Residual (%)
1	16,394	1552.47	1279.32	
2	145,788	1027.65	754.50	0.41024
3	654,761	1014.67	741.52	0.01719
4	837,363	994.44	721.29	0.02729
5	954,902	994.92	721.77	0.00067
6	1,299,890	993.66	720.51	0.00175
7	1,443,779	995.24	722.09	0.00220
8	1,528,962	997.71	724.56	0.00342

จากผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวของอุปกรณ์ให้ความร้อนหรือภาระเหนี่ยวนำ พบว่า กรณีที่จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายอยู่ในระดับต่ำ เช่น กรณีที่ 1 และ 2 ให้ค่าผลลัพธ์ของอุณหภูมิผิวที่แตกต่างอย่างมากเมื่อเทียบกับกรณีอื่น อีกทั้งยังมีค่าความคลาดเคลื่อนคงเหลือในระดับสูง โดยเฉพาะกรณีที่ 2 ซึ่งมีค่า Residual เท่ากับ 0.41024% บ่งชี้ว่าความละเอียดของตาข่ายในช่วงดังกล่าวยังไม่เพียงพอที่จะให้ผลลัพธ์ที่มีความเสถียรและน่าเชื่อถือ ซึ่งสอดคล้องกับหลักการทั่วไปในงานจำลองเชิงตัวเลขที่ระบุว่า การใช้ตาข่ายที่หยาบเกินไปอาจทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนเชิงพื้นที่สูงและไม่สามารถลู่เข้าสู่คำตอบได้อย่างเหมาะสม (Roache, 1998) และเมื่อเพิ่มจำนวนองค์ประกอบของตาข่ายตั้งแต่กรณีที่ 3 เป็นต้นไป พบว่าผลการคำนวณมีความแตกต่างลดลงอย่างต่อเนื่อง โดยในช่วงกรณีที่ 5-7 ค่าของอุณหภูมิผิวมีความแตกต่างเพียงประมาณ 1 °C และมีค่า Residual ต่ำกว่า 0.003% ซึ่งถือว่าอยู่ในช่วงที่ผลการจำลองมีเสถียรภาพ และผลลัพธ์ไม่เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเพิ่มความละเอียดของตาข่ายต่อไป สถานการณ์เช่นนี้เป็นตัวบ่งชี้ว่าการจำลองเข้าสู่สภาวะ Mesh independence ซึ่งเป็นแนวทางที่ได้รับการยอมรับในงานวิจัยด้านกลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

จากการพิจารณาความสมดุลระหว่างความถูกต้องของผลลัพธ์และประสิทธิภาพในการคำนวณ กรณีที่ 5 (จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายเท่ากับ 954,902) เป็นตัวเลือกที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีค่า Residual ต่ำมาก (0.00067%) และให้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกับกรณีที่ใช้ตาข่ายละเอียดกว่าอย่างกรณีที่ 6-8 แต่ใช้ทรัพยากรคอมพิวเตอร์และเวลาประมวลผลน้อยกว่าอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งเป็นหลักการที่นักวิจัยมักใช้ในการตัดสินใจเลือกตาข่ายสำหรับการจำลอง เพื่อให้ได้ผลที่แม่นยำเพียงพอโดยไม่สิ้นเปลืองทรัพยากรเกินความจำเป็น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.6 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ

Case number	Mesh elements	Average fin temperature (K)	Average fin temperature (°C)	Residual (%)
1	16,394	1539.19	1266.04	
2	145,788	1018.30	745.15	0.41143
3	654,761	1005.83	732.68	0.01674
4	837,363	986.51	713.36	0.02637
5	954,902	987.63	714.48	0.00156
6	1,299,890	986.10	712.95	0.00213
7	1,443,779	987.30	714.15	0.00168
8	1,528,962	989.55	716.40	0.00315

จากผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ พบว่า กรณีที่ใช้จำนวนองค์ประกอบตาข่ายในระดับต่ำมาก (กรณีที่ 1 และ 2) ให้ผลอุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบแตกต่างจากกรณีอื่น ๆ อย่างมาก โดยกรณีที่ 1 มีค่าอุณหภูมิสูงผิดปกติ (1266.04 °C) ซึ่งเป็นสัญญาณบ่งชี้ถึงความไม่เสถียรของการคำนวณ เนื่องจากความละเอียดของตาข่ายไม่เพียงพอต่อการจับรายละเอียดของการไหลและการถ่ายเทความร้อน ส่งผลให้เกิดความผิดเพี้ยนของค่าที่ได้ (Roache, 1998) ขณะที่กรณีที่ 2 แม้ค่าอุณหภูมิจะอยู่ในช่วงที่สมเหตุสมผลมากขึ้น แต่ยังคงมีค่า Residual สูงถึง 0.41143% ซึ่งไม่เหมาะสมสำหรับการพิจารณาเป็นตาข่ายอ้างอิงสำหรับการจำลอง เมื่อเพิ่มความละเอียดของตาข่ายตั้งแต่กรณีที่ 3-8 พบว่าผลลัพธ์มีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย โดยเฉพาะตั้งแต่กรณีที่ 5-7 ผลอุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบแตกต่างไม่เกิน 1.53 °C และมีค่า Residual ต่ำกว่า 0.0022% ซึ่งบ่งชี้ว่าการคำนวณเข้าสู่สภาวะ Mesh independence แล้ว ผลลัพธ์ในช่วงนี้จึงมีความน่าเชื่อถือสูงและไม่เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญแม้เพิ่มความละเอียดของตาข่ายมากขึ้น

การเลือกตาข่ายที่เหมาะสมจึงควรพิจารณาจากทั้งความถูกต้องและประสิทธิภาพการคำนวณ กรณีที่ 5 (จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายเท่ากับ 954,902) เป็นตัวเลือกที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากให้ค่าผลลัพธ์ใกล้เคียงกับกรณีที่มีตาข่ายละเอียดกว่า แต่ใช้เวลาและทรัพยากรคำนวณน้อยกว่าอย่างมาก ทั้งนี้ การเลือกจุดสมดุลเช่นนี้สอดคล้องกับแนวทางของงานวิจัยด้านการจำลองการถ่ายเทความร้อนในครีบของ Li, Zhao, and Wang (2017) ที่พบว่าการเพิ่มความละเอียดตาข่ายเกินกว่าค่าที่ทำให้ผลลัพธ์นิ่งแล้วจะไม่เพิ่มความแม่นยำอย่างมีนัยสำคัญ แต่จะเพิ่มต้นทุนการคำนวณโดยไม่จำเป็น นอกจากนี้ งานวิจัยของ Han et al. (2016) ในการจำลองการถ่ายเทความร้อนในครีบโลหะด้วย CFD ยังรายงานว่า การเลือกตาข่ายที่ให้ผลลัพธ์คงที่ในตัวแปรสำคัญ เช่น อุณหภูมิปลายครีบและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน มีความสำคัญต่อความถูกต้องของผลการวิเคราะห์ และควรทำการทดสอบความไวของตาข่ายก่อนเสมอเพื่อยืนยันความน่าเชื่อถือของแบบจำลอง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.7 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ

Case number	Mesh elements	Average fluid temperature (K)	Average fluid temperature (°C)	Residual (%)
1	16,394	348.47	75.32	
2	145,788	351.58	78.43	0.04126
3	654,761	349.81	76.66	0.02256
4	837,363	348.27	75.12	0.01997
5	954,902	348.49	75.34	0.00293
6	1,299,890	348.27	75.12	0.00304
7	1,443,779	348.50	75.35	0.00306
8	1,528,962	349.25	76.10	0.01001

จากผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ พบว่า กรณีที่ใช้จำนวนองค์ประกอบตาข่ายต่ำมาก (กรณีที่ 1 และ 2) มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศแตกต่างจากค่าที่ได้จากตาข่ายละเอียดอย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะกรณีที่ 2 ซึ่งให้ค่าอุณหภูมิสูงกว่า 78 °C และมีค่า Residual สูงถึง 0.04126% ซึ่งเป็นสัญญาณว่าการคำนวณยังไม่เสถียรเพียงพอ (Numerical instability) สาเหตุหลักเกิดจากการที่ตาข่ายหยาบเกินไป ทำให้ไม่สามารถจับรายละเอียดของการไหลและการถ่ายเทความร้อนได้ครบถ้วน (Moukalled, Mangani, & Darwish, 2016) เมื่อเพิ่มความละเอียดของตาข่ายตั้งแต่กรณีที่ 3-8 พบว่าผลลัพธ์มีค่าคงที่มากขึ้น โดยเฉพาะในช่วงกรณีที่ 4-7 ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศไม่เกิน ±0.23 °C และมีค่า Residual ต่ำกว่า 0.0031% ซึ่งบ่งชี้ว่าผลลัพธ์เข้าสู่ภาวะ Mesh independence แล้วผลลัพธ์จึงมีความน่าเชื่อถือสูงและไม่เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญแม้เพิ่มจำนวนองค์ประกอบตาข่าย

จากการพิจารณาความคุ้มค่าของต้นทุนการคำนวณ พบว่ากรณีที่ 5 (จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายเท่ากับ 954,902) ให้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเทียบเท่ากับกรณีที่มีองค์ประกอบสูงกว่า แต่ใช้เวลาการประมวลผลและต้นทุนการคำนวณน้อยกว่าอย่างมีนัยสำคัญ และมีค่าความคลาดเคลื่อนเพียง 0.00293% ซึ่งถือว่าเพียงพอต่อความแม่นยำทางวิศวกรรม การเพิ่มจำนวนองค์ประกอบในกรณีที่ 6–7 แม้เพิ่มขึ้น 36–51% แต่ค่าอุณหภูมิแทบไม่เปลี่ยนแปลง ขณะที่กรณีที่ 8 แสดงค่าผิดปกติและ Residual เพิ่มขึ้น สะท้อนถึง Non-monotonic convergence อันอาจเกิดจากความแตกต่างของเงื่อนไขใกล้ผนังหรือค่า y^+ (Roy, 2011) ดังนั้น การเลือกกรณีที่ 5 เป็นจำนวนองค์ประกอบของตาข่ายมาตรฐานสำหรับการจำลองหลักจึงเป็นตัวเลือกที่เหมาะสมที่สุด เพราะนอกจากค่าอุณหภูมิเริ่มคงตัวและ Residual อยู่ในเกณฑ์ยอมรับได้แล้ว ยังลดต้นทุนการคำนวณที่ไม่จำเป็น ช่วยให้การศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ให้ความร้อนมีความแม่นยำเพียงพอ และสอดคล้องกับแนวทางการรายงานความไม่แน่นอนจากความละเอียดของตาข่ายในงานวิจัย CFD ตามมาตรฐานสากล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.8 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าความดันตกคร่อม

Case number	Mesh elements	Pressure drop (Pa)	Residual (%)
1	16,394	3.03	
2	145,788	3.29	0.08465
3	654,761	3.33	0.01279
4	837,363	3.43	0.02776
5	954,902	3.40	0.00886
6	1,299,890	3.38	0.00566
7	1,443,779	3.39	0.00402
8	1,528,962	3.50	0.03144

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากผลการทดสอบความไวของตาข่ายต่อการเปลี่ยนแปลงค่าความดันตกคร่อม พบว่า ช่วงจำนวนองค์ประกอบของตาข่ายต่ำ (กรณีที่ 1 และ 2) การเพิ่มจำนวนองค์ประกอบของตาข่ายมีผลให้ความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด จาก 3.03 Pa ในกรณีที่ 1 ไปเป็น 3.29 Pa ในกรณีที่ 2 ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าผลลัพธ์ยังไม่คงตัวและขึ้นอยู่กับความละเอียดของตาข่ายอย่าง เมื่อเพิ่มความละเอียดของตาข่ายตั้งแต่กรณีที่ 3 เป็นต้นไป ค่าความดันตกคร่อมมีแนวโน้มคงที่มากขึ้น โดยเฉพาะกรณีที่ 5–7 ซึ่งให้ค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกันในช่วง 3.38–3.40 Pa และมี Residual ต่ำกว่า 0.009% แสดงถึงการเข้าสู่ภาวะ Mesh independence อย่างไรก็ตาม กรณีที่ 8 แม้จะใช้ตาข่ายละเอียดมากที่สุด แต่ค่าความดันตกคร่อมกลับเพิ่มขึ้นเป็น 3.50 Pa และ Residual สูงขึ้น (0.03144%) อาจเกิดจากผลของการแบ่งตาข่ายที่ละเอียดเกินไปทำให้เกิดการสะสมความคลาดเคลื่อนเชิงตัวเลข (Round-off error accumulation) หรือการเปลี่ยนแปลงของโครงสร้างการไหลในระดับจุลภาคที่ถูกจับโดยตาข่ายละเอียดมาก (Blazek, 2015)

การเลือกจำนวนองค์ประกอบตาข่ายที่เหมาะสมจึงควรพิจารณาความสมดุลระหว่างความแม่นยำและต้นทุนการคำนวณ โดยแบบจำลองนี้ กรณีที่ 5 (จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายเท่ากับ 954,902) ถือเป็นจุดสมดุลที่ดี เนื่องจากให้ค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกับตาข่ายละเอียดมาก แต่ใช้เวลาและทรัพยากรคำนวณน้อยกว่า การใช้หลักการนี้สอดคล้องกับงานของ Al-Sarkhi, Abu-Nada, and Nuhait (2018) และ Ahmed, Yusup, and Inayat (2020) ที่ระบุว่าการเพิ่มความละเอียดของตาข่ายเกินระดับที่ทำให้ค่าผลลัพธ์นิ่งแล้วจะไม่ช่วยเพิ่มความแม่นยำอย่างมีนัยสำคัญ แต่จะเพิ่มภาระการคำนวณโดยไม่จำเป็น นอกจากนี้ งานวิจัยของ Pacheco-Vega, Sen, Yang, and McClain (2001) ในการจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อแคบ พบว่าผลลัพธ์ความดันตกคร่อมมีความไวต่อความละเอียดของตาข่ายสูงในช่วงการไหลเชิงซ้อน (Complex flow regions) และจำเป็นต้องมีการทดสอบความไวของตาข่ายเพื่อลดความไม่แน่นอนของผลการจำลอง ทั้งนี้การทดสอบเช่นนี้ยังเป็นขั้นตอนมาตรฐานในงาน CFD ตามข้อเสนอของ Eça and Hoekstra (2008) เพื่อให้มั่นใจว่าผลลัพธ์เป็นอิสระจากขนาดของตาข่าย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.9 ผลของการปรับโครงตาข่ายต่อความเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ

Case number	Mesh elements	Heat Transfer Coefficient ($W/m^2 K$)	Residual (%)
1	16,394	9.89	
2	145,788	18.57	0.87736
3	654,761	18.87	0.01579
4	837,363	19.22	0.01858
5	954,902	19.13	0.00444
6	1,299,890	19.24	0.00562
7	1,443,779	19.18	0.00326
8	1,528,962	19.14	0.00180

จากผลการวิเคราะห์ความไวขององค์ประกอบของตาข่ายต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient: HTC) ของภาระเหนี่ยวนำ พบว่า ในช่วงจำนวนองค์ประกอบของตาข่ายต่ำ เช่น กรณีที่ 1 (จำนวนองค์ประกอบของตาข่ายเท่ากับ 16,394) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพียง 9.89 W/m^2K ซึ่งต่ำกว่ากรณีอื่นอย่างมีนัยสำคัญ แสดงให้เห็นถึงอิทธิพลของ Numerical Diffusion และความไม่แม่นยำของการประมาณเชิงตัวเลขเมื่อตาข่ายมีความหยาบเกินไป (Ferziger et al., 2020) การเพิ่มจำนวนองค์ประกอบตาข่ายในกรณีที่ 2 ทำให้ค่า HTC เพิ่มขึ้นเป็น 18.57 W/m^2K หรือเพิ่มขึ้นเกือบสองเท่าเมื่อเทียบกับกรณีที่ 1 เมื่อพิจารณาตั้งแต่กรณีที่ 3-7 พบว่าค่า HTC มีความผันแปรอยู่ในช่วงเพียง 18.87–19.24 W/m^2K และค่า Residual ลดลงต่ำกว่า 0.02% แสดงให้เห็นว่าผลการคำนวณมีแนวโน้มเข้าสู่ภาวะ Mesh Independence ทั้งนี้ การเพิ่มความละเอียดของตาข่ายไปจนถึงกรณีที่ 8 ทำให้ค่า HTC แตกต่างจากกรณีที่ 6 เพียง 0.10% และ Residual ลดลงเล็กน้อย สอดคล้องกับแนวคิด Asymptotic Convergence ที่ระบุว่าหลังจากจุดหนึ่ง การเพิ่มความละเอียดของตาข่ายจะไม่ทำให้ผลลัพธ์เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญ แต่จะเพิ่มภาระด้านเวลาและทรัพยากรคอมพิวเตอร์ (Roache, 1998)

ผลการศึกษานี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Duan, Muzychka, and Yovanovich (2012) ซึ่งรายงานว่าการเพิ่มความละเอียดของตาข่ายเกินระดับวิกฤตจะไม่ก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างชัดเจนต่อค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully Developed Flow) แต่จะช่วยเพิ่มเสถียรภาพของการคำนวณมากกว่า นอกจากนี้การเลือกจำนวนองค์ประกอบตาข่ายที่สมดุลระหว่างความแม่นยำและภาระการคำนวณเป็นแนวทางที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการจำลองเชิงวิศวกรรม ดังนั้น สำหรับกรณีศึกษานี้ สามารถสรุปได้ว่า กรณีที่ 5 หรือกรณีที่ 6 เป็นความละเอียดของตาข่ายที่เหมาะสม เนื่องจากให้ค่าผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกับตาข่ายละเอียดมากที่สุด ขณะที่ใช้ทรัพยากรคำนวณน้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8

การวิเคราะห์ความไวของตาข่าย ซึ่งเป็นขั้นตอนสำคัญในการจำลองเชิงพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ เพื่อยืนยันว่าผลการคำนวณมีความเสถียรและเป็นอิสระจากขนาดขององค์ประกอบตาข่าย ในการศึกษานี้ได้ดำเนินการทดสอบโดยปรับจำนวนองค์ประกอบตาข่ายหลายระดับ และประเมินผลกระทบต่อค่าตัวแปรสำคัญ 6 รายการ ได้แก่ (1) อุณหภูมิที่ทางออกของระบบ, (2) อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำ, (3) อุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ, (4) อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ, (5) ความดันตกคร่อม และ (6) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ

จากผลการวิเคราะห์ พบว่าการใช้ตาข่ายที่มีความหยาบมาก (จำนวนองค์ประกอบตาข่ายในระดับต่ำ) ส่งผลให้ค่าตัวแปรหลายรายการมีความคลาดเคลื่อนสูง โดยเฉพาะอุณหภูมิที่

ทางออกและอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำ ซึ่งเป็นผลจากความแม่นยำของการคำนวณที่ต่ำเนื่องจากการประมาณเชิงตัวเลขที่ไม่เพียงพอ (Numerical Diffusion และ Interpolation Error ตามที่ Ferziger et al., 2020 กล่าวถึง) อย่างไรก็ตาม เมื่อเพิ่มจำนวนองค์ประกอบตาข่ายขึ้น ค่าตัวแปรทุกตัวมีแนวโน้มเข้าสู่ค่าที่คงที่มากขึ้น และค่าความคลาดเคลื่อนเชิงสัมพัทธ์ (Residual) ลดลงอย่างต่อเนื่อง สำหรับตัวแปรด้านอุณหภูมิทั้ง 4 รายการ (อุณหภูมิที่ทางออก, อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิว, อุณหภูมิเฉลี่ยที่ปลายครีบ และอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ) พบว่าค่าเหล่านี้มีเสถียรภาพสูงตั้งแต่ระดับความละเอียดของตาข่ายปานกลางขึ้นไป โดยการเพิ่มความละเอียดต่อไปทำให้ผลลัพธ์แตกต่างเพียงเล็กน้อย (<0.05%) ซึ่งสอดคล้องกับงานของ Celik, Ghia, Roache, and Freitas (2008) ที่เสนอว่าการประเมิน Grid Convergence Index (GCI) สามารถระบุจุดที่การเพิ่มความละเอียดตาข่ายไม่ก่อให้เกิดประโยชน์ต่อความแม่นยำอย่างมีนัยสำคัญ ในส่วนของค่าความดันตกคร่อม ซึ่งมีความไวต่อการเปลี่ยนแปลงของตาข่ายมากกว่า พบว่าตาข่ายหยาบทำให้ค่าที่คำนวณได้ต่ำกว่าความเป็นจริงอย่างมาก เนื่องจากไม่สามารถจับรายละเอียดของการไหลในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วสูงได้ (High Velocity Gradient Regions) แต่เมื่อเพิ่มจำนวนองค์ประกอบตาข่าย ค่าดังกล่าวจะเข้าใกล้ค่าที่เสถียรมากขึ้น โดยมีความคลาดเคลื่อนต่ำกว่า 0.01% ในระดับความละเอียดสูงสุด สอดคล้องกับแนวทางของ Roache (1998) ในการตรวจสอบการลู่เข้าสู่คำตอบ (Asymptotic Convergence) และสำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient: HTC) การทดสอบพบว่ามีการเปลี่ยนแปลงอย่างมากในช่วงการเพิ่มความละเอียดจากตาข่ายหยาบเป็นตาข่ายปานกลางก่อนที่จะเข้าสู่ค่าคงที่เมื่อจำนวนองค์ประกอบตาข่ายถึงระดับหนึ่ง การเปลี่ยนแปลงนี้สามารถอธิบายได้จากการที่ตาข่ายละเอียดช่วยเพิ่มความแม่นยำในการคำนวณค่าฟลักซ์ความร้อนที่ผิวอุปกรณ์ ซึ่งสัมพันธ์กับสมการการถ่ายเทความร้อนเชิงการพาความร้อน (Convective Heat Transfer) ตามการศึกษาของ Duan et al. (2012)

จากการวิเคราะห์ทั้ง 6 ตัวแปรร่วมกัน สามารถสรุปได้ว่าความละเอียดของตาข่ายในระดับปานกลางถึงสูงให้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำและมีความเสถียรเพียงพอ โดยไม่จำเป็นต้องเพิ่มจำนวนองค์ประกอบตาข่ายจนถึงระดับสูงสุดซึ่งจะเพิ่มภาระด้านเวลาและทรัพยากรคอมพิวเตอร์โดยไม่ก่อให้เกิดการปรับปรุงค่าผลลัพธ์อย่างมีนัยสำคัญ แนวทางการเลือกความละเอียดที่เหมาะสมจึงควรพิจารณาจากจุดที่ผลลัพธ์มีการเปลี่ยนแปลงน้อยและค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ตามมาตรฐานงานวิจัย CFD ดังนั้น กรณีที่ 5 (จำนวนองค์ประกอบตาข่ายเท่ากับ 954,902) เป็นระดับความละเอียดที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากให้ค่าผลลัพธ์ที่มีความเสถียรในระดับสูง โดยค่าความคลาดเคลื่อนเชิงสัมพัทธ์ของตัวแปรทั้งหมดอยู่ในเกณฑ์ต่ำกว่า 0.01% หรือมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่มีความละเอียดสูงกว่า (กรณีที่ 6–8) ซึ่งการเพิ่มจำนวนตาข่ายเกิน

กว่ากรณีที่ 5 ไม่ได้ก่อให้เกิดการปรับปรุงค่าผลลัพธ์อย่างมีนัยสำคัญทางวิศวกรรม แต่กลับเพิ่มเวลาในการประมวลผลและใช้ทรัพยากรคอมพิวเตอร์มากขึ้นอย่างไม่จำเป็น

นอกจากนี้ กรณีที่ 5 ยังมีข้อได้เปรียบเชิงสมดุลระหว่าง ความแม่นยำ และต้นทุนการคำนวณ (Accuracy–Cost Trade-off) โดยสามารถให้ค่าผลลัพธ์ที่มีความใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากตาข่ายละเอียดที่สุด (กรณีที่ 8) ในทุกตัวแปร ทั้งในด้านอุณหภูมิ ความดันตกคร่อม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แต่ใช้เวลาคำนวณน้อยกว่าอย่างมีนัยสำคัญ ทำให้เป็นตัวเลือกที่เหมาะสมสำหรับการนำไปใช้ในขั้นตอนการวิเคราะห์ CFD เชิงลึกในงานวิจัยนี้ ซึ่งสอดคล้องกับแนวทางการเลือกตาข่ายอย่างเหมาะสมที่แนะนำโดย Celik et al. (2008) ที่ชี้ว่าควรหยุดเพิ่มความละเอียดเมื่อค่าผลลัพธ์เข้าสู่ช่วงการลู่เข้าที่เสถียร และการเพิ่มความละเอียดต่อไปให้ประโยชน์เชิงความแม่นยำน้อยกว่าต้นทุนที่ต้องจ่าย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.10ตารางเปรียบเทียบต้นทุนเวลาและความแม่นยำ

Case number	Mesh elements	Composite Accuracy Index (%)	ต้นทุนเวลา (เทียบกรณีที่ 5 = 1)	หน่วยความจำ (เทียบกรณีที่ 5 = 1)
1	16,394	38.064	0.01	0.02
2	145,788	3.269	0.13	0.15
3	654,761	2.283	0.66	0.69
4	837,363	0.885	0.87	0.88
5	954,902	1.188	1	1
6	1,299,890	1.451	1.4	1.36
7	1,443,779	1.305	1.58	1.51
8	1,528,962	0	1.68	1.6

หมายเหตุ ดัชนีความแม่นยำแบบผสม (Composite Accuracy Index) เป็นค่า RMS ของความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของตัวแปรทั้งหกเมื่อเทียบกับกรณีอ้างอิงตาข่ายละเอียดสุด (กรณีที่ 8) และประเมินต้นทุนเวลาแบบ Normalized โดยสมมติการสเกลของเวลาคำนวณ $\sim N^{1.1}$ พร้อมหน่วยความจำแบบ Normalized $\sim N$ (ให้กรณีที่ 5 = 1.00)

วิธีการคำนวณและเกณฑ์ที่ใช้ในการคิดต้นทุนเวลาและความแม่นยำ

1) ตัวชี้วัดความแม่นยำรวม (Composite Accuracy Index)

ใช้ดัชนีความแม่นยำรวมเป็นรากที่สองของค่าเฉลี่ยกำลังสอง (Root-mean-square, RMS) ของความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ของตัวแปรหลักทั้งหกตัวเมื่อเทียบกับกรณีอ้างอิงตาข่ายละเอียดสุด (กรณีที่ 8) ดังสมการ 4.1

$$CAI(\%) = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\left(\frac{\left|Q_j - Q_j^{ref}\right|}{Q_j^{ref}} \times 100\right)^2} \tag{4.1}$$

โดยที่ $m = 6$ และตัวแปร Q_j ได้แก่ อุณหภูมิทางออก, อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิว, อุณหภูมิเฉลี่ยปลายครีบ, อุณหภูมิเฉลี่ยอากาศ, ความดันตกคร่อม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน วิธีคิดนี้สอดคล้องกับแนวปฏิบัติการรายงานความไม่แน่นอนจากการทำให้ไม่ต่อเนื่องของโดเมน (Discretization uncertainty) และการตรวจสอบการลู่เข้าสู่อสมมาตร (Asymptotic convergence) ในงาน CFD (Celik et al., 2008; Roache, 1998)

2) การอ้างอิงกรณีละเอียดสุดเป็นค่าสัจจะเชิงตัวเลข

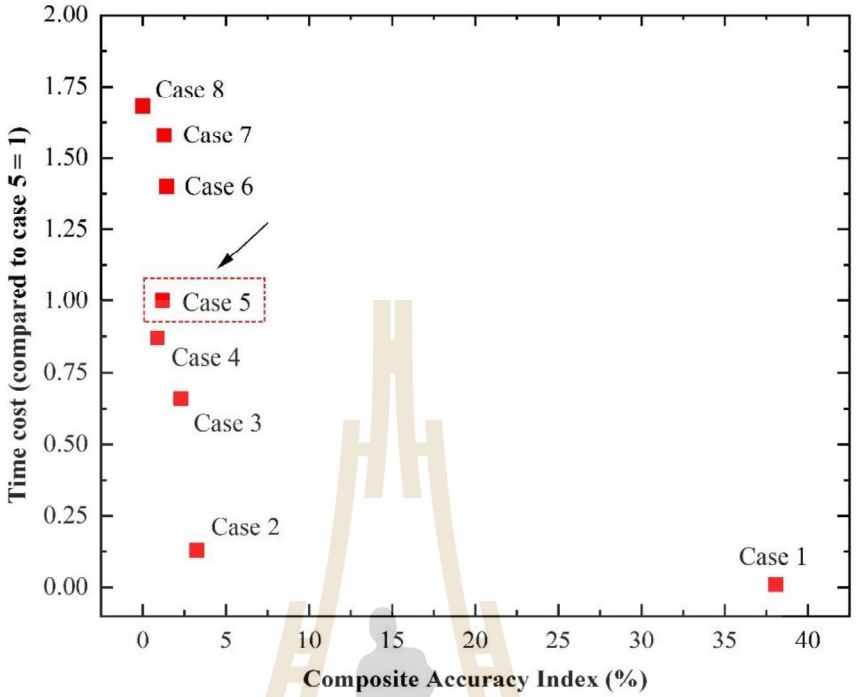
หากไม่มีผลเฉลยเชิงวิเคราะห์หรือผลทดลองอ้างอิง การใช้คำตอบจากตาข่ายละเอียดสุดเป็นค่าสัจจะเชิงตัวเลขชั่วคราวเป็นแนวทางที่ใช้ทั่วไปเพื่อประเมินการลู่เข้าแบบกริด (Grid convergence) ก่อนทำการประเมิน GCI อย่างเต็มรูปแบบ (Celik et al., 2008; Roache, 1998)

3) โมเดลต้นทุนการคำนวณ

เปรียบเทียบต้นทุนเวลา ในหน่วยสัมพัทธ์โดยสมมติความสัมพันธ์ประมาณ $t \alpha N^{\alpha}$ ที่ซึ่ง N คือ จำนวนองค์ประกอบตาข่าย และ $\alpha \approx 1.1$ ตัวชี้วัดนี้สะท้อนข้อเท็จจริงที่ว่าเวลาคำนวณมักสเกลใกล้เคียงเชิงเส้นกับจำนวนเซลล์สำหรับตัวแก้สมการแบบแยกส่วน (Segregated) ที่ใช้มัลติกริด/พรีคอนดิชัน แต่จำนวนรอบการลู่เข้า (Iterations to convergence) มักเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อ N เพิ่ม จึงทำให้ $\alpha > 1$ เล็กน้อย (Moukalled et al., 2016; Versteeg & Malalasekera, 2007) ส่วนหน่วยความจำ ประมาณเป็นสัดส่วนกับ N โดยตรง ทั้งสองตัวชี้วัดถูกทำให้เป็นสัดส่วนเทียบกับกรณีที่ 5 = 1 เพื่อช่วยตัดสินใจด้าน Trade-off

4) กราฟ Cost–Accuracy Front

มักใช้ในงาน Mesh Sensitivity Analysis และ Optimization เพื่อระบุจุดที่เหมาะสม (Optimal point) ระหว่างการเพิ่มความแม่นยำกับการเพิ่มต้นทุนการคำนวณ ซึ่งแนวคิดนี้ใกล้เคียงกับ Pareto Front ในวิศวกรรมการตัดสินใจ กล่าวคือ จุดบนเส้น Front คือจุดที่ไม่สามารถเพิ่มความแม่นยำได้โดยไม่ต้องเพิ่มต้นทุน หรือไม่สามารถลดต้นทุนได้โดยไม่เสียความแม่นยำ



รูปที่ 4.29 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างดัชนีความแม่นยำรวมกับต้นทุนเวลาในการคำนวณ (Cost Accuracy Front)

จากกราฟ Cost–Accuracy Front ที่ได้จากการวิเคราะห์แสดงความสัมพันธ์ระหว่างดัชนีความแม่นยำรวม (Composite Accuracy Index: CAI) และต้นทุนเวลาในการคำนวณ พบว่าเส้นโค้งมีลักษณะใกล้เคียงกับ Pareto front ซึ่งสามารถสะท้อนให้เห็นถึงการแลกเปลี่ยนระหว่างความแม่นยำของผลลัพธ์และภาระด้านการคำนวณได้อย่างชัดเจน เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงจากกรณีที่มีความละเอียดของโครงตาข่ายต่ำสุดไปสู่ความละเอียดสูงสุด พบว่าช่วงเริ่มต้นของการเพิ่มจำนวนองค์ประกอบตาข่ายก่อให้เกิดการลดลงของค่า CAI อย่างมีนัยสำคัญ แสดงถึงการปรับปรุงความแม่นยำของแบบจำลองอย่างชัดเจน ในขณะที่การเพิ่มความละเอียดต่อเนื่องหลังจากระดับหนึ่งกลับให้ผลการปรับปรุงความแม่นยำเพียงเล็กน้อย แต่มีการเพิ่มขึ้นของต้นทุนเวลาอย่างมีนัยสำคัญทางวิศวกรรม ซึ่งชี้ให้เห็นถึงจุดอิ่มตัวของความละเอียดตาข่ายต่อความถูกต้องของผลการคำนวณ

ในบริบทนี้ กรณีที่ 5 ปรากฏว่าอยู่ในตำแหน่งที่สมดุลที่สุดระหว่างความแม่นยำและต้นทุน โดยสามารถให้ค่าความแม่นยำของตัวแปรหลักทั้งหกที่ใช้ประเมินอยู่ในระดับใกล้เคียงกับกรณีที่มีความละเอียดสูงสุด แตกต่างกันไม่เกิน 2% แต่ใช้เวลาและทรัพยากรคอมพิวเตอร์ต่ำกว่ากรณีที่มีความละเอียดมากกว่าอย่างมีนัยสำคัญ การขยับไปสู่กรณีที่ละเอียดกว่า เช่น กรณีที่ 6–8 ไม่ได้ให้ความแม่นยำที่เพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญเพียงพอเมื่อเทียบกับต้นทุนเวลาที่เพิ่มขึ้น 30–70% ซึ่งในเชิงเศรษฐศาสตร์การคำนวณถือว่าไม่คุ้มค่า การเลือกกรณีที่ 5 จึงสอดคล้องกับหลักการเลือกความ

ละเอียดตาข่ายที่ทำให้ผลการคำนวณมีความเป็นอิสระจากความละเอียดตาข่าย (Mesh-independent solution) ในเชิงปฏิบัติ พร้อมทั้งยังรองรับการจำลองซ้ำหลายรอบสำหรับการวิเคราะห์เพิ่มเติมในงานวิจัยได้โดยไม่ก่อให้เกิดภาระด้านเวลาและทรัพยากรเกินความจำเป็น

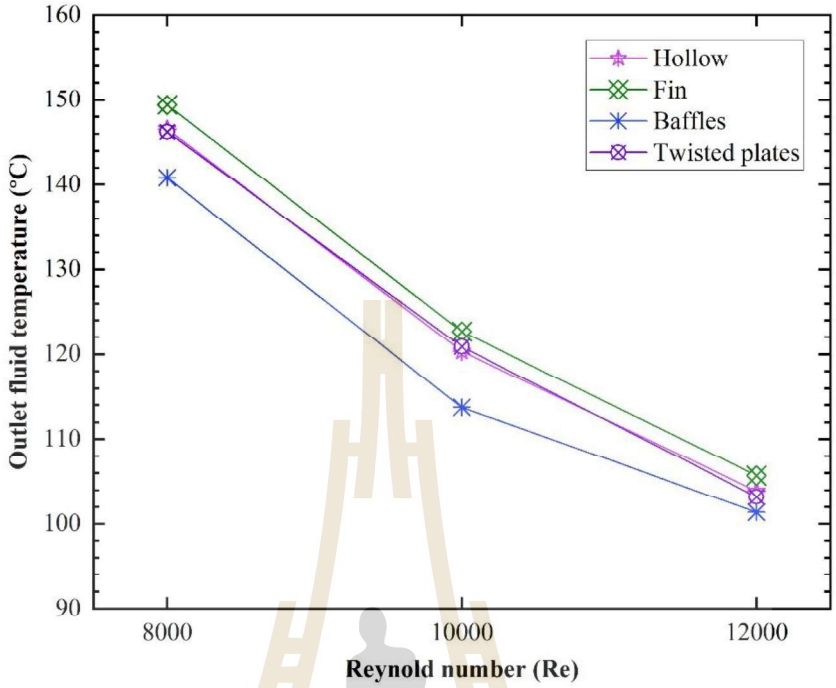
4.3.2 อิทธิพลของความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อความเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรหลัก

ความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของอุปกรณ์ให้ความร้อนหรือภาระเหนี่ยวนำในระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ เป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลให้ค่าตัวแปรทางอุณหพลศาสตร์และพลศาสตร์ของไหล เช่น อุณหภูมิ ความดันตกคร่อม และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน มีการเปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญ ทั้งด้านประสิทธิภาพทางความร้อนและต้นทุนด้านพลังงานของระบบ การศึกษาผลกระทบของความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของอุปกรณ์ให้ความร้อนจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งเพื่อกำหนดเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมที่สุด โดยการวิเคราะห์ในส่วนนี้มุ่งเน้นการเปรียบเทียบผลลัพธ์ของตัวแปรหลักทั้ง 6 ภายใต้ค่า Reynolds number และรูปแบบของอุปกรณ์ให้ความร้อนที่แตกต่างกัน เพื่อให้เข้าใจถึงความสัมพันธ์เชิงพลศาสตร์ของการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในระบบอย่างครบถ้วน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.11ผลของความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อความเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรหลัก

Model	Re	Outlet Temperature (°C)	Wall Temperature (°C)	Average temperature at the tip of the device (°C)	Average fluid temperature (°C)	Pressure drop (Pa)	Heat Transfer Coefficient (W/m^2K)
Hollow	8,000	146.55	1044.47	1043.97	87.27	2.23	18.48
	10,000	120.35	942.89	942.42	74.18	2.88	20.63
	12,000	103.89	873.82	873.36	65.95	3.59	22.44
Fin	8,000	149.40	795.09	786.62	88.70	2.59	17.22
	10,000	122.69	721.77	714.48	75.34	3.40	19.13
	12,000	105.70	663.06	656.58	66.85	4.11	21.05
Baffles	8,000	140.81	859.61	831.88	84.41	4.17	20.09
	10,000	113.73	735.62	716.63	70.87	5.74	23.48
	12,000	101.39	659.91	643.78	64.70	7.87	26.34
Twisted plates	8,000	146.21	759.95	733.39	87.10	3.40	21.70
	10,000	120.90	647.00	624.77	74.45	4.74	25.56
	12,000	103.20	575.03	550.93	65.60	6.34	28.96



รูปที่ 4.30 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิที่ทางออก

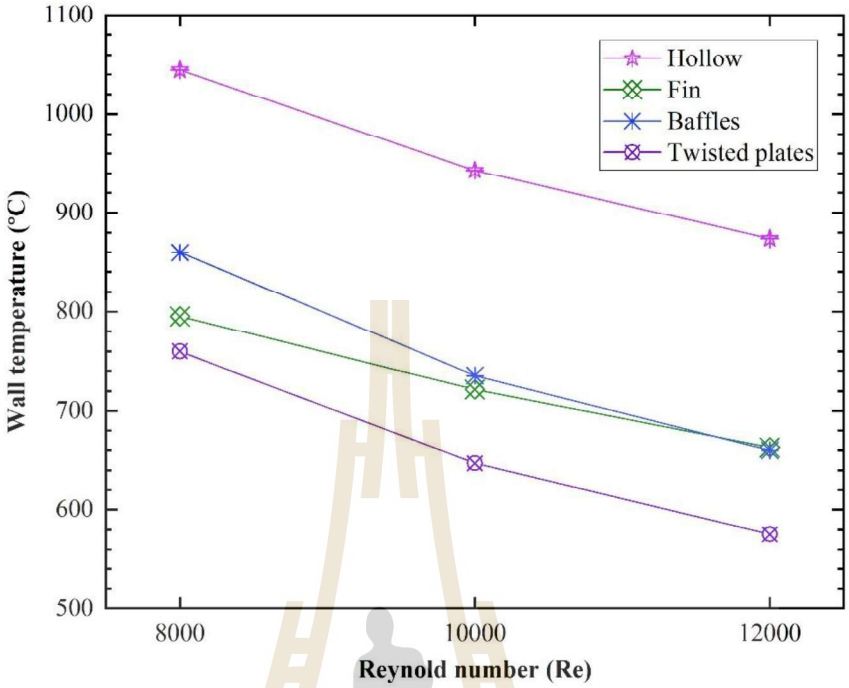
จากกราฟผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า ซึ่งแสดงในรูปของเลขเรย์โนลด์ 8,000 10,000 และ 12,000 และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 ประเภท ที่มีต่อค่าอุณหภูมิทางออก แสดงให้เห็นว่า การเพิ่มความเร็วของอากาศขาเข้าส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกมีแนวโน้มลดลงอย่างมีนัยสำคัญในทุกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ สอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ภายใต้เงื่อนไขการจ่ายความร้อนคงที่ (Constant heat flux) โดยเมื่ออัตราการไหลมวลของของไหลเพิ่มขึ้นตามความเร็ว การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิจะลดลง แม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนจะเพิ่มขึ้นก็ตาม (Incropera & DeWitt, 2011)

พิจารณาเปรียบเทียบผลการจำลองระหว่างภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 รูปแบบ พบว่าลำดับสมรรถนะการรักษาอุณหภูมิขาออกที่สูงสุดในเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เรียงจากมากไปน้อย คือ ทรงกระบอกกลวงติดตั้งแผ่นครีบ (Fin), ทรงกระบอกกลวงผิวเรียบ (Hollow), ทรงกระบอกกลวงติดตั้งแผ่นบิดเกลียว (Twisted plates) และทรงกระบอกกลวงติดตั้งแผ่นกั้นขวางการไหล (Baffles) ตามลำดับ โดย Fin ให้ค่าอุณหภูมิสูงที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ อันเป็นผลจากการเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งช่วยเพิ่มการถ่ายเทพลังงานจากผิวท่อสู่ของไหล แม้ว่าจะมีการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลมวลก็ตาม ผลนี้สอดคล้องกับหลักการออกแบบครีบที่อธิบายไว้ในงานของ Webb and Kim (2005) ซึ่งระบุว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวและสร้างการปั่นป่วนในกระแสของไหลช่วยเพิ่มการถ่ายเท

ความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ สำหรับ Twisted plates ผลการจำลอง พบว่า ค่าอุณหภูมิขาออกสูงกว่า Hollow เพียงเล็กน้อยในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งอธิบายได้ว่าแผ่นบิดเกลียวทำให้เกิดการไหลแบบหมุนและการผสมของของไหล ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตาม เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น เวลาที่ของไหลสัมผัสกับผิวร้อนลดลง ทำให้การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมีขอบเขตจำกัด ปรากฏการณ์นี้ได้รับการอธิบายไว้อย่างชัดเจนในงานของ Manglik and Bergles (1993) รวมถึง Eiamsa-ard and Promvonge (2007) ว่าอุปกรณ์เพิ่มความปั่นป่วนสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ แต่ต้องแลกกับความสูญเสียความดันที่สูงขึ้น และในกรณีของ Baffles พบว่า ให้ค่าอุณหภูมิขาออกต่ำที่สุดในทุก เลขเรย์โนลด์ แม้แผ่นกั้นจะช่วยเพิ่มการปั่นป่วนและการผสมของการไหล แต่การเร่งความเร็วเฉพาะที่และการเกิดบริเวณหมุนวนทำให้เวลาที่ของไหลสัมผัสผิวถ่ายเทความร้อนลดลง ส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนไม่เพียงพอต่อการชดเชยผลของการเพิ่มอัตราการไหลมวล แนวโน้มนี้สอดคล้องกับการศึกษาของ Naphon (2006) และ Wang, Sundén, and Manglik (2012) ซึ่งระบุว่าการใช้แผ่นกั้นสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนแต่ก็สร้างการกระจายความเร็วที่ไม่สม่ำเสมอ และเพิ่มความสูญเสียความดัน

ผลการศึกษานี้ยืนยันหลักการสำคัญของการถ่ายเทความร้อนในท่อภายใต้กำลังความร้อนคงที่ว่า การเพิ่มเลขเรย์โนลด์จะทำให้อุณหภูมิขาออกของของไหลลดลง และยังแสดงให้เห็นว่า Fin มีสมรรถนะดีที่สุดในด้านการรักษาอุณหภูมิขาออกสูงสุด ขณะที่ Twisted plates และ Hollow มีประสิทธิภาพรองลงมา ส่วน Baffles ให้ผลต่ำที่สุด ทั้งนี้ การเลือกใช้รูปแบบใดควรพิจารณาร่วมกับปัจจัยด้านด้านอื่น ๆ ดังที่จะกล่าวถัดไป เพื่อให้ได้การออกแบบที่เหมาะสมที่สุดในเชิงวิศวกรรม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



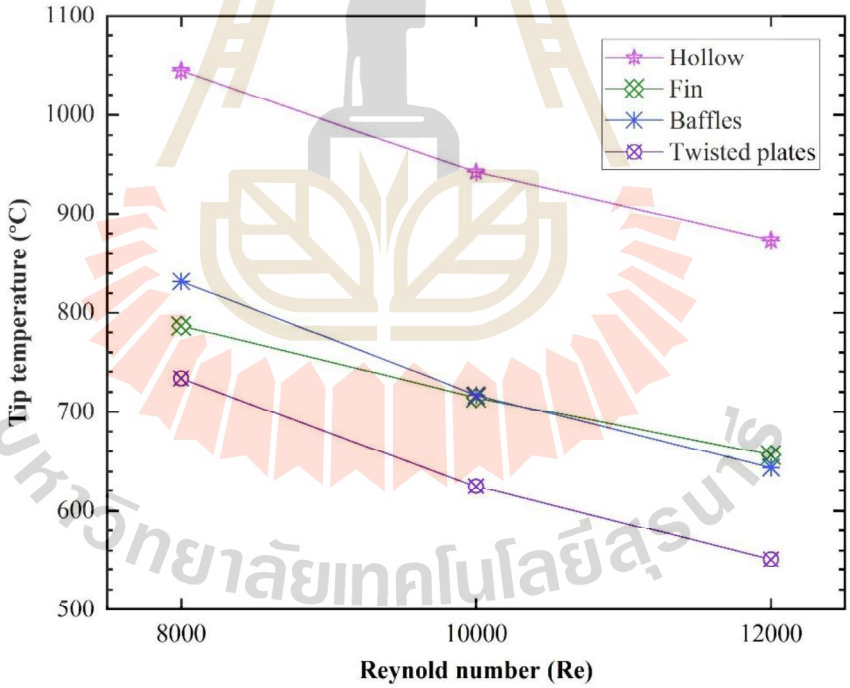
รูปที่ 4.31 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวด้านนอก

จากกราฟข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิที่ผิวด้านนอกของภาระเหนี่ยวนำเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น สอดคล้องกับหลักการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนภายใต้ภาระความร้อนคงที่ ซึ่งระบุว่าการเพิ่มอัตราการไหลมวลของของไหลจะทำให้เวลาที่ของไหลสัมผัสกับผิวถ่ายเทความร้อนลดลง ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิผิวโดยรวมลดลง แม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนจะเพิ่มขึ้นก็ตาม (Bejan, 2013)

พิจารณาเปรียบเทียบรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ พบว่า Hollow ให้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวสูงที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ อันเนื่องมาจากการที่โครงสร้างผิวราบและไม่ซับซ้อนช่วยลดการสูญเสียความร้อนโดยรวม และทำให้การกระจายอุณหภูมิสม่ำเสมอมากกว่าแบบอื่น ๆ ในขณะที่ Fin มีค่าอุณหภูมิผิวต่ำกว่า Hollow แม้ครีบจะช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน แต่การกระจายความร้อนออกจากผิวท่อจะทำให้ค่าเฉลี่ยอุณหภูมิโดยรวมต่ำลง ซึ่งสอดคล้องกับข้อสังเกตในงานของ Shaeri and Yaghoubi (2009) ที่พบว่าการเพิ่มครีบทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ค่าอุณหภูมิผิวเฉลี่ยมีแนวโน้มลดลงเนื่องจากการกระจายพลังงานความร้อนออกจากพื้นที่ขนาดเล็ก ส่วนกรณีของ Baffles ค่าอุณหภูมิผิวสูงกว่า Twisted plates ในเลขเรย์โนลด์ต่ำ แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกันใน เลขเรย์โนลด์สูง ลักษณะนี้อธิบายได้จากการที่แผ่นกั้นช่วยสร้างการปั่นป่วนในบางบริเวณ แต่ก็เพิ่มความสูญเสียความดันและเร่งการเย็นตัวของผิวอย่างเฉพาะที่ ซึ่งสอดคล้องกับผล

การศึกษาโดย Li et al. (2017) ที่พบว่าการใช้ Baffles สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ในบางเงื่อนไข แต่ความร้อนที่สะสมบนผิวอาจลดลงเมื่อความเร็วการไหลเพิ่มขึ้น และสำหรับ Twisted plates มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยผิวต่ำที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งตรงกับแนวโน้มจากงานของ Xie, Liu, and Wang (2020) ที่รายงานว่า Twisted tape หรือ Twisted plate มีประสิทธิภาพสูงในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่จะเร่งให้ผิวถ่ายเทพลังงานออกไปได้เร็ว ส่งผลให้อุณหภูมิผิวเฉลี่ยลดลงอย่างชัดเจน

ผลการศึกษานี้แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มเลขเรย์โนลด์ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวลดลงในทุกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ แม้บางรูปแบบจะเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น เช่น Twisted plates หรือ Baffles แต่ผลกระทบต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยผิวกลับเป็นการลดลงอย่างต่อเนื่อง ดังนั้น การเลือกใช้รูปแบบใดควรพิจารณาจากความสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการคงอุณหภูมิผิวในระดับที่ต้องการ ซึ่งต้องขึ้นอยู่กับเป้าหมายเชิงวิศวกรรมของระบบนั้น ๆ



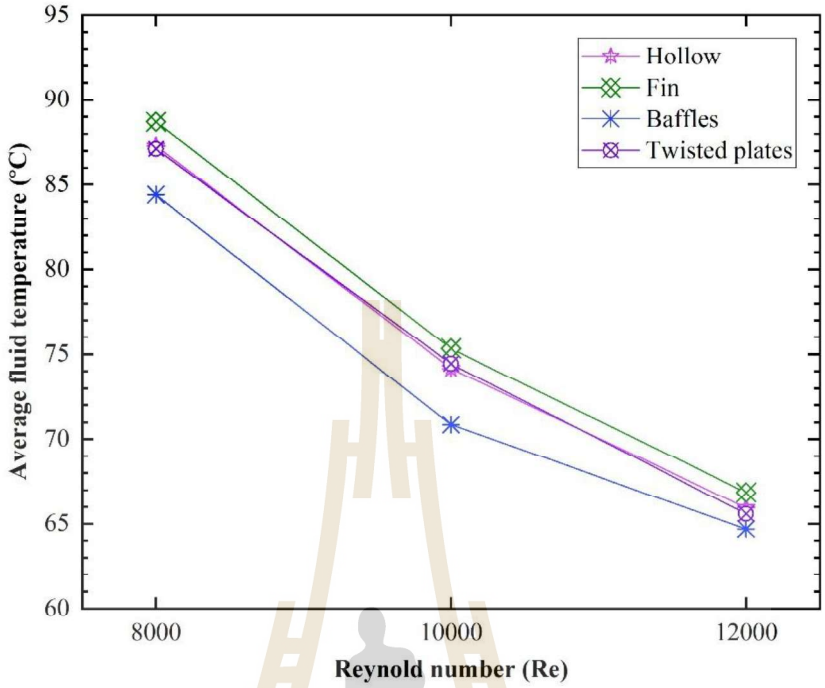
รูปที่ 4.32 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสุด

จากกราฟข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิที่ผิวด้านในสุดของภาระเหนี่ยวนำเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น การลดลงนี้สามารถอธิบายได้จากหลักการถ่ายเทความร้อน

แบบพาความร้อน กล่าวคือ เมื่อความเร็วการไหลเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะสูงขึ้น ส่งผลให้ความร้อนถูกดึงออกจากผนังด้านในสุดของอุปกรณ์ได้เร็วขึ้น อุณหภูมิบริเวณดังกล่าวจึงลดลง แม้กำลังความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนจะคงที่

พิจารณาเปรียบเทียบรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่ พบว่า Hollow มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสูงที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ เนื่องจากโครงสร้างที่เรียบและไม่มีองค์ประกอบเพิ่มการปั่นป่วน ทำให้การถ่ายเทความร้อนเกิดช้ากว่า ของไหลจึงมีเวลาสะสมความร้อนมากขึ้น สอดคล้องกับการศึกษาของ Bergman, Lavine, Incropera, and DeWitt (2011) ที่ระบุว่าในท่อเรียบ อุณหภูมิผิวสามารถสูงกว่าในกรณีที่มีองค์ประกอบเพิ่มการปั่นป่วน ในขณะที่ Fin มีอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสุด (ปลายครีบ) ต่ำกว่า Hollow สอดคล้องกับหลักการออกแบบครีบซึ่งชี้ว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวจะเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ทำให้อุณหภูมิปลายครีบหรือผิวด้านในลดลง (Kraus et al., 2001) ส่วนกรณีของ Baffles แม้จะเพิ่มการปั่นป่วนและการผสมของการไหล แต่การเกิดโซนหมุนวนและการเร่งความเร็วเฉพาะที่ทำให้ความร้อนถูกพาออกจากผนังด้านในสุด (ปลายแผ่นกั้น) ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ส่งผลให้อุณหภูมิในบริเวณดังกล่าวลดลงเมื่อเทียบกับ Hollow และ Fin งานวิจัยของ Naphon (2006) และ Wang et al. (2012) รายงานผลลัพธ์ในทิศทางเดียวกันว่าแผ่นกั้นสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่จะลดอุณหภูมิของผิวร้อนลง และสำหรับ Twisted plates ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสุด (ปลายแผ่นบิดเกลียว) ต่ำที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ สาเหตุเนื่องจากการสร้างการไหลแบบหมุนและการผสมอย่างเข้มข้น ซึ่งทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นมาก ส่งผลให้ความร้อนถูกดึงออกจากผิวร้อนอย่างรวดเร็ว งานวิจัยของ Eiamsa-ard และ Wongcharee (2014) สนับสนุนข้อสังเกตนี้ โดยระบุว่าอุปกรณ์เพิ่มการปั่นป่วน เช่น แผ่นบิดเกลียว สามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและลดอุณหภูมิพื้นผิวได้อย่างมีนัยสำคัญ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

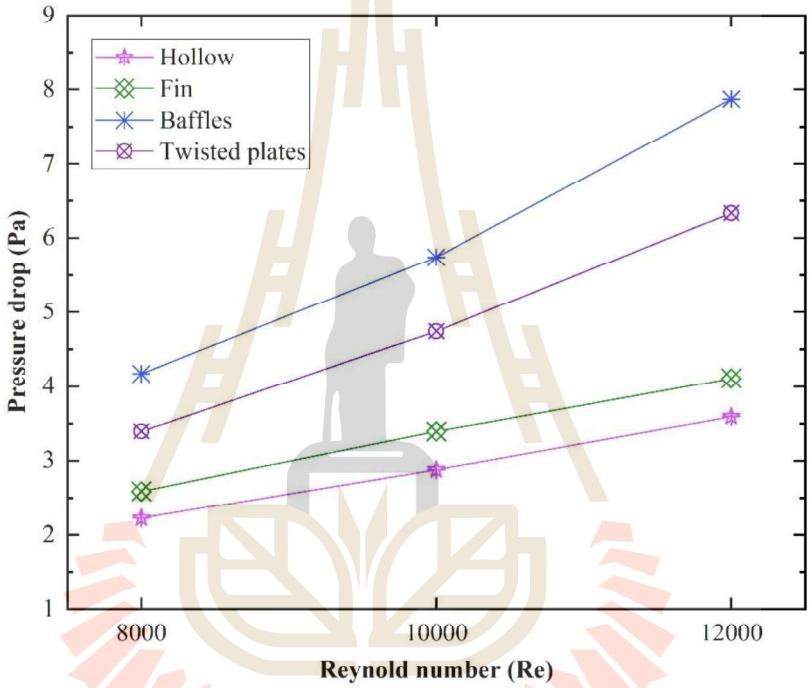


รูปที่ 4.33 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ

จากกราฟข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศเมื่อ เลขเรย์โนลด์สูงขึ้น สอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อนภายใต้เงื่อนไขกำลังให้ความร้อนคงที่ กล่าวคือ การเพิ่มความเร็วการไหลของของไหลจะทำให้ค่าการพาความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ในขณะเดียวกัน การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลมวลทำให้เวลาที่ของไหลสัมผัสผิวถ่ายเทความร้อนลดลง ส่งผลให้การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเฉลี่ยมีข้อจำกัด

พิจารณาเปรียบเทียบรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ พบว่า Fin ให้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศสูงที่สุดในทุกค่าเลขเรย์โนลด์ แสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของการเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ ซึ่งช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทพลังงานจากผิวร้อนสู่อากาศได้อย่างมีประสิทธิภาพ ผลนี้สอดคล้องกับงานของ Manglik and Bergles (1993) ที่ระบุว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวและสร้างความปั่นป่วนที่เหมาะสมสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ ส่วนกรณีของ Twisted plates แม้ว่าจะไม่ให้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศสูงเท่า Fin แต่มีค่าใกล้เคียงกับ Hollow ในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าการสร้างการไหลหมุนวน สามารถเพิ่มอัตราการผสมของของไหลและเพิ่มค่าการพาความร้อนได้ แต่ข้อจำกัดคือการสูญเสียความดันที่สูงขึ้นเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับรายงานของ Garcia, Vicente, and Viedma (2005) ที่พบว่าการใช้แผ่นบิดเกลียวช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน แต่ต้องคำนึงถึงค่า Pressure drop ที่สูงขึ้น และสำหรับ Baffles ให้ค่า

อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศต่ำที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ อาจเป็นผลจากการไหลที่ไม่สม่ำเสมอและการเกิดบริเวณหมุนวน (Recirculation zones) ซึ่งแม้จะช่วยเพิ่มการปั่นป่วน แต่ลดเวลาสัมผัสของของไหลกับผิวถ่ายเทความร้อน ส่งผลให้ค่าการพาความร้อนที่เพิ่มขึ้นไม่สามารถชดเชยผลจากการเพิ่มอัตราการไหลได้เต็มที่ ซึ่งสอดคล้องกับข้อสังเกตของ Naphon (2006) และ Wang et al. (2012) ที่ระบุว่าการใช้แผ่นกั้นการไหลต้องมีการออกแบบตำแหน่งและรูปแบบอย่างเหมาะสมเพื่อหลีกเลี่ยงผลเสียต่อการกระจายความร้อน



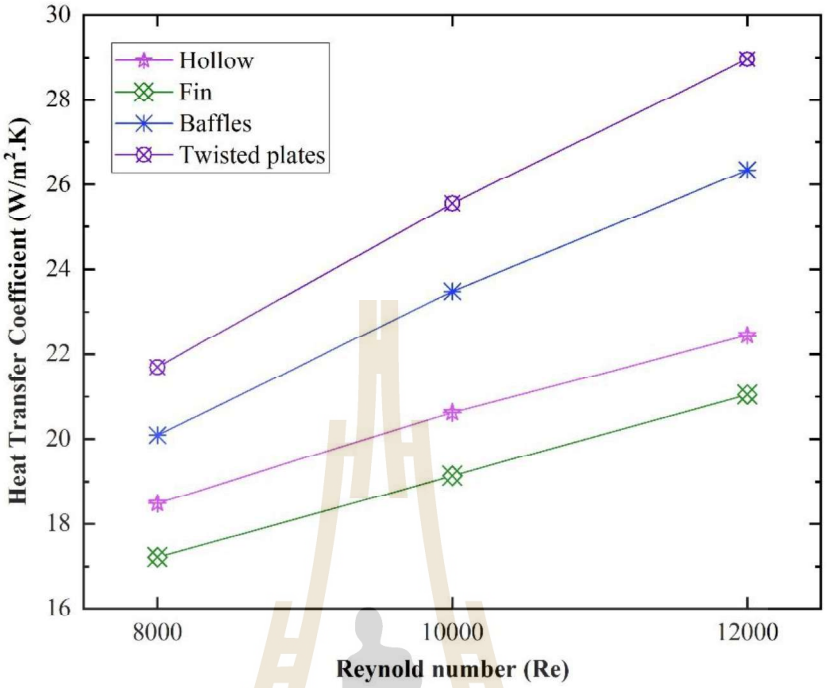
รูปที่ 4.34 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าความดันตกคร่อม

จากกราฟข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อมตามเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น ในทุกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ ซึ่งเป็นผลจากการเพิ่มอัตราการไหลมวลที่ก่อให้เกิดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทานผนังและการเกิดการไหลปั่นป่วนมากขึ้นในท่อ การเปลี่ยนแปลงนี้สอดคล้องกับสมการการสูญเสียความดันในท่อของ Darcy–Weisbach ซึ่งระบุว่าความดันตกคร่อมแปรผันตรงกับค่ากำลังสองของความเร็วของไหล (Munson, Young, Okiishi, & Huebsch, 2013) และยังได้รับการยืนยันในงานของ Shah and Sekulić (2003) ที่ชี้ว่าการเพิ่มความเร็วการไหลในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นอย่างเด่นชัด

พิจารณาเปรียบเทียบรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ พบว่า Baffles มีค่าความดันตกคร่อมสูงที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ เนื่องจากแผ่นกั้นการไหลทำให้เกิดการเปลี่ยนทิศทางการไหลและการเร่งความเร็วเฉพาะที่ ส่งผลให้เกิดการสูญเสียพลังงานทั้งจากแรงเสียดทานและการหมุนวนของกระแส (Secondary flow) ในระดับสูง ผลนี้สอดคล้องกับงานของ Manglik and Bergles (1995) ที่ระบุว่าการเพิ่มองค์ประกอบกั้นการไหลจะเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน แต่ต้องแลกกับการสูญเสียความดันมากขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ในส่วนกรณีของ Twisted plates มีค่าความดันตกคร่อมสูงเป็นอันดับสองในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งเกิดจากลักษณะการบิดเกลียวที่ก่อให้เกิดการหมุนวนของการไหลอย่างต่อเนื่อง เพิ่มความยาวเส้นทางการไหลที่มีประสิทธิผล และเพิ่มแรงเสียดทานผนัง ผลนี้มีความสอดคล้องกับการศึกษาของ Promvonge and Eiamsa-ard (2006) ที่รายงานว่าการใช้แผ่นบิดเกลียวสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมาก แต่มีผลข้างเคียงคือความดันตกคร่อมสูงขึ้น ในขณะที่ Fin และ Hollow มีค่าความดันตกคร่อมต่ำกว่าสองรูปแบบแรก โดย Hollow มีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากไม่มีโครงสร้างเสริมที่ก่อให้เกิดการปั่นป่วนหรือการเร่งความเร็วเฉพาะที่มากนัก ส่วน Fin แม้จะมีการเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนด้วยครีบ แต่โครงสร้างครีบภายในมีการก่อกวนการไหลน้อยกว่าแผ่นกั้นหรือแผ่นบิดเกลียว จึงมีความดันตกคร่อมในระดับต่ำกว่า สอดคล้องกับงานของ Kraus et al., (2001) ที่ระบุว่าการออกแบบครีบในท่อสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยไม่ก่อให้เกิดค่าความดันตกคร่อมสูงมากนักหากมีการออกแบบมุมและระยะห่างอย่างเหมาะสม

ผลการวิเคราะห์นี้แสดงให้เห็นว่ารูปแบบภาระเหนี่ยวนำที่มีการก่อกวนการไหลสูง เช่น Baffles และ Twisted plates จะมีค่าความดันตกคร่อมสูงกว่าแบบ Fin และ Hollow อย่างมีนัยสำคัญ การเลือกใช้อุปกรณ์ให้ความร้อนในเชิงวิศวกรรมจึงจำเป็นต้องพิจารณาสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อม เนื่องจากความดันตกคร่อมที่สูงจะส่งผลต่อกำลังของพัดลมและต้นทุนพลังงานในระบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.35 แสดงผลกระทบของการปรับเปลี่ยนความเร็วอากาศขาเข้า และรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

จากกราฟข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนตามเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มสูงขึ้น ในทุกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ สอดคล้องกับหลักการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน ที่ระบุว่าการเพิ่มความเร็วการไหลของของไหลจะทำให้เกิดความปั่นป่วนเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าการพาความร้อนสูงขึ้น

พิจารณาเปรียบเทียบรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ พบว่า Twisted plates ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งอธิบายได้จากการที่แผ่นบิดเกลียวก่อให้เกิดการไหลแบบหมุนวนและเพิ่มการผสมของของไหล ทำให้ Boundary layer ถูกทำลายและเกิดการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น แนวโน้มนี้สอดคล้องกับผลการศึกษาของ Promvonge and Eiamsa-ard (2007) ที่พบว่าอุปกรณ์เพิ่มความปั่นป่วนด้วยการบิดเกลียวช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ รองลงมาคือ Baffles ซึ่งสร้างการปั่นป่วนและกระแสวนในท่อเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับ Hollow และ Fin อย่างไรก็ตาม ลักษณะการเกิด Recirculation zone บางตำแหน่งอาจก่อให้เกิดการสูญเสียพลังงานมากขึ้น ตามที่ Bergles and Manglik (2003) อธิบายไว้ในงานวิจัยด้าน Enhancement devices ในขณะที่ Hollow และ Fin ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยกว่า Twisted plates และ Baffles โดย Hollow มีค่าสูงกว่า Fin เล็กน้อยในทุกเลขเรย์โนลด์ ซึ่งสอดคล้องกับการที่ Fin แม้จะ

เพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน แต่การรบกวนการไหลมีน้อย ทำให้การเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจำกัดมากกว่าอุปกรณ์เพิ่มความปั่นป่วน

จากผลการสร้างแบบจำลองในสภาวะ Steady state ที่ได้ทำการศึกษาก่อนหน้านี้ แสดงให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นพร้อมกัน เมื่อ เลขเรย์โนลด์สูงขึ้นหรือเมื่อใช้รูปแบบอุปกรณ์ที่สร้างการปั่นป่วนสูง ขณะที่ตัวแปรด้านอุณหภูมิทั้งสี่มีความสัมพันธ์ผกผันกับปัจจัยดังกล่าว ลักษณะความสัมพันธ์นี้ได้รับการยืนยันในงานของ Manglik and Bergles (1993) ที่ระบุว่าการเพิ่มการปั่นป่วนแม้จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่หากเวลาสัมผัสกับผิวร้อนลดลง อุณหภูมิของของไหลที่ทางออกก็ยังคงลดลง

นอกจากนั้น เมื่อพิจารณาที่เลขเรย์โนลด์ต่ำ เช่น 8,000 ให้ค่าอุณหภูมิขาออกและอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวสูงกว่า แต่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำกว่า ขณะที่เลขเรย์โนลด์สูง เช่น 12,000 แม้จะทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่กลับลดค่าอุณหภูมิของอากาศที่ทางออก เนื่องจากเวลาสัมผัสของไหลกับผิวร้อนลดลง นอกจากนี้ เลขเรย์โนลด์สูงยังทำให้ความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น ส่งผลต่อการสิ้นเปลืองพลังงานในการขับเคลื่อนการไหล

ภายใต้เงื่อนไขดังกล่าว เลขเรย์โนลด์ 10,000 จึงถูกพิจารณาว่าเป็นจุดสมดุลที่เหมาะสมระหว่างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการรักษาอุณหภูมิขาออก กล่าวคือ ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงเพียงพอ ขณะที่การสูญเสียความดันยังไม่สูงเกินไป และอุณหภูมิขาออกยังอยู่ในระดับที่สอดคล้องกับความต้องการใช้งาน การเลือกเลขเรย์โนลด์ที่ระดับนี้จึงมีศักยภาพสูงในการนำไปใช้ในการสร้างแบบจำลองต่อที่สภาวะ Transient เพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการเพิ่มอุณหภูมิในช่วงเริ่มต้นการทำงาน และประเมินระยะเวลาในการผลิตลมร้อนให้ถึงอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญต่อการออกแบบระบบให้ความร้อนที่มีประสิทธิภาพ โดยการตัดสินใจเลือกเลขเรย์โนลด์ 10,000 สอดคล้องกับแนวทางการออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยหลายชิ้น เช่น งานของ Li et al. (2018) ที่ระบุว่าการเลือกค่ากลางของเลขเรย์โนลด์สามารถให้สมดุลระหว่างประสิทธิภาพและการสูญเสียความดัน โดยเฉพาะในงานที่ต้องการทั้งการตอบสนองอุณหภูมิที่รวดเร็วและการประหยัดพลังงาน ขณะที่ Awad, El-Dessouky, and Alatiqi (2011) อธิบายว่าการทำงานที่เลขเรย์โนลด์ปานกลางช่วยลดผลกระทบของการเร่งการไหลที่มากเกินไปซึ่งอาจทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนลดลงในบางกรณี นอกจากนี้ Incropera et al. (2007) ยังชี้ว่าการเลือกเลขเรย์โนลด์ในช่วงที่การเปลี่ยนแปลงของเลขนัสเซลต์ต่อเลขเรย์โนลด์มีอัตราลดลง เป็นการใช้ทรัพยากรด้านพลังงานอย่างคุ้มค่า

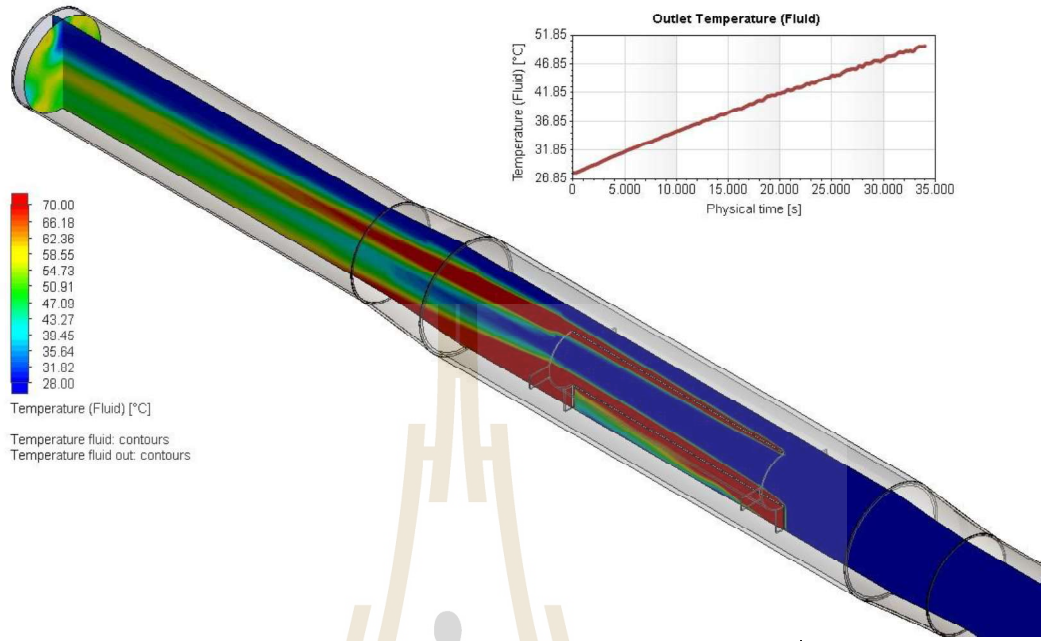
4.3.3 ผลการสร้างแบบจำลองตามเวลาของกระบวนการผลิตลมร้อนด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation

การสร้างแบบจำลองตามเวลา (Transient Simulation) มีจุดมุ่งหมายเพื่อศึกษาพฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรด้านความร้อนและการไหลในช่วงเวลาที่ระบบทำงานจากสภาวะเริ่มต้นจนเข้าสู่ช่วงเวลาที่ได้อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ต้องการ โดยการจำลองเชิงเวลาเป็นเครื่องมือสำคัญที่ช่วยให้เข้าใจกลไกการตอบสนองของระบบภายใต้การเปลี่ยนแปลงของสภาวะการไหลและการถ่ายเทความร้อน ซึ่งไม่สามารถอธิบายได้ครบถ้วนจากการวิเคราะห์ในสภาวะคงที่ (Steady state) เพียงอย่างเดียว การศึกษาในลักษณะนี้จึงมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการออกแบบและปรับปรุงระบบทำความร้อน เพื่อให้สามารถคาดการณ์ระยะเวลาที่ต้องใช้ในการผลิตลมร้อนจนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย รวมทั้งเพื่อระบุปัจจัยด้านการออกแบบที่ส่งผลต่อสมรรถนะของภาระเหนี่ยวนำ

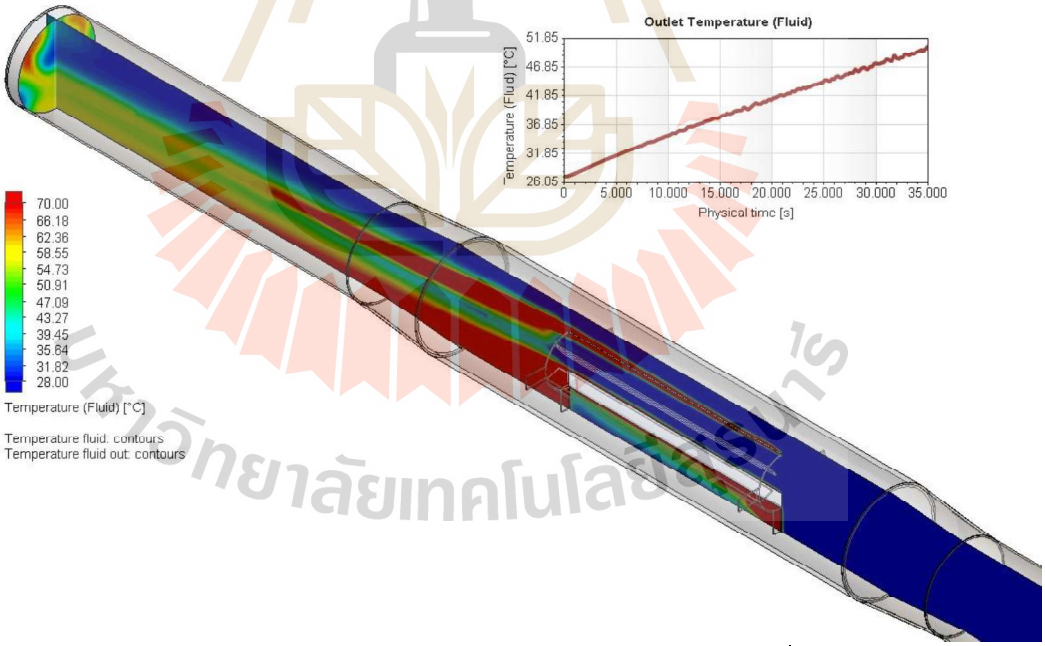
4.3.3.1 การประเมินระยะเวลาในการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมาย

การประเมินระยะเวลาในการผลิตลมร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมาย จะมุ่งเน้นการวิเคราะห์การตอบสนองของอุณหภูมิอากาศทางออกในช่วงเริ่มต้นของการทำงาน โดยประเมินว่าระบบต้องใช้เวลานานเท่าใดในการเพิ่มอุณหภูมิจากสภาวะเริ่มต้นจนถึงค่าที่ต้องการ ผลการจำลองที่ได้ดังแสดงในรูปตัวอย่างที่ 3.36-3.39 ซึ่งเป็นข้อมูลสำคัญต่อการกำหนดประสิทธิภาพการทำงานและการบริหารจัดการพลังงานของระบบ ความรู้ที่ได้จากส่วนนี้สามารถนำไปใช้เปรียบเทียบประสิทธิภาพของรูปแบบภาระเหนี่ยวนำต่าง ๆ และเลือกสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการใช้งานจริง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

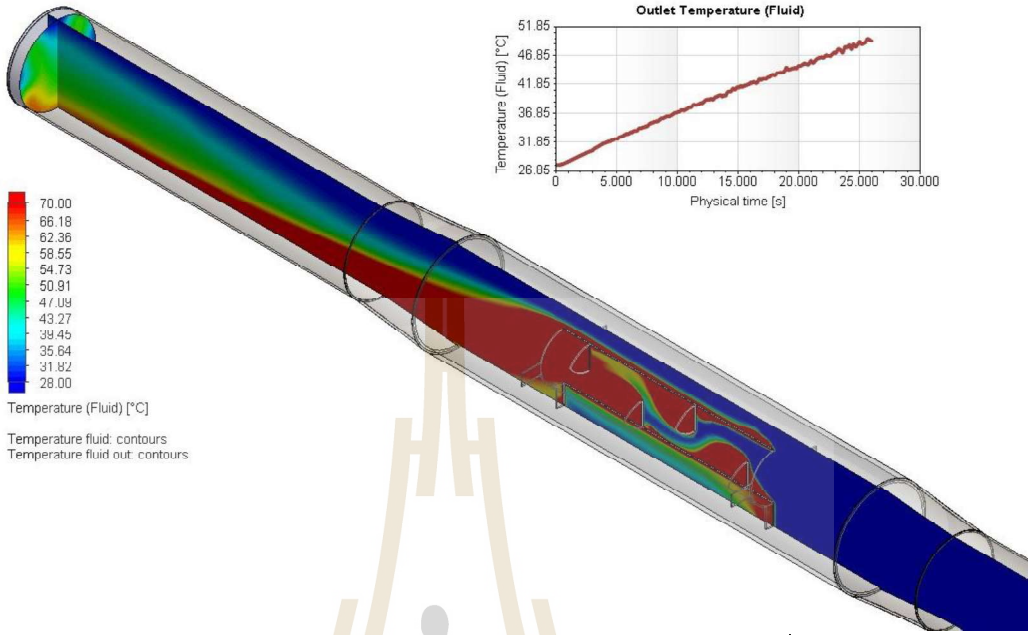


รูปที่ 4.36 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

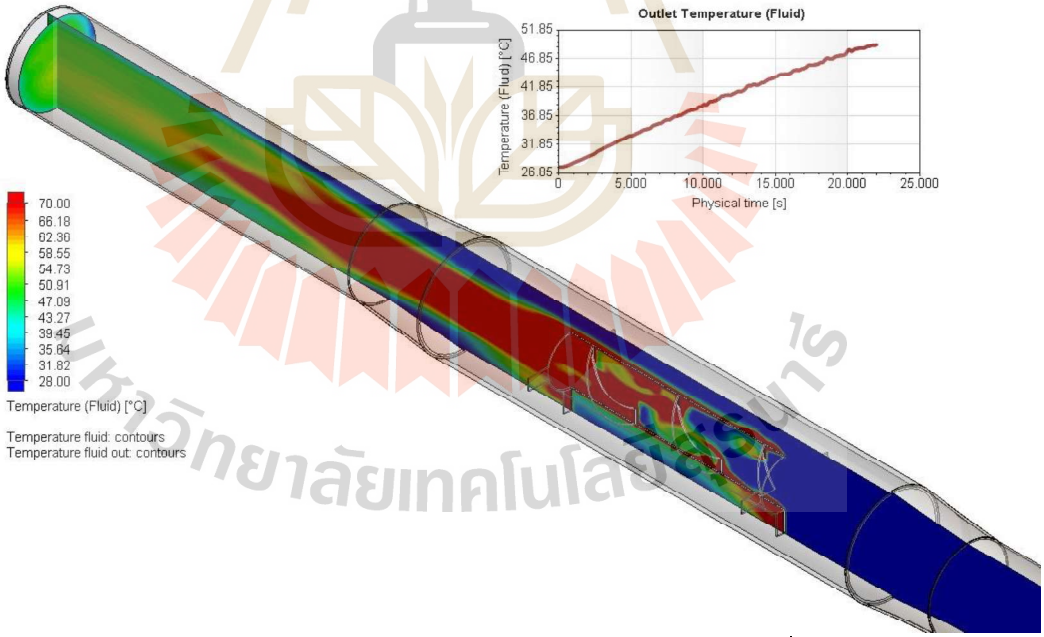


รูปที่ 4.37 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

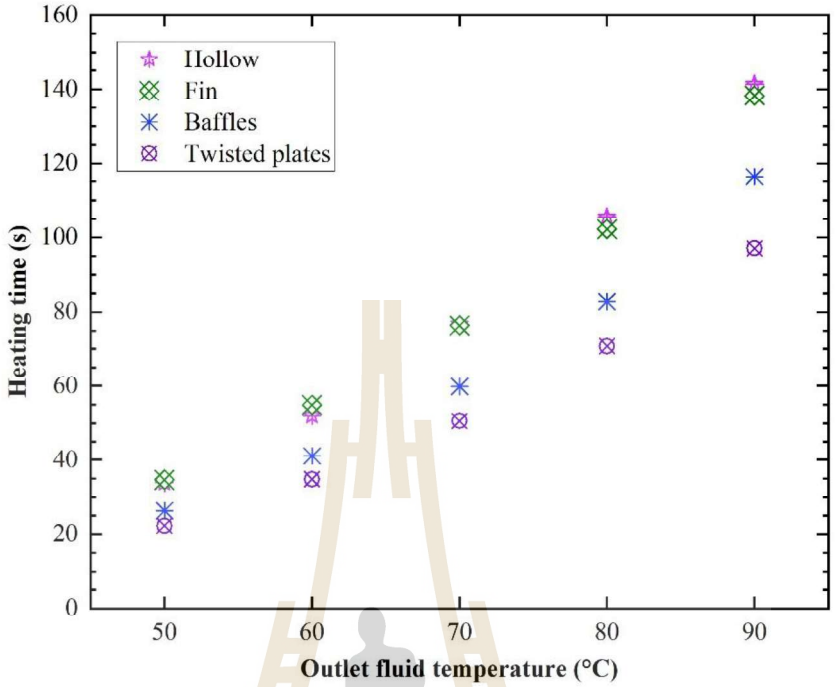
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.38 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.39 แสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

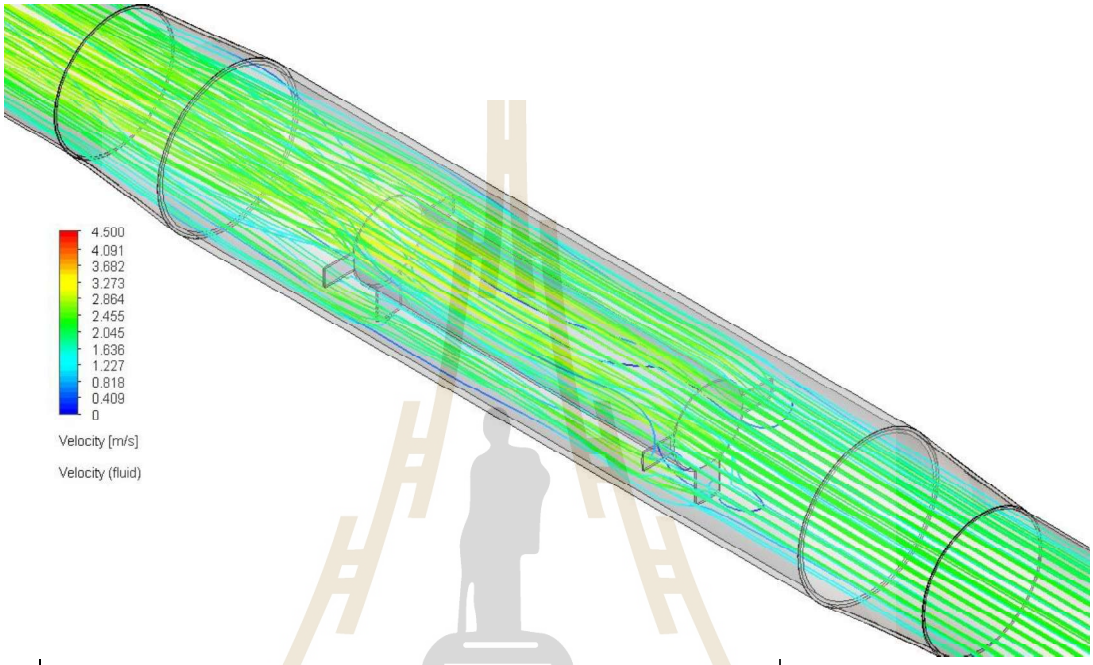


รูปที่ 4.40 แสดงระยะเวลาในการผลิตลมร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมาย

จากกราฟผลการจำลองเชิงเวลาแสดงให้เห็นแนวโน้มของระยะเวลาในการผลิตลมร้อนที่มีความสัมพันธ์โดยตรงกับอุณหภูมิเป้าหมาย กล่าวคือ เมื่ออุณหภูมิที่ต้องการสูงขึ้น ระบบจำเป็นต้องใช้เวลามากขึ้นในการสะสมพลังงานความร้อนในมวลอากาศและโครงสร้างภาระเหนี่ยวนำ เนื่องจากความจุความร้อนรวมของระบบเพิ่มขึ้นตามปริมาณพลังงานที่ต้องส่งถ่าย (Bergman et al., 2011)

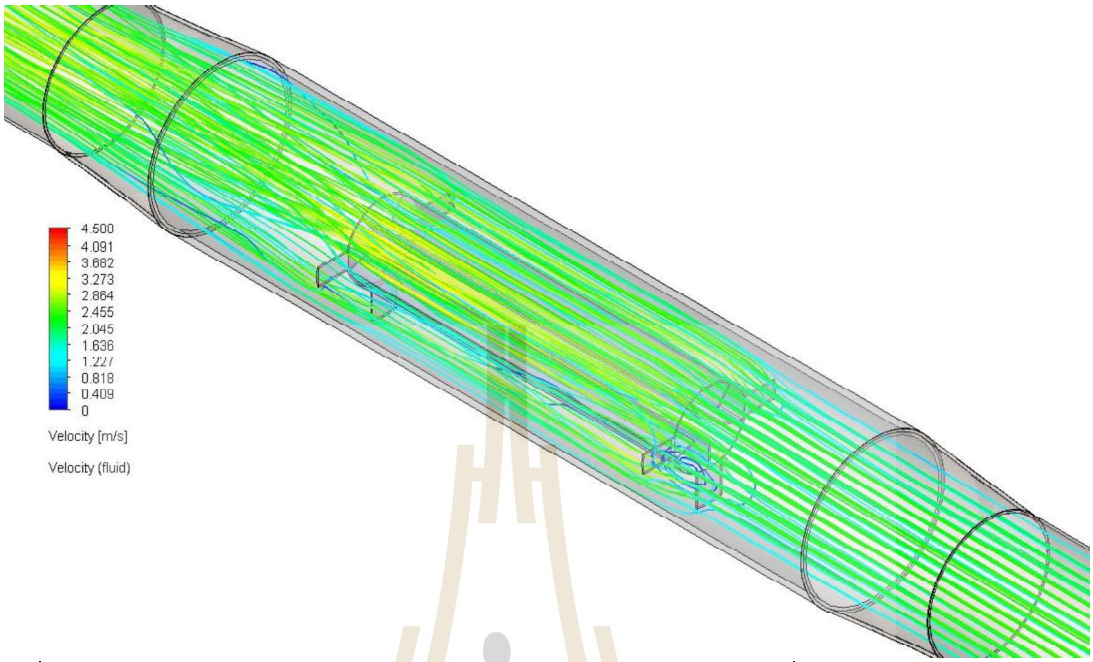
เมื่อพิจารณาผลเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 ประเภท พบว่า Twisted plates แสดงสมรรถนะสูงที่สุดในการลดระยะเวลาเข้าสู่อุณหภูมิเป้าหมาย โดยใช้เวลาเพียง 22.27–97.06 วินาทีในช่วงอุณหภูมิ 50–90 °C รองลงมาคือ Baffles ใช้เวลา 26.36–116.39 วินาที ในขณะที่ Hollow และ Fin ใช้เวลานานกว่ามาก โดยอยู่ในช่วงประมาณ 34–141 วินาที ผลลัพธ์นี้สามารถอธิบายได้จากหลักการถ่ายเทความร้อนเชิงพาความร้อน ซึ่ง Twisted plates และ Baffles เป็นรูปแบบที่ช่วยเพิ่มความปั่นป่วนจากการเปลี่ยนรูปแบบการไหล หรือทิศทางการไหลของอากาศภายในระบบได้ดีเมื่อเทียบกับรูปแบบ Fin และ Hollow (ดังแสดงในรูปที่ 4.37-4.40) และทำให้ชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal boundary layer) มีความบางลง ส่งผลให้ค่าการพาความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ (Eiamsa-ard & Promvonge, 2010; Garcia et al., 2005) ส่วนกรณีของ Fin และ Hollow แม้ว่าจะมีพฤติกรรมใกล้เคียงกัน แต่ Fin แสดงแนวโน้มที่ดีกว่าเล็กน้อยในช่วงอุณหภูมิสูง ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีครีบ (Fin theory) ที่ระบุว่าการเพิ่มพื้นที่

แลกเปลี่ยนความร้อนมีผลต่อประสิทธิภาพที่ชัดเจนขึ้นเมื่อเข้าสู่ช่วงการทำงานกึ่งคงที่ (Kraus et al., 2001; Bejan, 2013) อย่างไรก็ตาม ข้อด้อยคือความเฉื่อยความร้อนของครีบทำให้การตอบสนองในระยะเริ่มต้นช้ากว่า Hollow เล็กน้อย

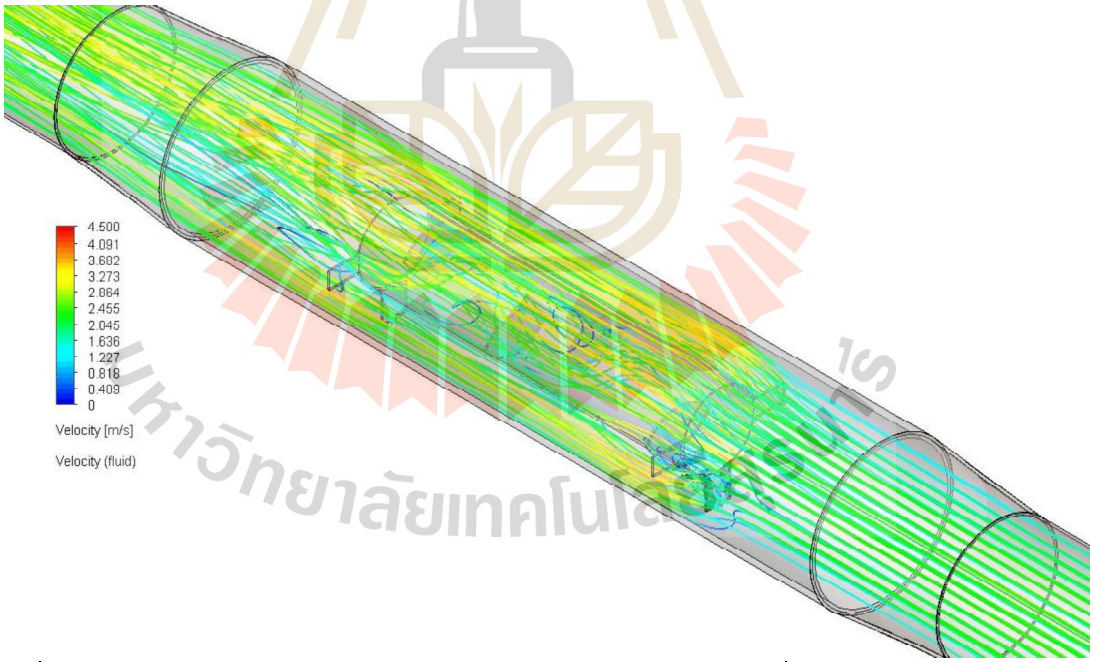


รูปที่ 4.41 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

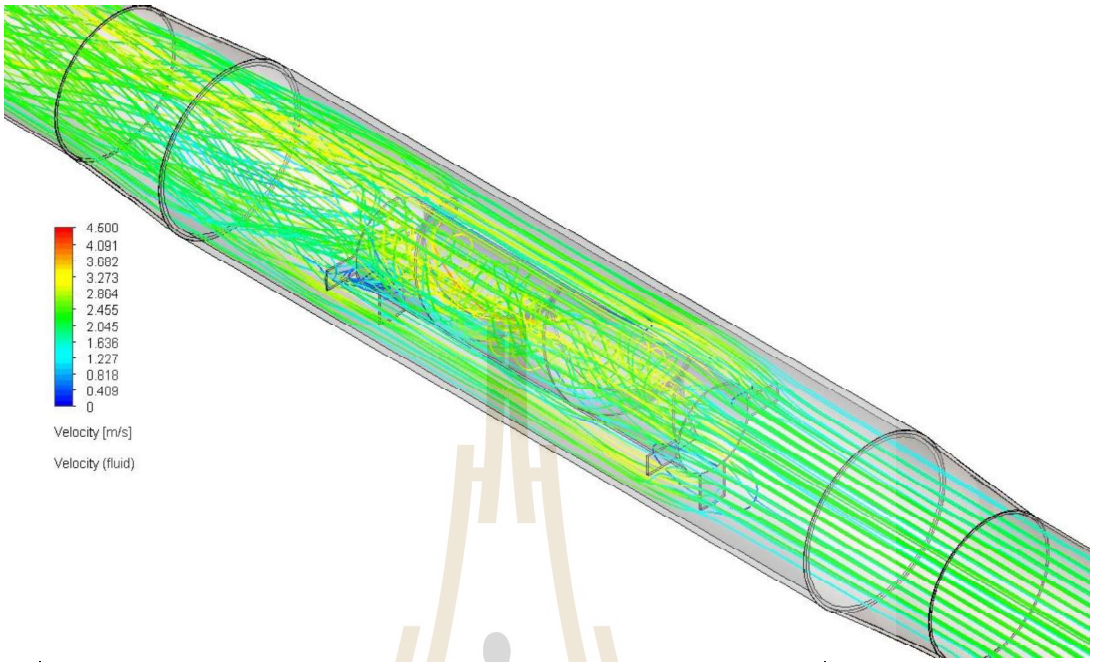
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.42 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.43 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.44 แสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

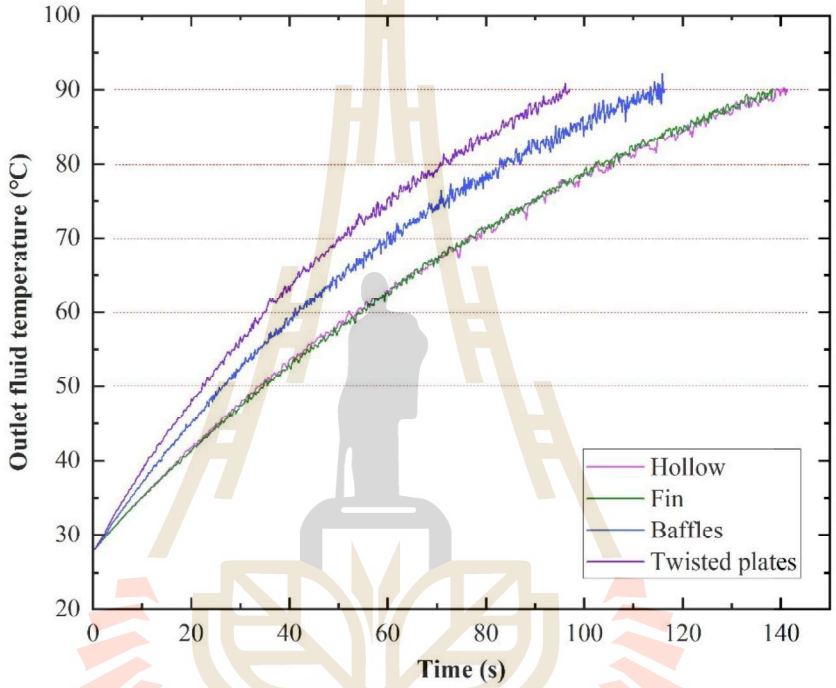
นอกจากนี้ ผลที่ได้สะท้อนหลักการพื้นฐานของพลศาสตร์ความร้อนในสภาวะไม่คงที่ กล่าวคือ ค่าคงตัวเวลาความร้อน (Thermal time constant) ของระบบขึ้นกับทั้งอัตราการถ่ายเทความร้อนและมวลความร้อนที่ต้องทำความร้อนให้ถึงอุณหภูมิเป้าหมาย รูปแบบของภาระเหนี่ยวนำจึงมีบทบาทสำคัญต่อการกำหนดสมรรถนะเชิงเวลา โดย Twisted plates ซึ่งเป็นรูปแบบที่สร้างการไหลแบบหมุนวน แสดงศักยภาพสูงสุดในการลดเวลาสู่เป้าหมาย ขณะที่ Baffles เป็นอีกทางเลือกที่ให้ผลดีรองลงมา แม้ว่าจะมีแรงดันตกคร่อมสูงกว่าเช่นกัน

ในเชิงการประยุกต์ใช้งาน หากจุดมุ่งหมายหลักคือการลดเวลาสตาร์ทอัพของระบบ หรือการทำงานในลักษณะเป็นช่วง (Intermittent operation) Twisted plates ถือเป็นทางเลือกที่เหมาะสมที่สุด แต่ในกรณีที่ระบบทำงานต่อเนื่องเป็นเวลานานและมีข้อจำกัดด้านการใช้พลังงานสำหรับพัดลม ผลลัพธ์ชี้ให้เห็นว่าการเลือกใช้ Hollow หรือ Fin อาจมีความเหมาะสมมากกว่า เนื่องจากแม้จะใช้เวลานานกว่า แต่ลดภาระด้านความดันตกคร่อมลงได้อย่างชัดเจน

4.3.3.2 ลักษณะการทำความร้อน และพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนในช่วงการเปลี่ยนแปลงของเวลา

จากการสร้างแบบจำลองตามเวลาสามารถศึกษาลักษณะการทำความร้อน และพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนในช่วงเริ่มต้นของการทำความร้อนจนได้อุณหภูมิของอากาศทางออกที่ต้องการ โดยมุ่งเน้นตรวจสอบการกระจายอุณหภูมิและการไหลของอากาศในระหว่างช่วง

Transient วิเคราะห์ลักษณะของการเกิดการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน (Convection) และการนำความร้อน (Conduction) ที่เกิดขึ้นพร้อมกัน รวมถึงการสังเกตพฤติกรรมของกระแสการไหลในพื้นที่รอบผิวถ่ายเทความร้อน เพื่อระบุปัจจัยที่ส่งผลต่ออัตราการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ เช่น การปั่นป่วนของการไหล (Turbulence) หรือการเร่งการไหลเฉพาะที่ ซึ่งเป็นองค์ความรู้ที่สามารถนำไปใช้ในการพัฒนารูปแบบของภาระเหนี่ยวนำให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น



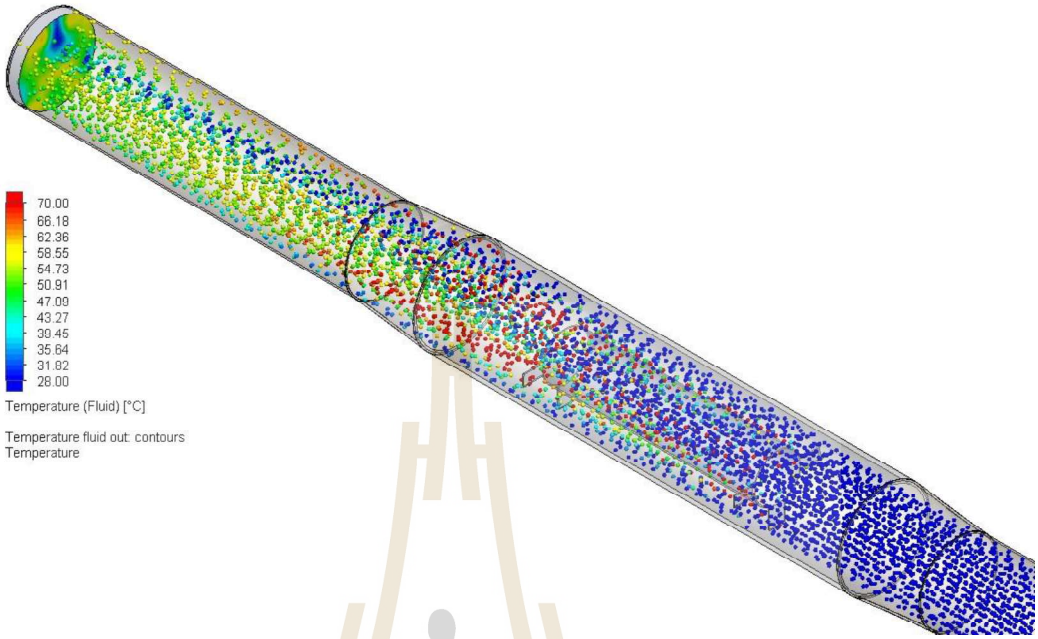
รูปที่ 4.45 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอุณหภูมิอากาศที่ทางออก

จากกราฟข้างต้น แสดงผลจากการสร้างแบบจำลอง โดยการกำหนดชนิดภาระเหนี่ยวนำและระดับอุณหภูมิที่ต้องการ จากนั้นจึงคำนวณหาระยะเวลาที่ต้องใช้ในการทำให้อากาศร้อนถึงค่าเป้าหมาย ผลการจำลองเชิงตัวเลขสะท้อนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิทางออกที่มีลักษณะเพิ่มขึ้นตามเวลา โดยในช่วงต้นของการทำงานเส้นกราฟมีความชันสูง ซึ่งบ่งบอกถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่รวดเร็วจากผนังของภาระเหนี่ยวนำสู่อากาศ แต่เมื่อเวลาเพิ่มมากขึ้น ความชันของเส้นกราฟลดลงและมีแนวโน้มเข้าสู่ภาวะเสถียร อันเนื่องมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังและอากาศที่ลดลง ซึ่งปรากฏการณ์นี้สอดคล้องกับหลักพลศาสตร์ความร้อนที่อธิบายว่า การถ่ายเทความร้อนแบบไม่คงที่มีอัตราการเปลี่ยนแปลงมากในช่วงเริ่มต้นและลดลงเมื่อใกล้สมดุลความร้อน

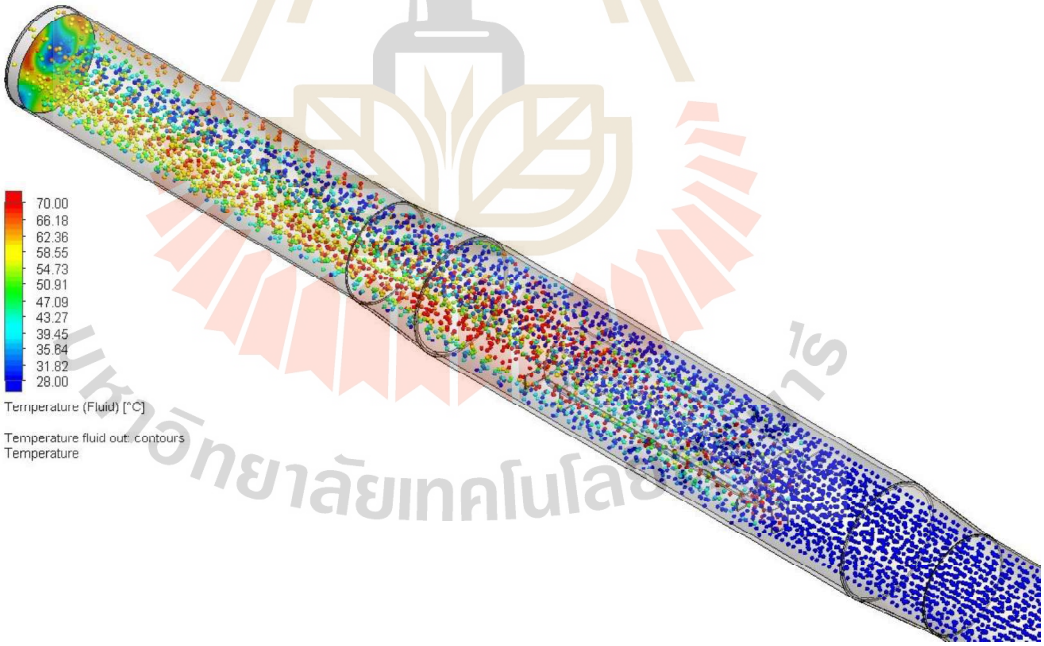
พิจารณาผลเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 รูปแบบ พบว่า Twisted plates แสดงประสิทธิภาพสูงสุดในการทำให้อากาศที่ทางออกมีอุณหภูมิถึงเป้าหมายในเวลาที่สั้นกว่าภาระเหนี่ยวนำรูปแบบอื่น รองลงมาคือ Baffles, Fin และ Hollow ตามลำดับ แนวโน้มดังกล่าวชี้ให้เห็นว่าโครงสร้างภายในที่ซับซ้อนและทำให้การไหลเกิดการปั่นป่วน (Flow disturbance) มีส่วนสำคัญต่อการเร่งกระบวนการถ่ายเทความร้อน และเพิ่มความสม่ำเสมอในการกระจายอุณหภูมิของอากาศภายในช่องทางการไหล

นอกจากนี้ ความเรียบของเส้นกราฟสามารถใช้เป็นเป็นดัชนีเชิงเวลา (Time-domain indicator) ของเสถียรภาพการพาความร้อน ระบบที่เพิ่มพื้นที่ผิวอย่างสม่ำเสมอและมีมวลความร้อนช่วยหน่วง เช่น Fin และ Hollow เส้นกราฟมีความเรียบเนียนและสม่ำเสมอมากที่สุด สะท้อนถึงการถ่ายเทความร้อนที่มีความเสถียรและต่อเนื่อง (ดังแสดงในรูปที่ 4.46 และ 4.47) อันเนื่องมาจากลักษณะการไหลที่ไม่ซับซ้อนและผลของการเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทจากครีบ ขณะที่ Twisted plates และ Baffles มีอัตราการเพิ่มอุณหภูมิที่สูงกว่า แต่เส้นกราฟมีความผันผวนมากขึ้น ซึ่งบ่งชี้ถึงการเกิดกระแสวน และการไหลแบบปั่นป่วนซ้ำ ๆ ที่ช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แต่ลดความสม่ำเสมอของอุณหภูมิ (ดังแสดงในรูปที่ 4.48 และ 4.49) โดยสอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนที่ว่า ความราบเรียบของเส้นกราฟสามารถใช้บ่งชี้ถึงความเสถียรของการพาความร้อน ขณะที่ความผันผวนบ่งบอกถึงการไหลแบบปั่นป่วนที่มีการถ่ายเทพลังงานเข้มข้นกว่า (Bejan, 2013) แนวโน้มดังกล่าวสอดคล้องกับงานวิจัยของ Eiamsa-ard and Promvonge (2010) ซึ่งรายงานว่าแผ่นบิดเกลียวและองค์ประกอบที่สร้างการรบกวนการไหล สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ แต่ทำให้ค่าที่วัดได้มีความไม่สม่ำเสมอมากขึ้น ในขณะที่ครีบยังคงเป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพในการเพิ่มพื้นที่ผิวเพื่อถ่ายเทความร้อนโดยไม่สร้างความผันผวนเกินจำเป็น

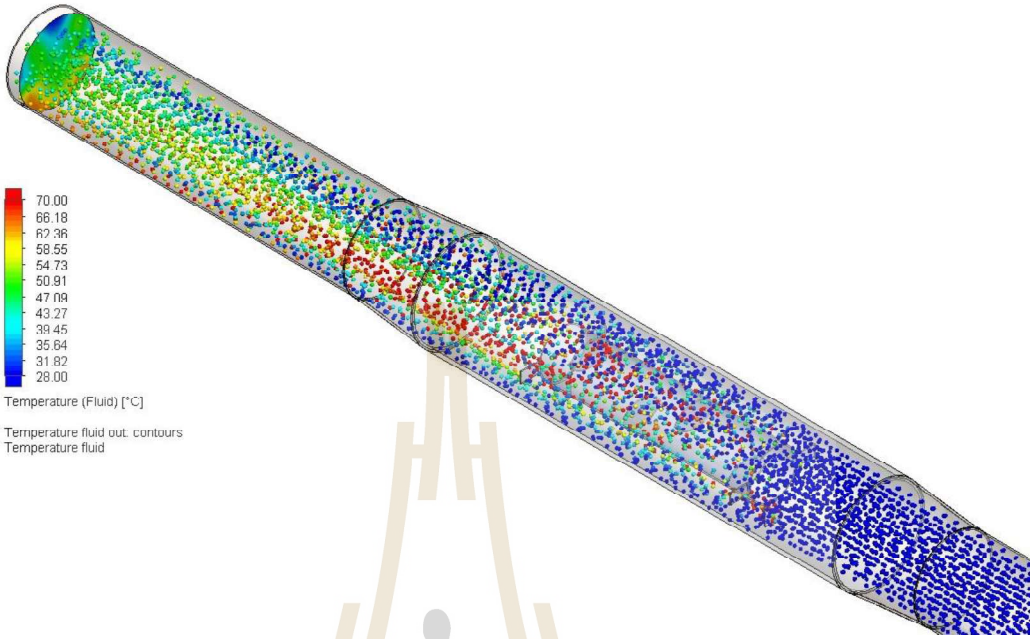
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



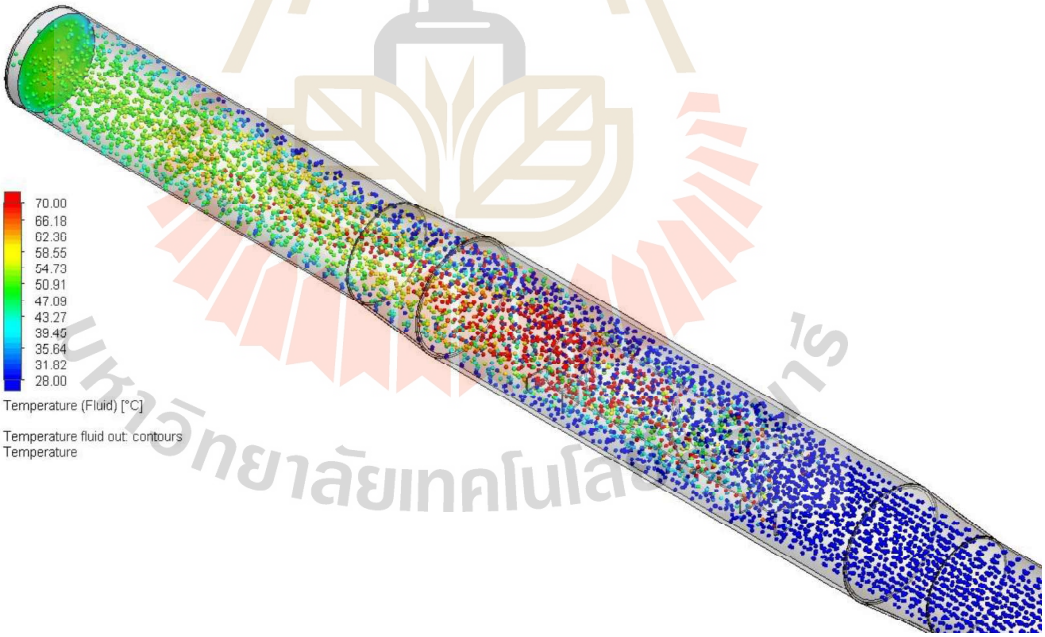
รูปที่ 4.46 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



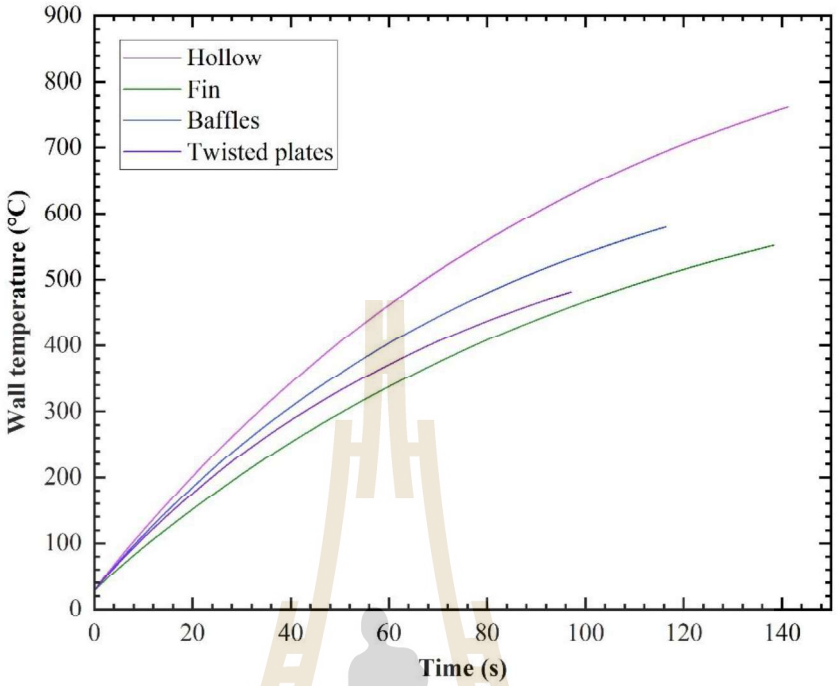
รูปที่ 4.47 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



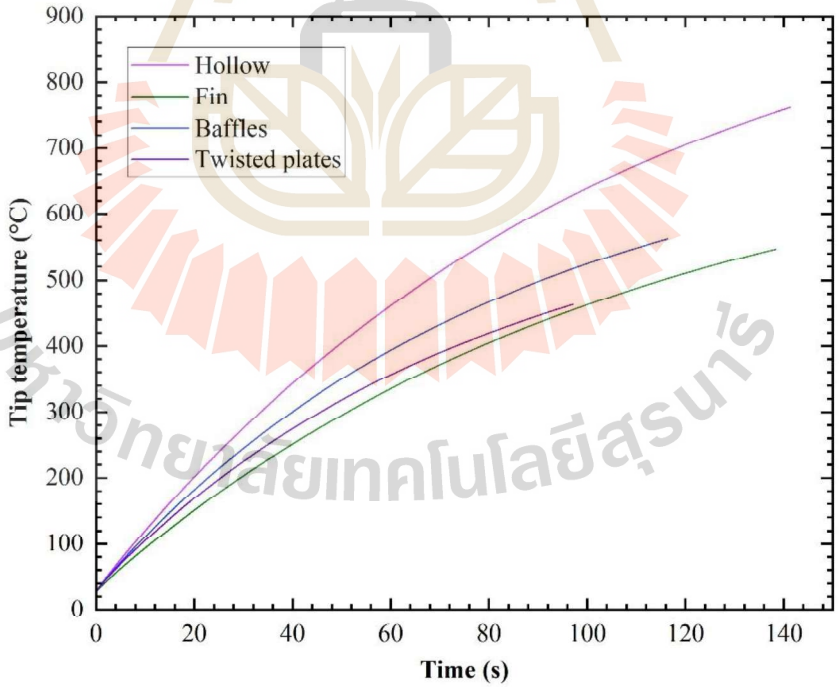
รูปที่ 4.48 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.49 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของอากาศภายในระบบจากการทำความร้อนด้วยภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.50 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอุณหภูมิเฉลี่ยผนังของภาระเหนี่ยวนำ

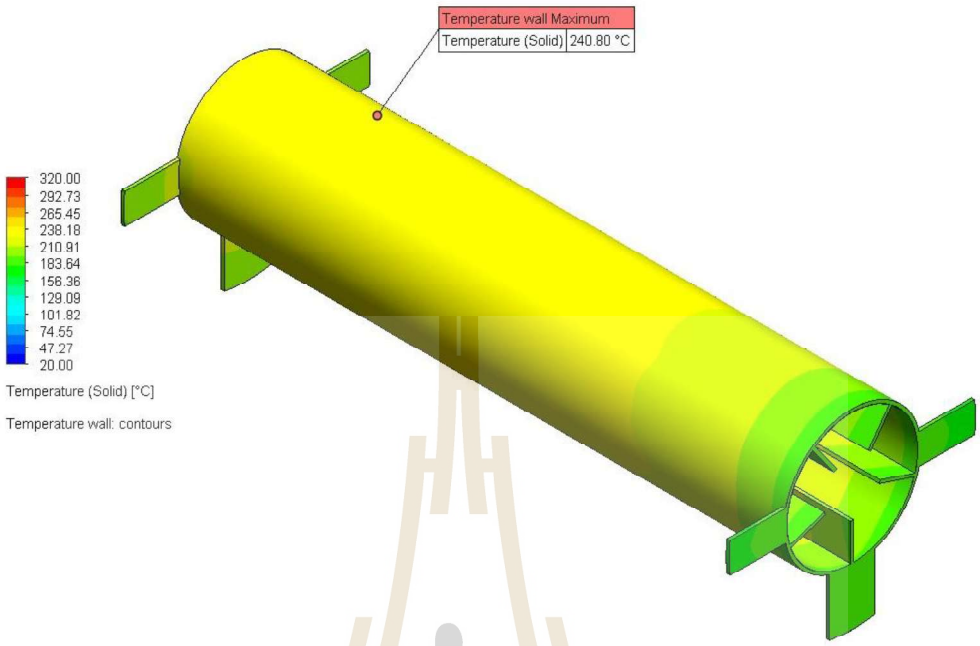


รูปที่ 4.51 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอุณหภูมิเฉลี่ยผนังด้านในสุดของภาระเหนี่ยวนำ

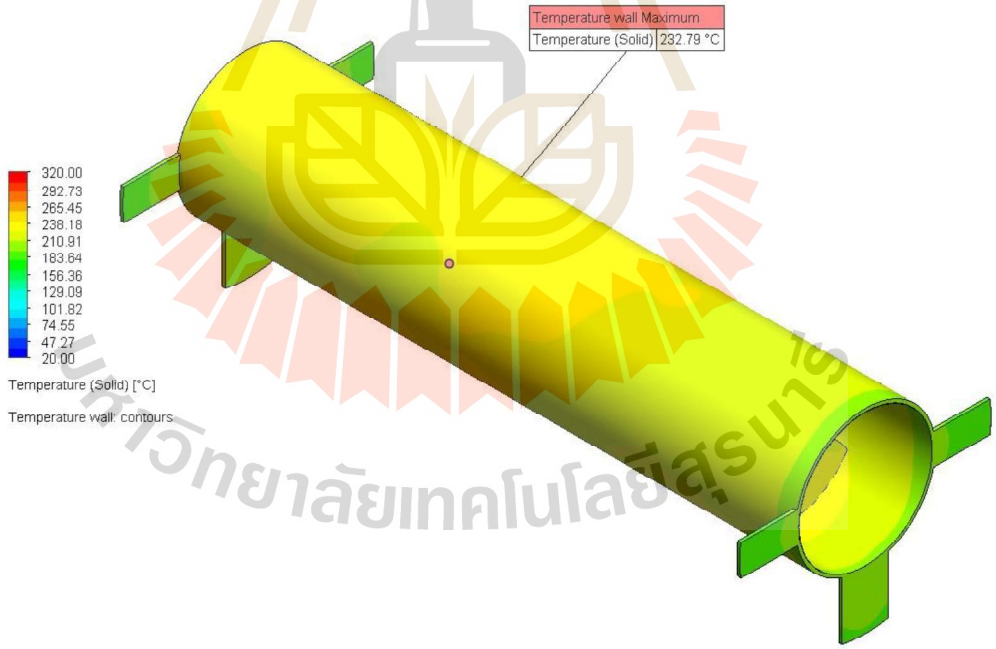
จากกราฟ 4.50 และ 4.51 แสดงพฤติกรรมการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแข็งตามเวลาในสองระดับของผิว คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวภาระเหนี่ยวนำ และอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวด้านในสุด (บริเวณปลายของอุปกรณ์ที่ติดตั้งเพิ่มการถ่ายเทความร้อน) ดังแสดงในรูปตัวอย่างที่ 4.52-4.55 ผลที่ได้สะท้อนให้เห็นกลไกการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำ แนวโน้มของอุณหภูมิทั้งสองกราฟมีความสอดคล้องกันอย่างเด่นชัด กล่าวคือ รูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่ให้ค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ผิวภายนอกก็มักให้ค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ผิวด้านในเช่นเดียวกัน ซึ่งแสดงถึงความต่อเนื่องในการถ่ายเทพลังงานความร้อนจากชั้นผิวเข้าสู่โครงสร้างภายใน โดยปรากฏการณ์นี้ชี้ถึงลักษณะของการนำความร้อนและการพาความร้อนที่สัมพันธ์กันอย่างเป็นระบบ (Panchal & Wadsworth, 2018) เส้นโค้งของอุณหภูมิทั้งหมดมีลักษณะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรกและค่อย ๆ ลู่เข้าสู่เสถียรภาพเมื่อเวลานานขึ้น โดยเฉพาะหลังจากช่วงเวลาประมาณ 30–50 วินาที แสดงถึงการเข้าสู่ภาวะสมดุลความร้อนตามหลักการของ Thermal penetration depth ที่อธิบายว่า เมื่อเวลาผ่านไป อัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิจะลดลงเนื่องจากการแพร่กระจายความร้อนมีแนวโน้มสมดุลมากขึ้นทั้งที่ผิวและโครงสร้างภายใน (Holman, 2010)



รูปที่ 4.52 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

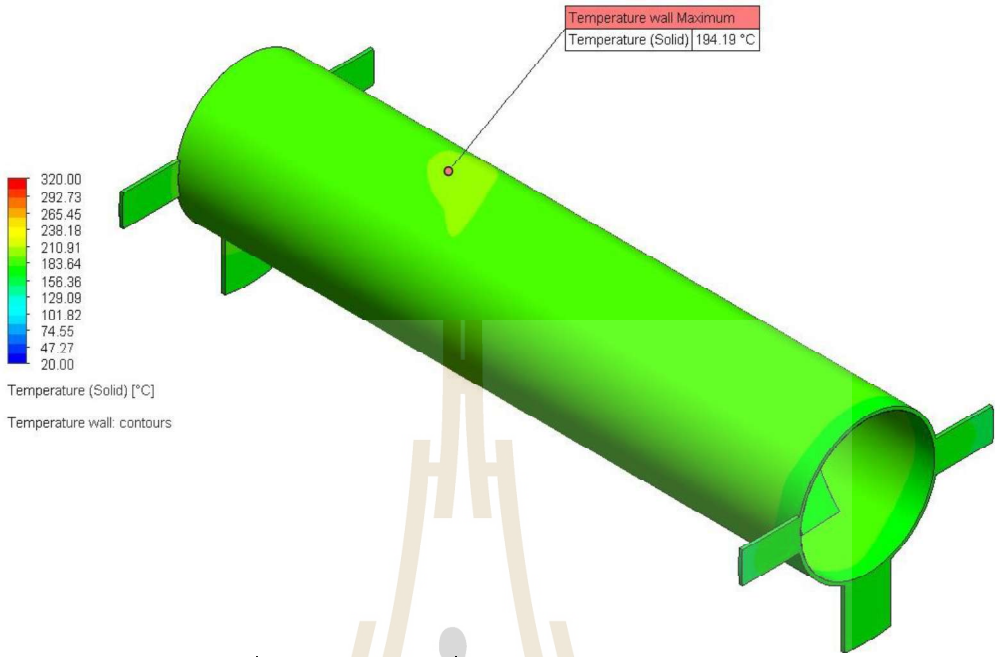


รูปที่ 4.53 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.54 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



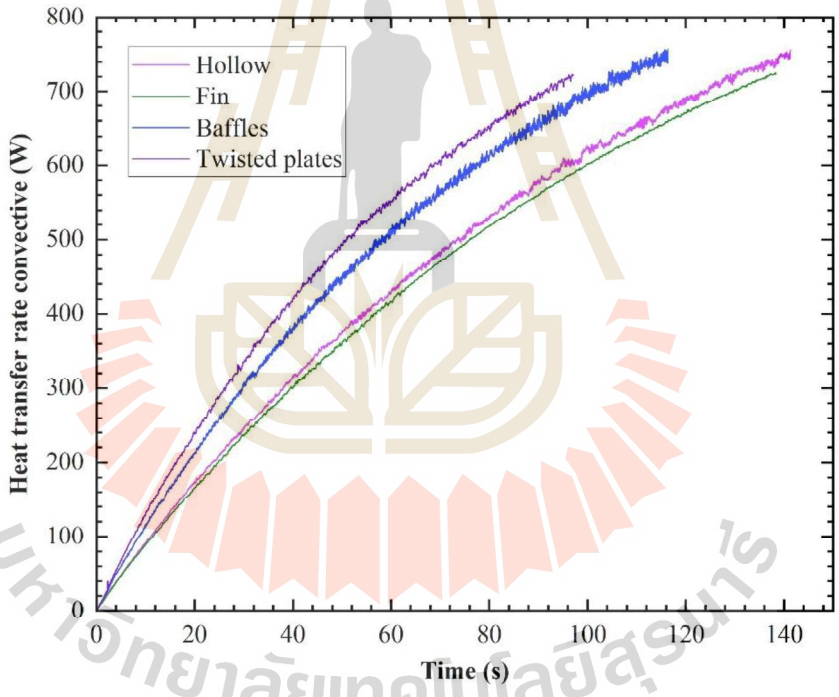
รูปที่ 4.55 แสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

พิจารณาผลเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 ประเภท พบว่า Fin แสดงศักยภาพในการสะสมอุณหภูมิสูงทั้งที่ผิวนอกและที่ผิวด้านในสุด โดยครีบช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและเร่งการถ่ายเทพลังงานจากผิวนอกเข้าสู่ภายในได้อย่างมีประสิทธิภาพ อีกทั้งยังสร้างการกระจายความร้อนที่สม่ำเสมอ จึงทำให้เส้นกราฟมีความเรียบและไม่แสดงการผันผวนเด่นชัด ซึ่งสอดคล้องกับแนวคิดที่ว่าองค์ประกอบที่เพิ่มพื้นที่ผิวสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนโดยไม่ทำให้เกิดความไม่เสถียรเชิงอุณหภูมิ (Sun & Liaw, 2000) ตรงกันข้าม ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles และ Twisted plates แม้สามารถเร่งการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหล แต่กลับทำให้เส้นกราฟมีการผันผวนและไม่เรียบเนียนนัก อันเป็นผลมาจากการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ไม่สมดุลระหว่างผิวกับภายใน ซึ่งอาจเหมาะกับการใช้งานที่ต้องการการแลกเปลี่ยนความร้อนทันทีแม้จะแลกกับความเสถียรของอุณหภูมิในระยะยาว ขณะที่รูปแบบ Hollow ซึ่งไม่มีองค์ประกอบเสริมการถ่ายเทความร้อน มีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิช้ากว่าแบบอื่น แต่เส้นกราฟกลับมีความสม่ำเสมอและราบเรียบที่สุด สะท้อนว่ากลไกการถ่ายเทความร้อนในระบบนี้เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องตามลักษณะการนำและการพาโดยตรง โดยไม่มีการรบกวนจากโครงสร้างเสริมภายใน

ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิที่ผิวนอกและผิวด้านในสุดยังสะท้อนถึงระดับความต้านทานความร้อนภายในวัสดุ ซึ่งในกรณีของ Fin ช่องว่างดังกล่าวมีค่าค่อนข้างต่ำ แสดง

ให้เห็นว่าความร้อนแพร่เข้าสู่ภายในได้รวดเร็วและสมดุล ขณะที่ Baffles และ Twisted plates มีช่องว่างที่กว้างกว่า แสดงว่าความร้อนสะสมอยู่ที่ผิวก่อนจะถ่ายเข้าสู่ภายใน ทำให้เกิดความไม่สมดุลระหว่างผิวกับแกนขององค์ประกอบ ในเชิงวิศวกรรมอาจมีผลต่อความเสถียรด้านอุณหภูมิ ความแข็งแรงของวัสดุ และอายุการใช้งานในระยะยาว

ผลการจำลองนี้ตอกย้ำความสำคัญของการเลือกโครงสร้างอุปกรณ์ทำความร้อนให้เหมาะสมกับวัตถุประสงค์ในการใช้งาน หากต้องการความร้อนสูงและเสถียรอย่างต่อเนื่อง Fin เป็นตัวเลือกที่เหมาะสมที่สุด แต่หากเป้าหมายคือการเร่งการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงเวลาสั้น เช่นในกระบวนการอุตสาหกรรมที่มีรอบทำงานสั้น Baffles และ Twisted plates อาจให้ประสิทธิภาพมากกว่าแม้จะต้องแลกด้วยความผันผวนของอุณหภูมิ ทั้งหมดนี้จึงเป็นพื้นฐานสำคัญในการพัฒนาและออกแบบระบบผลิตลมร้อนเพื่อประสิทธิภาพสูงสุด



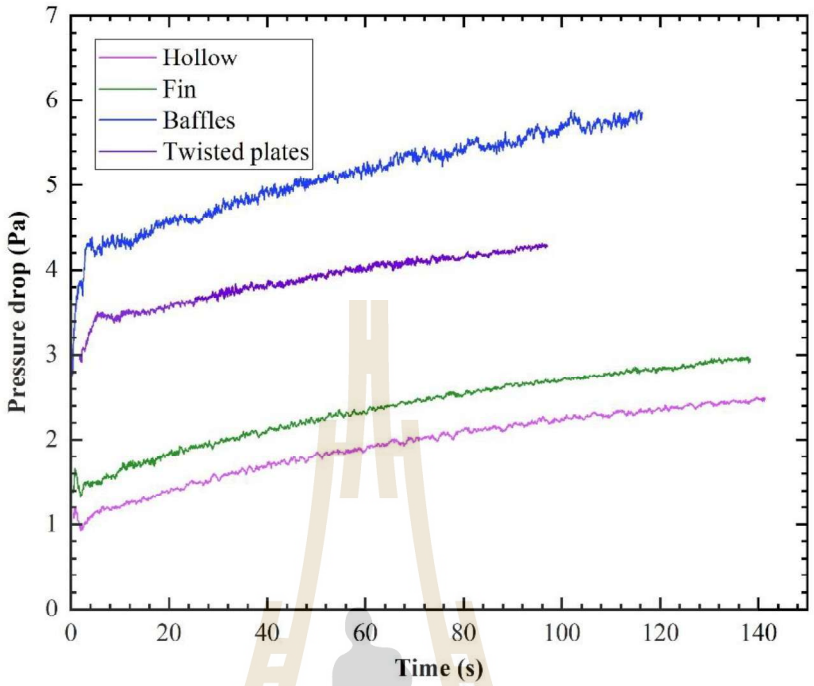
รูปที่ 4.56 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพา

จากกราฟ 4.56 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาและอัตราการถ่ายเทความร้อนแบบพา (Convective Heat Transfer Rate) ซึ่งสะท้อนพลวัตของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอุปกรณ์ทำความร้อนและอากาศที่ไหลผ่าน ในระยะเวลาเริ่มต้น อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากมีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวของ ภาระเหนี่ยวนำกับอากาศสูง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนแบบการพา เมื่อเวลาผ่านไปเส้นกราฟ

มีแนวโน้มลู่เข้าสู่สมดุล แสดงถึงการลดลงของผลต่างอุณหภูมิระหว่างตัวกลางและผิววัสดุ จนระบบมีแนวโน้มเข้าสู่สภาวะ Quasi-steady state

พิจารณาผลเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 พบว่า Twisted plates แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดตลอดช่วงเวลา โดยมีเส้นกราฟที่พุ่งขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงต้นและคงค่าค่อนข้างเสถียรในระยะยาว ลักษณะนี้เกิดจากการสร้างการไหลแบบปั่นป่วนที่รุนแรงภายในท่อ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพาสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ตรงกับงานของ Sasmito, Birgersson, Mujumdar, and Tan (2015) ที่ชี้ว่าอุปกรณ์เสริมที่ซับซ้อน เช่น Twisted tape หรือ Twisted plate สามารถเพิ่มการปั่นป่วนและปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ ส่วน Baffles ให้ผลรองลงมา โดยมีเส้นกราฟสูงกว่า Hollow และ Fin อย่างชัดเจน สอดคล้องกับคุณสมบัติของ Baffle ที่ช่วยเบี่ยงเบนการไหลและเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างของไหลกับผิวร้อน อย่างไรก็ตาม เส้นกราฟของ Baffles มีความไม่เรียบเนียนมากกว่า Twisted plates แสดงถึงความแปรปรวนของการไหลและการกระจายพลังงานที่ไม่สม่ำเสมอ ซึ่งสอดคล้องกับงานของ Sukhatme and Nayak (2019) ที่ระบุว่าการใช้ Baffles แม้จะเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ก็มักมาพร้อมกับความผันผวนในด้านความเสถียรของอุณหภูมิและแรงดันตกคร่อม ในขณะที่ Fin และ Hollow แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำกว่าอย่างชัดเจน โดย Fin มีความได้เปรียบเล็กน้อยจากการเพิ่มพื้นที่ผิว แต่ประสิทธิภาพรวมยังน้อยกว่า Baffles และ Twisted plates ลักษณะเส้นกราฟของ Fin และ Hollow มีความเรียบเนียนกว่า แสดงถึงความเสถียรของการถ่ายเทความร้อนมากกว่าโครงสร้างที่สร้างการปั่นป่วนสูง ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีการเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนโดยไม่อาศัยการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหล (Kakac & Liu, 2002)

ผลการวิเคราะห์กราฟนี้ชี้ให้เห็นว่าโครงสร้างภาระเหนี่ยวนำมีผลอย่างยิ่งต่อพลวัตการถ่ายเทความร้อน Twisted plates ให้ค่าสูงสุดและตอบสนองเร็วที่สุด แต่มีลักษณะการไหลที่ซับซ้อนและอาจส่งผลต่อความดันตกคร่อม Baffles มีประสิทธิภาพสูงเช่นกัน แต่ความไม่เสถียรของเส้นกราฟสะท้อนถึงความผันผวนของระบบ ขณะที่ Fin และ Hollow แม้จะมีอัตราการถ่ายเทต่ำกว่า แต่ให้ความเสถียรด้านความร้อนมากกว่า ซึ่งข้อมูลเหล่านี้เป็นประโยชน์ต่อการตัดสินใจเลือกใช้อุปกรณ์ตามเงื่อนไขการออกแบบ ทั้งในด้านการเพิ่มประสิทธิภาพ ความเสถียร และการประหยัดพลังงาน



รูปที่ 4.57 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับค่าความดันตกคร่อม

จากกราฟ 4.57 แสดงให้เห็นถึงความแตกต่างเชิงพลวัตของการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจากรูปแบบภาระเหนี่ยวนำแต่ละประเภทอย่างชัดเจน เส้นกราฟทั้งหมดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามเวลา ในลักษณะโค้งที่ชันในช่วงเริ่มต้น และค่อย ๆ ลู่เข้าสู่ค่าที่ใกล้คงที่เมื่อเวลาผ่านไปมากขึ้น สะท้อนถึงการที่ระบบการไหลค่อย ๆ ปรับตัวเข้าสู่สภาวะกึ่งคงตัว โดยลักษณะดังกล่าวเป็นไปตามหลักการพื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหลที่ว่า ความดันตกคร่อมในระบบการไหลมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการพาความร้อนและความปั่นป่วนของการไหลสูงขึ้น (Incropera et al.,2011)

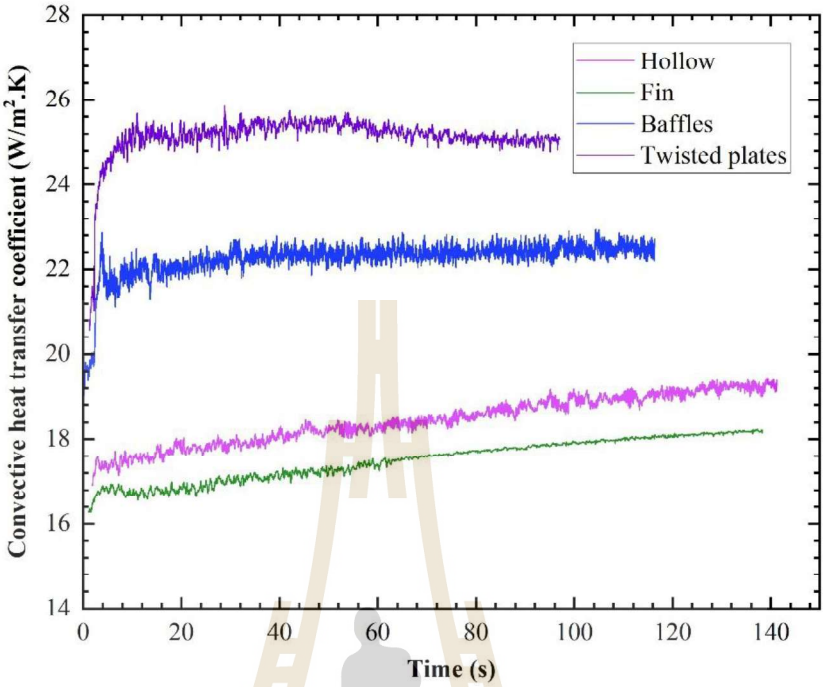
พิจารณาผลเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 พบว่า Baffles ให้ค่าความดันตกคร่อมสูงที่สุดตลอดช่วงเวลา รองลงมาคือ Twisted plates ในขณะที่ Fin และ Hollow มีค่าความดันตกคร่อมต่ำกว่าอย่างมีนัยสำคัญ การที่ Baffles และ Twisted plates ให้ค่าความดันตกคร่อมสูงนั้นเกิดจากการก่อให้เกิดการแยกการไหล (Flow separation) และการสร้างกระแสหมุนวน (Recirculation) ภายในท่อ ซึ่งแม้จะเป็นกลไกที่ช่วยเพิ่มความปั่นป่วนและเสริมอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ก็ต้องแลกมาด้วยการสูญเสียพลังงานในรูปของความดันตกคร่อมสูง ในทางตรงกันข้าม ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin และ Hollow มีโครงสร้างที่ทำให้อากาศสามารถไหลผ่านได้อย่างราบเรียบกว่า จึงทำให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นช้าและคงระดับในช่วงค่าต่ำกว่า สะท้อนถึงระบบที่มีความเสถียรด้านความดันมากกว่า ในแง่ความสม่ำเสมอของเส้นกราฟ พบว่า Fin และ

Hollow แสดงลักษณะเส้นกราฟที่ราบเรียบและมีความผันผวนน้อยที่สุด สะท้อนถึงการไหลที่มีเสถียรภาพและไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงฉับพลันในโครงสร้างการไหล ขณะที่ Baffles และ Twisted plates มีความผันผวนเล็กน้อยตลอดช่วงเวลา ซึ่งเป็นผลมาจากการสร้างกระแสหมุนวนและการกระจายตัวของการไหลแบบไม่สมมาตร แม้ความผันผวนดังกล่าวจะช่วยเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ก็บ่งบอกถึงความไม่เสถียรทางอุทกพลศาสตร์ที่อาจส่งผลต่อการใช้งานในระยะยาว

ในเชิงวิศวกรรม การตีความผลดังกล่าวสะท้อนให้เห็นถึงความจำเป็นในการสร้างสมดุลระหว่าง ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียพลังงานจากความดันตกคร่อม หากระบบต้องการลดการใช้พลังงานสำหรับการขับเคลื่อนการไหล อุปกรณ์แบบ Fin หรือ Hollow จึงเป็นทางเลือกที่เหมาะสม แต่หากวัตถุประสงค์คือการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุด แม้จะต้องแลกกับค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่สูงขึ้น การเลือกใช้อุปกรณ์อย่าง Baffles หรือ Twisted plates ก็มีความเหมาะสมกว่า ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Li, Wang, and Zhang (2017) ที่รายงานว่าโครงสร้างที่ก่อให้เกิดความปั่นป่วนภายในท่อสามารถเพิ่มค่าเลขนัสเซลต์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่ก็ทำให้ค่าปัจจัยความเสียดทานสูงขึ้นตามไปด้วย

นอกจากนี้ กราฟดังกล่าวยังสะท้อนถึงกลไกการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกันในแต่รูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ พร้อมทั้งเน้นย้ำถึงความจำเป็นในการพิจารณาเชิงวิศวกรรมที่ไม่เพียงคำนึงถึงการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงสุดเท่านั้น แต่ยังต้องคำนึงถึงการสูญเสียพลังงานและผลกระทบด้านความเสถียรของระบบในระยะยาวอีกด้วย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.58 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลากับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพา (Convective heat transfer coefficient)

จากกราฟ 4.58 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพาเมื่อเปรียบเทียบระยะเวลาที่เปลี่ยนแปลงไปขณะผลิตอากาศร้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมาย พบว่าเส้นกราฟของอุปกรณ์แต่ละชนิดมีแนวโน้มที่แตกต่างกันแต่สะท้อนกลไกการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่สอดคล้องกับโครงสร้างทางกายภาพของอุปกรณ์ โดยทั่วไปเส้นกราฟทั้งหมดแสดงการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงเริ่มต้นก่อนจะเข้าสู่ภาวะคงที่หลังเวลาประมาณ 30–40 วินาที แสดงให้เห็นถึงการพัฒนาของชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal boundary layer) และการเข้าสู่สมดุลระหว่างการนำและการพาความร้อน

พิจารณาผลเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำทั้ง 4 พบว่า Twisted plates มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดอย่างชัดเจน โดยเฉลี่ยมากกว่า 25 W/m²K และเข้าสู่สมดุลอย่างรวดเร็วภายในเวลาไม่กี่วินาที ซึ่งเกิดจากลักษณะการบังคับให้ของไหลเกิดการปั่นป่วน และเร่งการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนตลอดแนวผิว เส้นกราฟของ Twisted plates มีค่าคงที่ในระยะยาว แม้มีความผันผวนเล็กน้อยที่เกิดจากกระแสการไหลหมุนวน แต่ไม่ส่งผลกระทบต่อแนวโน้มโดยรวมมากนัก ในกรณีของ Baffles ผลลัพธ์แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรองลงมา อยู่ที่ประมาณ 22–23 W/m²K ตลอดช่วงเวลา การเพิ่มขึ้นในช่วงต้นเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว สะท้อนให้เห็นว่าการใส่แผ่นกั้นช่วยบังคับการไหลให้เปลี่ยนทิศทางและเกิดการปั่นป่วนมาก

ขึ้น ซึ่งช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนพลังงาน แต่เมื่อเวลานานขึ้น ค่าดังกล่าวกลับคงที่ที่ระดับต่ำกว่า Twisted plates ซึ่งสอดคล้องกับข้อจำกัดที่ว่า Baffles สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเฉพาะบางบริเวณที่มีการไหลชนผิวอย่างรุนแรง (Wang et al., 2012) ส่วน Hollow และ Fin มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด โดย Hollow อยู่ที่ประมาณ 18–19 W/m²K และ Fin ต่ำกว่า 18 W/m²K เล็กน้อย แนวโน้มของเส้นกราฟทั้งสองค่อย ๆ เพิ่มขึ้นและมีเสถียรภาพสูงโดยไม่เกิดความผันผวนมากนัก สะท้อนว่าแม้กลไกการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องและราบเรียบ แต่ประสิทธิภาพโดยรวมต่ำกว่ากรณีที่มีโครงสร้างเสริมเพื่อเพิ่มการปั่นป่วนของการไหล อย่างไรก็ตาม จุดเด่นของอุปกรณ์ทั้งสองคือความสม่ำเสมอของเส้นกราฟที่เรียบมากกว่ากรณี Baffles หรือ Twisted plates แสดงถึงเสถียรภาพในการทำงานที่เหมาะสมกับกระบวนการที่ต้องการความคงที่ของอุณหภูมิและลดความผันผวนทางความร้อน

ในเชิงวิศวกรรม ความแตกต่างของเส้นกราฟทั้ง 4 รูปแบบ สะท้อนถึงทางเลือกเชิงกลยุทธ์ในการออกแบบ หากต้องการอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและการตอบสนองที่รวดเร็ว Twisted plates เป็นทางเลือกที่เหมาะสมที่สุด ขณะที่ Baffles ให้ผลในระดับรองลงมาแต่ยังคงสร้างสมดุลระหว่างการถ่ายเทและความเสถียรของระบบ ในทางกลับกัน Hollow และ Fin แม้จะมีค่าน้อยกว่าแต่ให้ความเสถียรเชิงอุณหภูมิสูง เหมาะกับการใช้งานที่ไม่ต้องการการเปลี่ยนแปลงอย่างฉับพลันและให้ความสำคัญกับอายุการใช้งานและความน่าเชื่อถือของอุปกรณ์มากกว่า

นอกจากนี้ กราฟดังกล่าวยังสะท้อนถึงความแตกต่างเชิงคุณภาพระหว่างระบบที่เน้นประสิทธิภาพสูงสุดกับระบบที่เน้นความเสถียรระยะยาว ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้มีความสอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนที่ระบุว่าการปั่นป่วนของการไหลสามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ (Bergman et al., 2011)

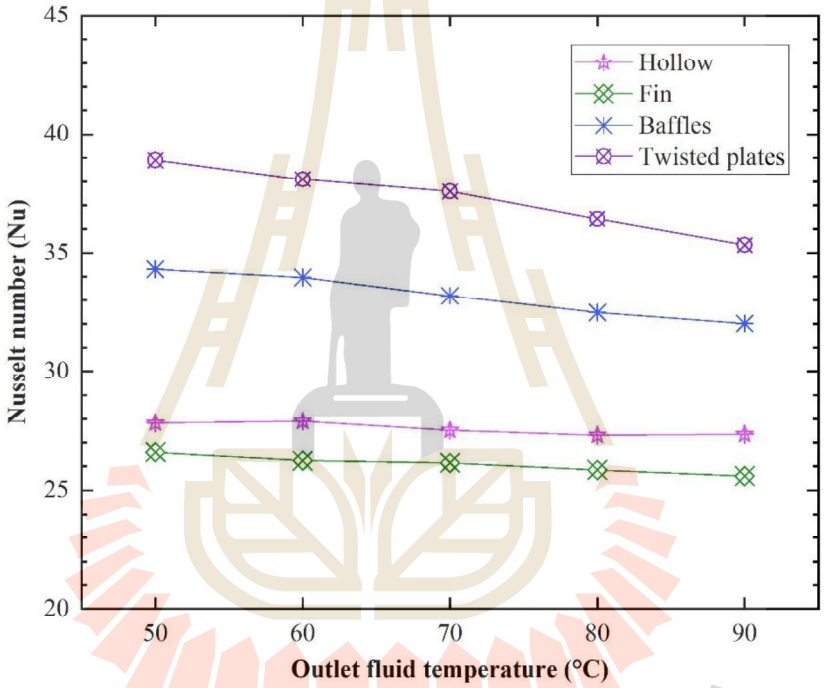
ภาพรวมของการสร้างแบบจำลองศึกษาลักษณะการทำความร้อน และพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของภาระเหนี่ยวนำในช่วงการเปลี่ยนแปลงของเวลา แสดงให้เห็นว่าไม่มีอุปกรณ์ใดที่ให้สมรรถนะสูงสุดในทุกมิติพร้อมกัน หากแต่แต่ละชนิดมีจุดแข็งและข้อจำกัดที่เหมาะสมกับเงื่อนไขการใช้งานที่แตกต่าง เช่น Fin เหมาะสำหรับงานที่ต้องการอุณหภูมิสูงและเสถียรภาพเชิงความร้อน Twisted plates และ Baffles เหมาะกับงานที่เน้นการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดในช่วงเวลาสั้น แม้จะแลกมาด้วยความผันผวนและความสูญเสียด้านพลังงาน ส่วน Hollow เหมาะกับระบบที่เน้นความเสถียรและความเรียบง่ายมากกว่าประสิทธิภาพสูงสุด การตีความดังกล่าวสอดคล้องกับแนวคิดทางวิศวกรรมการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ว่า ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ไม่ควรพิจารณาเพียงด้านใดด้านหนึ่ง แต่ต้องประเมินสมดุลระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน ความเสถียรของอุณหภูมิ และความสูญเสียพลังงานจากความดันตกคร่อมร่วมกัน (Shah & Sekulić, 2003)

ตาราง 4.12 การเปรียบเทียบเชิงวิศวกรรมของตัวแปรหลักด้านการถ่ายเทความร้อนและพลศาสตร์ของไหลจากผลการจำลองแบบ Transient

ตัวแปรที่ศึกษา	แนวโน้มกราฟตามเวลา	ความแตกต่างเด่นชัดระหว่างอุปกรณ์	ความหมายเชิงวิศวกรรม	ข้อค้นพบสำคัญ
อุณหภูมิที่ทางออก (Outlet Temperature)	เพิ่มขึ้นต่อเนื่องจนเข้าสมดุล	Fin ให้ค่าคงที่เร็วที่สุด, Hollow ช้าที่สุด	สะท้อนสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสู่ลมโดยตรง	Fin เหมาะกับงานที่ต้องการความร้อนเสถียรและสม่ำเสมอ
อุณหภูมิที่ผนัง (Wall Temperature)	สูงขึ้นตามเวลา ลู่เข้าสมดุล	Fin สูงสุดและเรียบเนียนที่สุด, Baffles และ Twisted plates มีความผันผวน	สะท้อนการสะสมพลังงานความร้อนที่ผิวและการแพร่เข้าภายใน	Fin กระจายความร้อนได้สม่ำเสมอที่สุด
อุณหภูมิผนังด้านในสุด (Innermost Wall Temperature)	สอดคล้องกับอุณหภูมิที่ผิว	Fin มีค่าใกล้เคียงกับผิว, Baffles มี Gap สูง	สะท้อนความต้านทานการนำความร้อนในโครงสร้าง	Fin ถ่ายเทความร้อนได้ทั่วถึงที่สุด
อัตราการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Rate)	เพิ่มขึ้นแล้วคงที่	Baffles และ Twisted plates เด่นด้านอัตราเริ่มต้น, Fin เด่นด้านเสถียร	บ่งบอกสมรรถนะรวมของอุปกรณ์	ต้องเลือกตามเป้าหมาย (เสถียร vs เร็ว)
ความดันตกคร่อม (Pressure Drop)	คงที่ตามเวลาหลังเสถียร	Twisted plates และ Baffles สูงที่สุด, Hollow ต่ำสุด	บ่งบอกพลังงานที่สูญเสียจากแรงต้านการไหล	Fin สมดุลระหว่างถ่ายเทความร้อนและแรงดันตกคร่อม
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient, h)	สูงในช่วงต้นและลดลงเมื่อใกล้สมดุล	Twisted plates และ Baffles มี h สูงกว่า	การปั่นป่วนเพิ่มการพาความร้อน แต่แลกด้วยความไม่เสถียร	เหมาะกับงานที่ต้องการอัตราการถ่ายเทเร็ว

4.3.3.3 ความแตกต่างของรูปแบบภาระเหนี่ยวนำต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

ประเมินศักยภาพของภาระเหนี่ยวนำแต่ละรูปแบบในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายใต้เงื่อนไขการทำงานแบบ Transient โดยใช้ผลจากการจำลอง ซึ่งการวิเคราะห์ในส่วนนี้จะช่วยให้สามารถสรุปได้ว่ารูปแบบใดสามารถรักษาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้อย่างต่อเนื่องและมีความเสถียรในระหว่างการเปลี่ยนแปลงของเวลา ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญต่อการใช้งานจริงที่ต้องการความรวดเร็วและความคงที่ของอุณหภูมิ



รูปที่ 4.59 กราฟแสดงค่าเลขนัสเซลต์ตามอุณหภูมิเป้าหมาย

จากกราฟ 4.59 แสดงผลการวิเคราะห์ค่าเลขนัสเซลต์ (Nusselt Number, Nu) ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลข สามารถอธิบายลักษณะเชิงกายภาพของกระบวนการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาได้อย่างลึกซึ้ง เนื่องจากค่าเลขนัสเซลต์เป็นตัวเลขไร้มิติที่สะท้อนถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนแบบพาเปรียบเทียบกับการนำความร้อนภายในของไหล โดยมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ทำให้เลขนัสเซลต์เป็นตัวบ่งชี้ที่สำคัญต่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะการไหลบังคับ

เมื่อพิจารณาจะเห็นว่า Twisted plates ให้ค่าเลขนัสเซลต์สูงที่สุดในทุกอุณหภูมิเป้าหมาย โดยมีค่า 38.8994 ที่อุณหภูมิ 50 °C และค่อย ๆ ลดลงเหลือ 35.3394 ที่ 90 °C

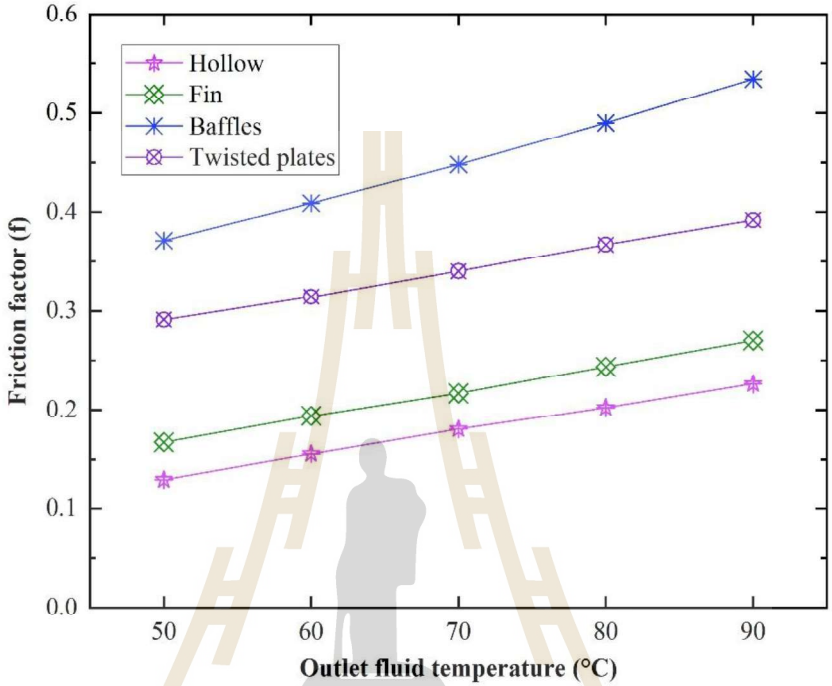
แนวโน้มดังกล่าวสะท้อนถึงประสิทธิภาพสูงของการก่อให้เกิดการปั่นป่วนและการไหลวนภายในท่อ ซึ่งช่วยลดความหนาของชั้นขอบเขตความร้อน และส่งเสริมการถ่ายเทพลังงานความร้อนได้ต่อเนื่อง ผลนี้สอดคล้องกับรายงานของ Eiamsa-ard and Promvonge (2010) ที่ชี้ว่าการใช้แผ่นบิดเกลียวในท่อทรงกระบอกสามารถเพิ่มค่าเลขนัสเซลต์ได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะในช่วงการไหลปั่นป่วน สำหรับ Baffles ค่าเลขนัสเซลต์อยู่ในลำดับถัดมา โดยลดจาก 34.2921 ที่ 50 ℃ เป็น 32.0141 ที่ 90 ℃ สะท้อนถึงบทบาทของการเบี่ยงทิศทางและการสร้างโซนไหลวนที่แม้ไม่ต่อเนื่องเท่ากับ Twisted plates แต่ยังช่วยเพิ่มการผสมและอัตราการแลกเปลี่ยนพลังงานได้มากกว่า Hollow หรือ Fin ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับงานของ Habib, Said, and Mobarak (1994) ที่แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มแผ่นกั้นในท่อสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการสร้างวงวนการไหลและการเพิ่มความปั่นป่วนในชั้นขอบเขต ส่วน Hollow ค่าเลขนัสเซลต์อยู่ในช่วงค่อนข้างคงที่ประมาณ 27.8253 ที่ 50 ℃ และ 27.3412 ที่ 90 ℃ โดยมีความเปลี่ยนแปลงน้อย แสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมที่สอดคล้องกับคอรีเลชัน (Correlation) มาตรฐานของท่อเรียบซึ่งขึ้นกับ Reynolds number และ Prandtl number เป็นหลัก (Gnielinski, 1976) ขณะที่ Fin กลับให้ค่าเลขนัสเซลต์ต่ำที่สุด โดยลดจาก 26.6002 ที่ 50 ℃ เหลือ 25.5961 ที่ 90 ℃ ซึ่งแม้จะมีการเพิ่มพื้นที่ผิวเพื่อถ่ายเทความร้อน แต่ประสิทธิภาพของครีบภายในกลับลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวครีบกับของไหลลดลง ทำให้ผลรวมของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริงต่อพื้นที่อ้างอิงไม่สูงมากนัก

แนวโน้มโดยรวมที่ค่าเลขนัสเซลต์ลดลงเมื่ออุณหภูมิของไหลเพิ่มขึ้น สามารถอธิบายได้จากคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของอากาศ กล่าวคือ ที่อุณหภูมิสูงขึ้น ความหนืดจลน์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและส่งผลให้เลขเรย์โนลด์ลดลงหากคงอัตราการไหลไว้คงที่ และจากความสัมพันธ์มาตรฐาน เช่น สมการของ Gnielinski พบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์ลดลง ค่าเลขนัสเซลต์จะลดลงด้วย แม้ว่าการนำความร้อนของอากาศจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยก็ตาม

ในเชิงวิศวกรรม ผลการจำลองนี้สะท้อนให้เห็นถึงการแลกเปลี่ยนระหว่างสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหล โดยรูปแบบที่ให้ค่าเลขนัสเซลต์สูงสุดแต่ก็มักสัมพันธ์กับค่าความดันตกคร่อมหรือปัจจัยความเสียดทานที่มากขึ้น ดังที่ Webb and Kim (2005) ชี้ว่าเกณฑ์ประเมินสมรรถนะที่เหมาะสมควรใช้ดัชนีเปรียบเทียบผลรวมระหว่างอัตราการเพิ่มข องเลขนัสเซลต์ต่อการเพิ่มของความดันตกคร่อม ไม่เพียงแต่พิจารณาเลขนัสเซลต์อย่างเดียว

ดังนั้น ค่าเลขนัสเซลต์จากการจำลองครั้งนี้ไม่เพียงยืนยันบทบาทของรูปแบบภาระเหนี่ยวนำต่อกลไกการถ่ายเทความร้อน แต่ยังให้ข้อมูลสนับสนุนการเลือกใช้อุปกรณ์ที่เหมาะสมตามเป้าหมายเชิงวิศวกรรม ทั้งในมิติของประสิทธิภาพการเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนและความสมดุลกับต้นทุนพลังงานการไหล ผลที่ได้ยังแสดงความสอดคล้องกับทฤษฎีและการศึกษา

ก่อนหน้า จึงสามารถยืนยันความน่าเชื่อถือและความเป็นไปได้ในการประยุกต์ใช้งานจริงได้อย่างชัดเจน



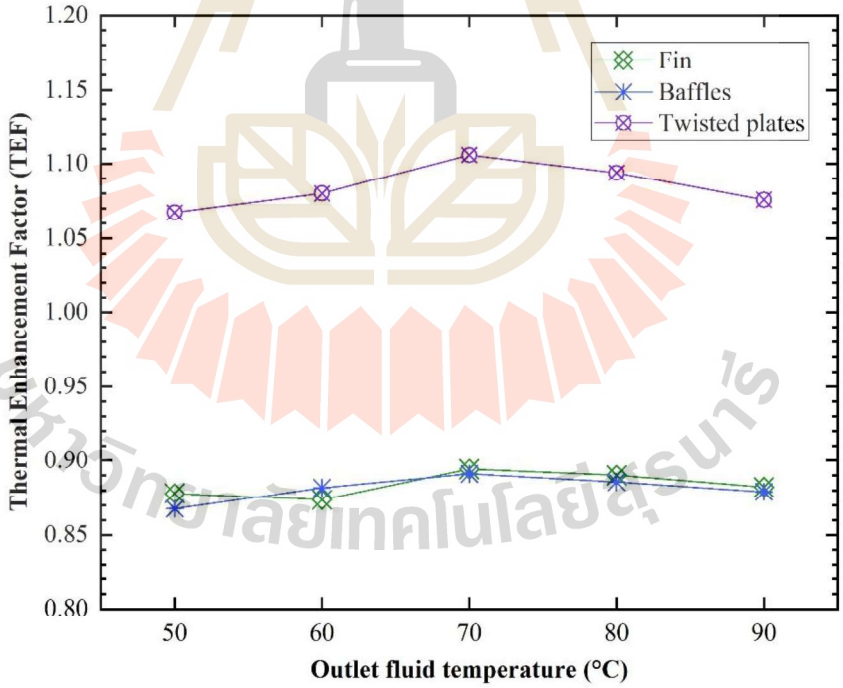
รูปที่ 4.60 กราฟแสดงค่าปัจจัยความเสียดทานตามอุณหภูมิเป้าหมาย

จากกราฟ 4.60 แสดงค่าปัจจัยความเสียดทาน (Friction factor, f) ตามอุณหภูมิเป้าหมาย พบว่า มีความแตกต่างของค่าปัจจัยความเสียดทานอย่างมีนัยสำคัญระหว่างภาระเหนี่ยวนำแต่ละรูปแบบ และแนวโน้มโดยรวมแสดงให้เห็นว่าค่าปัจจัยความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิที่สูงขึ้น ซึ่งเป็นผลโดยตรงจากความหนืดของอากาศที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ และความปั่นป่วนของการไหลที่เพิ่มขึ้นในกรณีที่ใช้องค์ประกอบภายใน เช่น Baffles และ Twisted plates

เมื่อพิจารณาจะเห็นได้ว่า Hollow ให้ค่าปัจจัยความเสียดทานต่ำที่สุด โดยเริ่มจาก 0.1296 ที่อุณหภูมิ 50 °C และเพิ่มขึ้นเป็น 0.2261 ที่ 90 °C สอดคล้องกับลักษณะการไหลที่ไม่ถูกรบกวนมากนัก ในขณะที่ระบบ Fin มีค่าที่สูงขึ้นเล็กน้อย เช่น 0.1673 ที่ 50 °C และ 0.2702 ที่ 90 °C ซึ่งเกิดจากการเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ยังไม่สร้างความปั่นป่วนของการไหลมากนัก ต่างจากรูปแบบ Baffles ที่มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงที่สุดในทุกช่วงอุณหภูมิ โดยมีค่า 0.3713 ที่ 50 °C และเพิ่มขึ้นจนถึง 0.5343 ที่ 90 °C ซึ่งแสดงถึงความต้านทานการไหลที่มากขึ้นอันเนื่องมาจากการขวางการไหลที่ทำให้เกิดกระแสวนและแรงดันตกคร่อมสูง เช่นเดียวกับรูปแบบ Twisted plates ที่ให้ค่าปัจจัยความเสียดทานอยู่ในระดับกลาง ๆ ระหว่าง Fin และ Baffles โดยมี

ค่า 0.2912 ที่ 50 ℃ และเพิ่มขึ้นเป็น 0.3921 ที่ 90 ℃ ซึ่งสะท้อนถึงกลไกการบังคับการไหลแบบหมุนวนที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่ต้องแลกกับแรงต้านทานการไหลที่สูงขึ้น

การวิเคราะห์แนวโน้มนี้สะท้อนถึงความสัมพันธ์โดยตรงระหว่างปัจจัยความเสียดทานกับการถ่ายเทความร้อน กล่าวคืออุปกรณ์ที่มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงมักจะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้น แต่ต้องยอมรับผลข้างเคียงคือแรงดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้น เช่น ที่พบใน Baffles และ Twisted plates ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนที่ว่า การเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลจะช่วยเพิ่มอัตราการพาความร้อน แต่จะเพิ่มค่าแรงเสียดทานด้วย ผลที่ได้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยของ Saha and Mallick (2005) ที่ศึกษาการใช้ Twisted tape insert ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าการเพิ่มโครงสร้างก่อให้เกิดความปั่นป่วนสูงขึ้น ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ค่าปัจจัยความเสียดทานก็สูงขึ้นตามเช่นเดียวกัน รวมถึงงานของ Eiamsa-ard and Promvonge (2006) ที่รายงานว่าการใช้ Twisted tape สามารถเพิ่มเลขนัสเซลต์ได้อย่างมีนัยสำคัญ แต่มีค่าปัจจัยความเสียดทานสูงกว่าท่อเรียบอย่างชัดเจน ดังนั้น การเลือกใช้องค์ประกอบภายในจึงควรขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ของระบบ



รูปที่ 4.61 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนตามอุณหภูมิเป้าหมาย

จากกราฟ 4.61 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ซึ่งคำนวณเทียบกับ Hollow พบว่า ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ

Fin มีค่าต่ำที่สุดในทุกช่วงอุณหภูมิ เฉลี่ยอยู่ระหว่าง 0.8738–0.8942 ขณะที่ Baffles ให้ค่าใกล้เคียงกันในช่วง 0.8677–0.8911 ส่วน Twisted plates ให้ค่าสูงกว่ารูปแบบอื่นอย่างชัดเจน โดยอยู่ในช่วง 1.0673–1.1059 สะท้อนถึงศักยภาพในการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่เหนือกว่าเมื่อเทียบกับ Hollow ที่ใช้เป็นกรณีอ้างอิง

แนวโน้มของกราฟยังเห็นได้ว่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin และ Baffles แสดงค่าที่ต่ำกว่า 1 ตลอดทุกช่วงอุณหภูมิ บ่งบอกว่าการใช้ Fin และ Baffles อาจเพิ่มความต้านทานการไหลจนทำให้ผลของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นไม่สามารถชดเชยกับแรงดันตกคร่อมได้อย่างเพียงพอ ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสุทธิ (Overall thermal performance) ลดลง ในขณะที่ Twisted plates แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า 1 ตลอดทุกช่วงอุณหภูมิ และมีค่าสูงสุดที่อุณหภูมิ 70 °C (TEF เท่ากับ 1.1059) ก่อนที่จะลดลงเล็กน้อยที่ 90 °C (TEF เท่ากับ 1.0758) สอดคล้องกับทฤษฎีการไหลแบบปั่นป่วน ที่การใส่แผ่นกวนทิศทางการไหลสามารถเสริมให้เกิดการผสมของชั้นของไหล ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ แม้ว่าจะมีแรงเสียดทานเพิ่มขึ้น แต่ยังคงให้ผลลัพธ์เชิงบวกในแง่ของสมรรถนะเชิงความร้อนโดยรวม

ความสำคัญของค่าสมรรถนะเชิงความร้อนอยู่ที่การสะท้อนให้เห็นสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับต้นทุนด้านพลังงานที่ต้องใช้ในการสูบส่งของไหล (Pumping power) ดังนั้น ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่มากกว่า 1 หมายถึงการออกแบบที่สามารถยกระดับประสิทธิภาพรวมได้ ขณะที่ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่น้อยกว่า 1 หมายถึงการเพิ่มองค์ประกอบเสริมไม่ได้ก่อให้เกิดความคุ้มค่าในเชิงวิศวกรรม ผลการศึกษานี้สอดคล้องกับรายงานของ Promvonge and Eiamsa-ard (2006) ที่แสดงว่าการใช้แผ่นบิดเกลียวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าการใช้ Fin แบบธรรมดาอย่างมีนัยสำคัญ ส่วนค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของ Fin และ Baffles ที่ต่ำกว่า 1 ในงานวิจัยนี้สามารถอธิบายได้ด้วยผลที่ว่า แม้การใช้ Fin จะเพิ่มพื้นที่ผิว แต่ไม่เพียงพอที่จะเอาชนะผลกระทบจากแรงเสียดทาน ขณะที่ Baffles แม้ช่วยเพิ่มการปั่นป่วน แต่การสูญเสียความดันที่สูงทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนไม่เกิน 1 เช่นเดียวกับที่ Hasanpour, Farhadi, Sedighi, and Ganji (2014) รายงานว่าการเพิ่ม Baffles ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นจริง แต่เมื่อพิจารณาสมรรถนะเชิงความร้อนแล้วมักไม่เกิน 1 เว้นแต่มีการปรับขนาดและการจัดเรียงที่เหมาะสม

ดังนั้น เมื่อเปรียบเทียบในเชิงวิศวกรรม Twisted plates เป็นรูปแบบที่ให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงที่สุด โดยมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า 1 อย่างต่อเนื่องตลอดทุกช่วงอุณหภูมิ ขณะที่ Fin และ Baffles แม้จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่ไม่เพียงพอต่อการชดเชยแรงเสียดทานที่เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำกว่า 1 ซึ่งบ่งชี้ว่าการออกแบบ

รูปแบบเหล่านี้ควรพิจารณาเพิ่มเติมในแง่ของการปรับปรุงรูปทรงหรือการลดแรงต้าน เพื่อให้มีสมรรถนะเชิงความร้อนที่ดียิ่งขึ้นและคุ้มค่าต่อการประยุกต์ใช้งานในระบบจริง

จากผลการศึกษาและการวิเคราะห์ทั้งค่าตัวเลขนัสเซลต์ (Nusselt number, Nu) ปัจจัยความเสียดทาน (Friction factor, f) และสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor, TEF) ร่วมกับผลที่ได้ศึกษาลักษณะการทำความร้อน และพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนในช่วงการเปลี่ยนแปลงของเวลาด้วยแบบจำลอง ทั้งด้านของอุณหภูมิที่ทางออก, อุณหภูมิที่ผนังด้านนอก, อุณหภูมิที่ผนังด้านใน, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพา (h), อัตราการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Rate) และความดันตกคร่อม (Pressure drop) โดยทำการเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำ Hollow, Fin, Baffles และ Twisted plates สามารถสรุปได้อย่างชัดเจนว่าการเลือกใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่มีครีบ (Fin) เป็นรูปแบบที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการนำไปประยุกต์ใช้ในระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า โดยเมื่อเชื่อมโยงผลเชิงตัวเลขกับหลักทฤษฎี จะเห็นความสอดคล้องที่รองรับข้อสรุปดังกล่าวอย่างเป็นระบบ

ลำดับแรก ผลกราฟอุณหภูมิที่ทางออกแสดงให้เห็นว่ารูปแบบ Fin สามารถยกระดับและคงความสม่ำเสมอของอุณหภูมิอากาศที่ออกจากระบบได้ดีกว่ารูปแบบอื่นภายใต้ภาระให้ความร้อนคงที่การคงอุณหภูมิทางออกให้เสถียรมีนัยสำคัญต่อการควบคุมกระบวนการผลิตลมร้อน ซึ่งสอดคล้องกับหลักสมดุลพลังงานในท่อบังคับไหลที่ระบุว่าการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนและการปรับสภาพการไหลใกล้ผิวช่วยลดความต้านทานเชิงความร้อนรวม (Overall thermal resistance) ของระบบ (Holman, 2010; Incropera et al., 2011) ด้านอุณหภูมิที่ผิวนอกและที่ผิวด้านในสุด ชี้ให้เห็นว่ารูปแบบ Fin ก่อให้เกิดการกระจายอุณหภูมิที่เรียบเนียนและลดช่องว่างอุณหภูมิระหว่างผิวกับของไหลลง ซึ่งตีความได้ว่าการนำความร้อนภายในครีบและการพาความร้อนที่ผิวทำงานสอดประสานกัน ทำให้ลดโอกาสการเกิดจุดร้อน (Hot spots) อันส่งผลต่อความทนทานของวัสดุในระยะยาว สิ่งนี้ยังสะท้อนผ่านค่าที่ผิวด้านในซึ่งต่ำกว่ารูปแบบอื่น แสดงว่าความร้อนส่วนเกินไม่ได้สะสมในเนื้อวัสดุ แต่ถูกขับออกสู่กระแสอากาศอย่างมีประสิทธิภาพ

เมื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพา และอัตราการถ่ายเทความร้อนรวม จะพบแนวโน้มจากกราฟว่า Fin ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ สอดคล้องกับการเพิ่มของเลขนัสเซลต์ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดไร้มิติของการพาความร้อนเทียบกับการนำ โดย Fin ในฐานะ Extended surfaces เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนและรบกวนชั้นขอบเขตความร้อนให้บางลงในระดับที่เหมาะสม จึงยกระดับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่สร้างความปั่นป่วนส่วนเกินที่ก่อภาระด้านแรงดัน แนวโน้มดังกล่าวยัง

สอดคล้องกับผลเลขนัสเซลต์ที่รายงานว่าท่อครีบมีค่าเลขนัสเซลต์มากกว่าท่อเรียบอย่างต่อเนื่องในช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย ขณะที่ความผันผวนตามเวลาในกราฟก็ต่ำกว่ารูปแบบ Baffles และ Twisted plates ซึ่งมักเกิดยอดและร่องจากโครงสร้างก่อการปั่นป่วนภายใน (Eiamsa-ard & Promvonge, 2010)

ด้านความดันตกคร่อม กราฟชี้ชัดว่ารูปแบบ Fin มีค่าความดันตกคร่อมสูงกว่า Hollow แต่ยังต่ำกว่ารูปแบบ Baffles และ Twisted plates อย่างมีนัยสำคัญ นั่นหมายความว่าต้นทุนพลังงานในการสูบส่งอากาศของรูปแบบ Fin อยู่ในระดับเหมาะสมกว่าเมื่อเทียบ Baffles และ Twisted plates ซึ่งสร้างแรงเฉือนไกลผิวสูงและกระแสวนขนาดใหญ่ตลอดแนวทางไหล ผลดังกล่าวสอดคล้องกับกรอบประเมินสมรรถนะรวมที่พิสูจน์เชิงประจักษ์มาว่า การเพิ่มการพาความร้อนด้วยตัวก่อการปั่นป่วนมักแลกมาด้วยปัจจัยความเสียดทาน และความดันตกคร่อมที่สูงขึ้น จึงต้องพิจารณาควบคู่ผ่านดัชนีประสิทธิภาพเชิงความร้อน เช่น Performance evaluation criterion หรือสมรรถนะเชิงความร้อน มิใช่เพียงเลขนัสเซลต์อย่างเดียว (Webb & Kim, 2005) ในบริบทนี้ Fin ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนใกล้คงที่ราว 0.88–0.89 ในทุกช่วงอุณหภูมิ ซึ่งแม้จะไม่สูงกว่า 1 เช่นกรณี Twisted plates แต่ความสม่ำเสมอและความผันผวนต่ำ แปลเป็นความแน่นอนในการออกแบบ และความน่าเชื่อถือในการควบคุมของระบบผลิตลมร้อนในสภาวะปฏิบัติการจริงที่มีการเปลี่ยนแปลงโหลดและสภาพแวดล้อม (Eiamsa-ard & Wongcharee, 2014)

การบูรณาการผลจากการสร้างแบบจำลองและวิเคราะห์ จึงให้ภาพสอดคล้องเดียวกันว่า Fin สร้างสมดุลเชิงวิศวกรรมที่ดีกว่า กล่าวคือ ให้เลขนัสเซลต์ และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงในระดับที่เพียงพอเพื่อยกระดับอุณหภูมิทางออกและอัตราการถ่ายเทความร้อนอย่างเสถียร ขณะเดียวกันจำกัดการเพิ่มขึ้นของปัจจัยความเสียดทาน และความดันตกคร่อมให้อยู่ในกรอบที่คุ้มค่าทางพลังงานมากกว่ารูปแบบที่ใช้ตัวก่อการปั่นป่วนรุนแรง ผลนี้สอดรับกับองค์ความรู้เชิงทฤษฎีและหลักฐานเชิงทดลอง เชิงตัวเลข ในวรรณกรรมที่ย้ำว่าครีบเป็นเทคนิคเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่คุ้มค่าและสมดุล เหมาะกับระบบที่ต้องการความเสถียร ความทนทาน และต้นทุนการขับเคลื่อนการไหลที่ไม่สูงเกินจำเป็น (Holman, 2010; Incropera et al., 2011; Eiamsa-ard & Promvonge, 2010; Webb & Kim, 2005) ด้วยเหตุนี้ การเลือกใช้อุปกรณ์ทำความร้อนรูปแบบครีบจึงมีฐานเชิงทฤษฎี และเชิงวิศวกรรมที่แน่นหนารองรับ และสอดคล้องโดยตรงกับที่งานวิจัยนี้ได้แสดงไว้ในส่วนของผลวิเคราะห์จากการทดสอบ

4.3.4 ผลการสร้างแบบจำลองหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำในการผลิตลมร้อน

การศึกษาก่อนหน้านี้ได้แสดงให้เห็นว่ารูปแบบครีบ (Fin) มีความเหมาะสมที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับรูปแบบอื่น โดยสามารถสร้างสมดุลระหว่างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและ

ความสูญเสียด้านความดันได้ดีที่สุด ทำให้การเลือกใช้ครีบเป็นรูปแบบตั้งต้นสำหรับการวิเคราะห์เชิงลึกเพื่อหารูปแบบที่เหมาะสมที่สุดมีความสมเหตุสมผลในเชิงวิศวกรรม

อย่างไรก็ตาม การใช้ครีบไม่ได้มีเพียงมิติของการมีหรือไม่มีครีบเท่านั้น หากแต่จำนวนครีบก็เป็นปัจจัยที่มีผลโดยตรงต่อกลไกการถ่ายเทความร้อน และความต้านทานการไหลในท่อ โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนครีบย่อมส่งผลต่อพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ความหนาแน่นของการปั่นป่วนการไหล รวมถึงความสม่ำเสมอของการกระจายอุณหภูมิในระบบ ซึ่งอาจทำให้เกิดผลลัพธ์ที่แตกต่างทั้งด้านอัตราการถ่ายเทพลังงาน เวลาในทำความร้อนอากาศถึงอุณหภูมิเป้าหมาย และต้นทุนเชิงไฮดรอลิก การศึกษาจึงได้ออกแบบกรณีเพิ่มเติมสองกรณี คือ แบบลดจำนวนครีบเหลือ 3 ครีบ และแบบเพิ่มจำนวนครีบเป็น 8 ครีบ เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับแบบมาตรฐาน 5 ครีบที่เคยยืนยันแล้วว่ามีความสมดุลระหว่างตัวแปรหลักทั้ง 6

ดังนั้น การสร้างแบบจำลองในส่วนนี้จึงมุ่งเน้นไปที่การวิเคราะห์อิทธิพลของจำนวนครีบต่อประสิทธิภาพโดยรวมของอุปกรณ์ทำความร้อน ผ่านการประเมินค่าตัวแปรเชิงความร้อน รวมถึงพฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงตามเวลา เพื่อระบุรูปแบบที่เหมาะสมที่สุดทั้งในเชิงวิศวกรรมและการประยุกต์ใช้จริง โดยผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นหลักฐานสนับสนุนเชิงวิชาการสำหรับการเลือกใช้จำนวนครีบที่ให้ความคุ้มค่าสูงสุดระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับการควบคุมต้นทุนพลังงานในระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า

4.3.4.1 การเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองระหว่าง SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent

การศึกษาในส่วนนี้ได้เลือกใช้ซอฟต์แวร์สองประเภทที่เป็นมาตรฐานสากลในด้าน Computational Fluid Dynamics (CFD) ได้แก่ SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent ซึ่งการใช้ทั้งสองโปรแกรมนั้นเพื่อเป็นแนวทางที่จะช่วยในการตรวจสอบความถูกต้องของผลลัพธ์ และเพิ่มความมั่นใจว่าผลการวิเคราะห์ที่ได้ไม่ขึ้นอยู่กับข้อจำกัดของซอฟต์แวร์ใดซอฟต์แวร์หนึ่ง แต่สะท้อนถึงพฤติกรรมที่แท้จริงของการถ่ายเทความร้อนและพลศาสตร์ของไหลในระบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 4.13 เปรียบเทียบระยะเวลาที่ใช้ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent

Outlet fluid Temperature (°C)	Software		Percentage difference (%)
	SOLIDWORKS Flow Simulation	ANSYS Fluent	
50.00	34.72	34.53	0.56
60.00	54.84	54.09	1.37
70.00	76.40	75.29	1.47
80.00	102.20	100.30	1.88
90.00	138.32	133.14	3.82

ผลการเปรียบเทียบระยะเวลาที่ใช้ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบครีบ 5 สะท้อนให้เห็นถึงความสอดคล้องของผลการคำนวณเชิงตัวเลขที่อยู่ในระดับที่น่าพึงพอใจ โดยค่าความแตกต่าง (Percentage difference) ของอุณหภูมิที่ทางออกระหว่างสองซอฟต์แวร์อยู่ในช่วงเพียง 0.56–3.82% เท่านั้น เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายอยู่ในช่วงต่ำ เช่น ที่ 50 °C พบว่าค่าความแตกต่างระหว่างซอฟต์แวร์มีเพียง 0.56% ขณะที่เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มขึ้นถึง 90 °C ค่าความแตกต่างเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเป็น 3.82% แนวโน้มนี้บ่งชี้ว่าทั้ง SOLIDWORKS และ ANSYS ให้ผลลัพธ์ที่มีความน่าเชื่อถือสูง โดยมีความคลาดเคลื่อนเพิ่มขึ้นเล็กน้อยในกรณีที่ระบบต้องการอุณหภูมิสูงและเวลาการคำนวณยาวนานขึ้น ซึ่งอาจเกิดจากความแตกต่างในสมการการปิด (Closure models) ของแบบจำลองการไหลเชิงปั่นป่วน (Turbulence models) และวิธีการแก้สมการเชิงตัวเลข (Numerical schemes) ที่ใช้ในแต่ละซอฟต์แวร์

หากพิจารณาในแง่ของนัยสำคัญเชิงวิศวกรรม จะเห็นได้ว่าแม้ที่อุณหภูมิสูงสุด 90 °C ค่าความแตกต่างมากที่สุด คือ 3.82% แต่ยังถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้สำหรับการออกแบบและใช้งานจริงในระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า เนื่องจากในการออกแบบเชิงวิศวกรรม ระบบถ่ายเทความร้อนมักอนุโลมความคลาดเคลื่อนในระดับ 5–10% โดยเฉพาะในกรณีที่เป็นการจำลอง CFD ซึ่งต้องอาศัยการประมาณค่าหลายส่วน ทั้งในด้านแบบจำลองความปั่นป่วนและวิธีการทำให้ผลลัพธ์ลู่เข้าสู่สมดุล (Versteeg & Malalasekera, 2007)

ในเชิงการปฏิบัติ ความแตกต่างเพียง 3.82% จะไม่ส่งผลกระทบต่อการเลือกรูปแบบของภาระเหนี่ยวนำหรือการกำหนดสมรรถนะของระบบผลิตลมร้อน เนื่องจากค่าที่ได้จากทั้งสองซอฟต์แวร์ยังแสดงแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และสามารถยืนยันผลซึ่งกันและกันได้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 4.14 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิผิวระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent

Outlet fluid Temperature (°C)	Software		Percentage difference (%)
	SOLIDWORKS Flow Simulation	ANSYS Fluent	
50.00	227.84	223.73	1.82
60.00	317.37	314.48	0.91
70.00	396.56	395.43	0.29
80.00	472.51	469.76	0.58
90.00	551.72	555.52	0.69

ผลการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent พบว่า ค่าที่ได้จากทั้งสองซอฟต์แวร์มีความสอดคล้องกันในระดับสูง โดยมีความแตกต่างไม่เกิน 2% ในทุกช่วงอุณหภูมิ ซึ่งถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้สำหรับการศึกษาทางวิศวกรรมการถ่ายเทความร้อน

ผลการเปรียบเทียบระบุว่า ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ค่าอุณหภูมิผิวที่ได้จาก SOLIDWORKS เท่ากับ 227.84 °C ขณะที่ ANSYS ให้ค่า 223.73 °C ทำให้เกิดความแตกต่างสูงสุดที่ 1.82% แต่เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ความแตกต่างกลับลดลงเหลือเพียง 0.91% และที่ 70 °C ลดลงไปอีกจนเหลือ 0.29% ซึ่งถือว่าน้อยมาก สะท้อนว่าทั้งสองซอฟต์แวร์สามารถทำนายแนวโน้มได้อย่างใกล้เคียงกันในช่วงอุณหภูมิปานกลาง ขณะที่ที่อุณหภูมิสูงขึ้นเป็น 80 °C และ 90 °C ความแตกต่างยังคงอยู่ในเกณฑ์ต่ำคือ 0.58% และ 0.69% ตามลำดับ สิ่งนี้ชี้ให้เห็นถึงความเสถียรของแบบจำลองเชิงตัวเลขในช่วงการทำงานจริงของระบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 4.15 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิปลายครีบระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent

Outlet fluid Temperature (°C)	Software		Percentage difference (%)
	SOLIDWORKS Flow Simulation	ANSYS Fluent	
50.00	226.28	221.10	2.32
60.00	314.91	310.03	1.56
70.00	393.34	387.42	1.52
80.00	468.34	459.40	1.93
90.00	546.45	533.96	2.31

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิที่ปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำ ระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent แสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องของผลลัพธ์ที่ได้จากทั้งสองซอฟต์แวร์ โดยมีความแตกต่างอยู่ในช่วง 1.52–2.32% ซึ่งถือว่าอยู่ในเกณฑ์ต่ำและสามารถยอมรับได้ในงานวิศวกรรมการถ่ายเทความร้อน

ผลการเปรียบเทียบระบุว่า ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C มีความแตกต่างสูงสุดที่ 2.32% โดยค่าอุณหภูมิจาก SOLIDWORKS อยู่ที่ 226.28°C ขณะที่ ANSYS ได้ค่า 221.10°C ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70°C ความแตกต่างลดลงเหลือเพียง 1.52% แสดงให้เห็นถึงความเสถียรและความใกล้เคียงของผลการคำนวณมากขึ้นเมื่อตัวแปรทางอุณหภูมิสูงขึ้น ในขณะที่ที่อุณหภูมิสูงสุด 90°C ค่าความแตกต่างเพิ่มขึ้นอีกครั้งเป็น 2.31% ซึ่งยังคงอยู่ในเกณฑ์ที่สามารถยอมรับได้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 4.16 เปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent

Outlet fluid Temperature (°C)	Software		Percentage difference (%)
	SOLIDWORKS Flow Simulation	ANSYS Fluent	
50.00	2.06	2.09	1.83
60.00	2.31	2.33	0.81
70.00	2.51	2.55	1.66
80.00	2.74	2.79	1.80
90.00	2.95	2.99	1.29

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลการเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมภาระเหนี่ยวนำ ระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent Fluent แสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องของผลลัพธ์ที่ได้จากทั้งสองซอฟต์แวร์ โดยมีความแตกต่างอยู่ในช่วง 0.81–1.83% ซึ่งถือว่าอยู่ในเกณฑ์ต่ำมาก และสามารถยอมรับได้ในงานวิศวกรรมการถ่ายเทความร้อน

ในงานวิจัยของ Rahimi, Shabanian, and Mirzaee (2009) รายงานผลที่สอดคล้องกันว่าการใช้ซอฟต์แวร์เชิง CFD ที่แตกต่างกันสามารถให้ผลลัพธ์ของค่าความดันตกคร่อมที่มีความแตกต่างเพียงเล็กน้อย หากมีการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตและโมเดลการไหลที่ใกล้เคียงกัน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตาราง 4.17 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation กับ ANSYS Fluent

Outlet fluid Temperature (°C)	Software		Percentage difference (%)
	SOLIDWORKS Flow Simulation	ANSYS Fluent	
50.00	17.14	17.71	3.29
60.00	17.33	17.91	3.29
70.00	17.69	18.01	1.75
80.00	17.92	18.27	1.95
90.00	18.16	18.48	1.75

ผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent Fluent แสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องของผลลัพธ์ที่ได้จากทั้งสองซอฟต์แวร์ โดยมีความแตกต่างอยู่ในช่วง 1.75–3.29% ซึ่งถือว่าอยู่ในเกณฑ์ต่ำ และสามารถยอมรับได้ในงานวิศวกรรมการถ่ายเทความร้อน โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 และ 60 °C พบว่า ค่าความแตกต่างสูงที่สุด คือ 3.29% ขณะที่อุณหภูมิเป้าหมายในช่วง 70–90 °C ทั้งสองซอฟต์แวร์มีแนวโน้มให้ค่าผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกันมากยิ่งขึ้น ค่าความแตกต่างลดลงมาอยู่ระหว่าง 1.75–1.95%

ผลดังกล่าวสะท้อนถึงความสอดคล้องของกลไกการคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical scheme) และแบบจำลองทางกายภาพ (Physical models) ของทั้งสองซอฟต์แวร์ ซึ่งต่างอ้างอิงพื้นฐานสมการการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงานเหมือนกัน แต่มีความแตกต่างกันที่รายละเอียดของวิธีการประมาณเชิงตัวเลข (Discretization) และการคอนเวอร์เจนซ์ของผลลัพธ์ (Convergence criteria) (Ferziger, Perić, & Street, 2020) อย่างไรก็ตาม ค่าที่แตกต่างกันเพียง 1–3% ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ยอมรับได้ตามมาตรฐานการตรวจสอบความน่าเชื่อถือของการจำลอง CFD

จากการวิเคราะห์และเปรียบเทียบค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent ของอุณหภูมิที่ทางออกของอากาศ (Outlet temperature), อุณหภูมิที่ผิว (Wall temperature), อุณหภูมิที่ปลายครีบ (Tip temperature), ค่าความดันตกคร่อม (Pressure drop) และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพา (Convective heat transfer coefficient) ผลที่ได้แสดงถึงความแตกต่างเชิงร้อยละที่อยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำมาก โดยไม่เกิน 3.82% และส่วนใหญ่ต่ำกว่า 2% ซึ่งสอดคล้องกับมาตรฐานการยอมรับในงานวิจัยด้านการจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ที่ยืนยันว่าความแตกต่างในระดับ 5% หรือต่ำกว่านั้นถือว่าอยู่ในช่วงที่เชื่อถือได้

ความสอดคล้องนี้มีความสำคัญในเชิงวิศวกรรม เนื่องจากสะท้อนให้เห็นว่าทั้งสองซอฟต์แวร์แม้จะใช้วิธีเชิงตัวเลขและเทคนิคการสร้างตาข่ายแตกต่างกัน แต่สามารถให้ผลลัพธ์ที่สอดคล้องกันในเชิงแนวโน้ม ทั้งในส่วนของ ค่าความดันตกคร่อม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน งานของ Ferziger, Perić, and Street (2020) ได้อธิบายว่า ความแตกต่างเล็กน้อยระหว่างซอฟต์แวร์เกิดจากวิธีการประมาณเชิงตัวเลข (Numerical schemes) และการเลือกแบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence models) แต่เมื่อผลการจำลองแสดงแนวโน้มที่สอดคล้องกันก็สามารถนำมาใช้สนับสนุนความน่าเชื่อถือของการออกแบบเชิงวิศวกรรมได้อย่างมั่นใจ ขณะที่ Saha, Dutta, and Dhal (2001) พบว่า แม้ค่าที่ได้จากการจำลองอาจแตกต่างกันในระดับตัวเลข แต่หากผล

การจำลองยังสะท้อนแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรในทิศทางเดียวกัน ก็ถือว่ามีความเหมาะสมต่อการนำไปใช้ประเมินระบบจริง

ค่าความแตกต่างเชิงร้อยละที่ต่ำมากของผลลัพธ์ไม่เพียงแสดงถึงความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของการสร้างแบบจำลอง แต่ยังยืนยันถึงความสามารถของทั้ง SOLIDWORKS Flow Simulation และ ANSYS Fluent ที่จะใช้แทนกันได้ในการวิเคราะห์เชิงวิศวกรรมของระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ดังนั้นจึงเลือกใช้ SOLIDWORKS Flow Simulation เพียงซอฟต์แวร์เดียว สำหรับการศึกษาต่อในขั้นตอนการหารูปแบบของภาระเหนี่ยวนำที่เหมาะสมสุด เนื่องจากสามารถลดความซ้ำซ้อนในการทำงาน ประหยัดเวลาและทรัพยากร โดยที่ไม่กระทบต่อความน่าเชื่อถือของผลลัพธ์

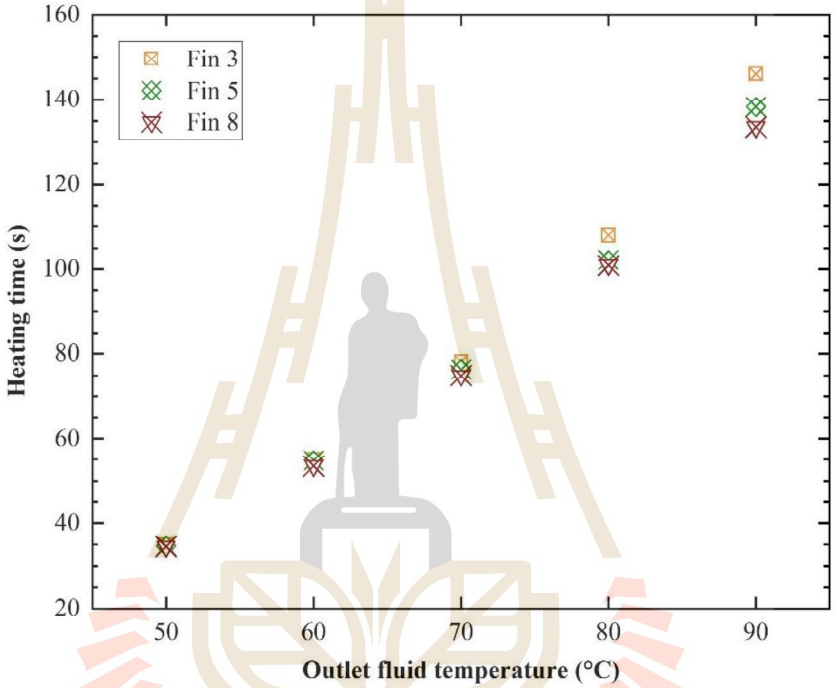
นอกจากนี้ SOLIDWORKS Flow Simulation ยังได้รับการยืนยันจากงานวิจัยก่อนหน้าในด้านความถูกต้องและความสะดวกในการใช้งานสำหรับการวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนในงานเชิงวิศวกรรมจริง ดังนั้นการเลือกใช้ SOLIDWORKS Flow Simulation เพียงโปรแกรมเดียวสำหรับขั้นตอนการหาความเหมาะสมของจำนวนครีบ (3, 5 และ 8 ครีบ) ถือว่ามีความสมเหตุสมผลสูง ตั้งอยู่บนพื้นฐานของข้อมูลเชิงประจักษ์ ทฤษฎีทางวิชาการ และผลการวิจัยที่สนับสนุนว่าความแตกต่างระหว่างซอฟต์แวร์ CFD ที่มีอยู่ในระดับต่ำไม่ส่งผลต่อความถูกต้องของแนวโน้มการวิเคราะห์ ซึ่งทำให้ผลการศึกษาที่ได้มีความน่าเชื่อถือเพียงพอในการนำไปใช้เชิงปฏิบัติจริง

4.3.4.2 อิทธิพลของการเพิ่มและลดจำนวนครีบต่อกลไกการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อน

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ทำความร้อนหรือภาระเหนี่ยวนำ นับเป็นประเด็นสำคัญในเชิงวิศวกรรม เนื่องจากมีความเกี่ยวข้องโดยตรงกับประสิทธิภาพการผลิตลมร้อน ความคุ้มค่าด้านพลังงาน และความสามารถในการนำไปใช้งานจริง สืบเนื่องจากผลการศึกษาที่ผ่านมาได้ยืนยันว่าภาระเหนี่ยวนำรูปแบบครีบมีศักยภาพสูงสุดเมื่อเทียบกับรูปแบบอื่น ทั้งในด้านการถ่ายเทความร้อน และความสมดุลระหว่างสมรรถนะกับต้นทุนด้านพลังงาน อย่างไรก็ตาม การเลือกเพียงรูปแบบครีบยังไม่เพียงพอต่อการกำหนดรูปแบบที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการนำไปใช้จริง เนื่องจากจำนวนครีบที่แตกต่างกันย่อมส่งผลต่อพื้นที่ผิวสัมผัส กลไกการไหล และการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในอุปกรณ์อย่างมีนัยสำคัญ ดังนั้น การทำความเข้าใจผลกระทบจากจำนวนครีบที่เปลี่ยนไปจึงมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการระบุจุดสมดุลที่เหมาะสมที่สุดระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน และการจัดการความสูญเสียด้านพลังงาน

ในการศึกษาครั้งนี้ ได้กำหนดให้ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ เป็นกรณีอ้างอิง จากนั้นได้ออกแบบการเปลี่ยนแปลงจำนวนครีบเป็น 3 และ 8 เพื่อเปรียบเทียบผ่านการสร้าง

แบบจำลองเชิงตัวเลขด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation โดยคาดหวังว่าการวิเคราะห์ดังกล่าวจะทำให้สามารถได้ข้อสรุปในแง่ของจำนวนครีบที่เหมาะสมสำหรับการใช้งานเชิงวิศวกรรม และเป็นการสร้างองค์ความรู้ใหม่ที่เชื่อมโยงระหว่างทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนกับการออกแบบอุปกรณ์ในระดับปฏิบัติจริง เพื่อสนับสนุนการเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีทั้งความคุ้มค่าทางพลังงาน และประสิทธิภาพสูงสุดในระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ



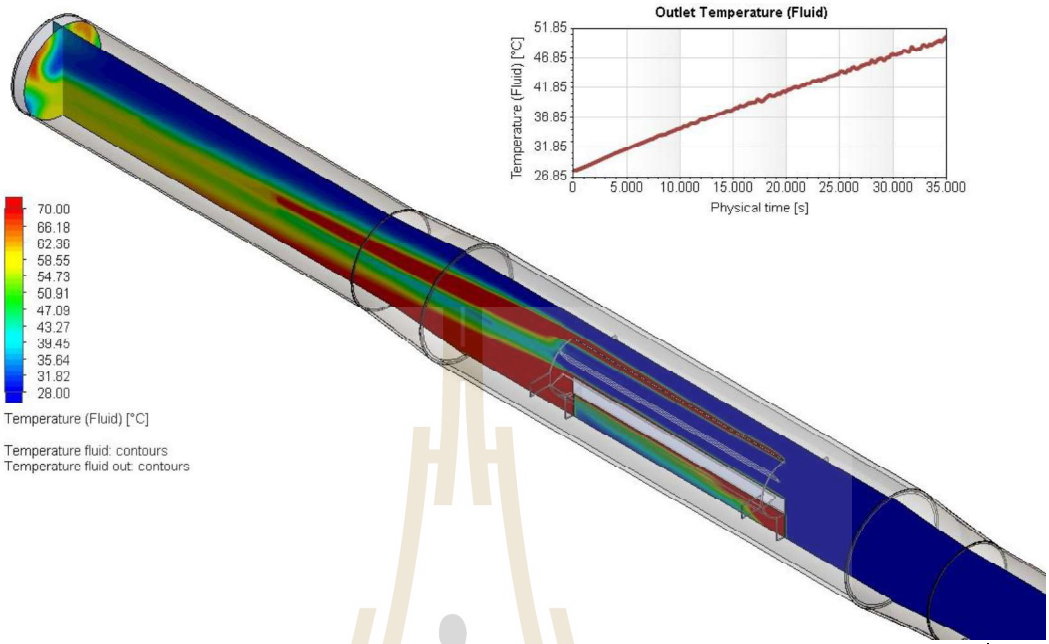
รูปที่ 4.62 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

จากกราฟ 4.62 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายจากการจำลองเชิงเวลาด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation สำหรับภาระเหนี่ยวนำรูปแบบครีบที่มีจำนวนครีบแตกต่างกัน ได้แก่ 3, 5 และ 8 ครีบ (ดังตัวอย่างในรูปที่ 4.63-4.68) แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มที่ชัดเจนว่าจำนวนครีบมีผลโดยตรงต่อเวลาที่ต้องใช้ในการทำให้อากาศถึงอุณหภูมิเป้าหมาย จากจุดแนวโน้มบนกราฟยืนยันให้เห็นว่า เมื่อจำนวนครีบมากขึ้นเวลาที่ใช้มีแนวโน้มลดลง ขณะที่การลดจำนวนครีบกลับเพิ่มระยะเวลาการให้ความร้อน ตัวอย่างเชิงปริมาณชี้ชัดว่า ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C แบบ 3 ครีบใช้เวลา 35.09 วินาที ในขณะที่แบบ 5 ครีบใช้เวลา 34.72 วินาที และแบบ 8 ครีบเพียง 34.54 วินาที แม้ความแตกต่างจะยังไม่มากนักในระดับอุณหภูมิต่ำ แต่เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น ความแตกต่างกลับเด่นชัดมากขึ้น เช่น ที่ 70 °C แบบ 3 ครีบใช้เวลา 78.12 วินาที ในขณะที่

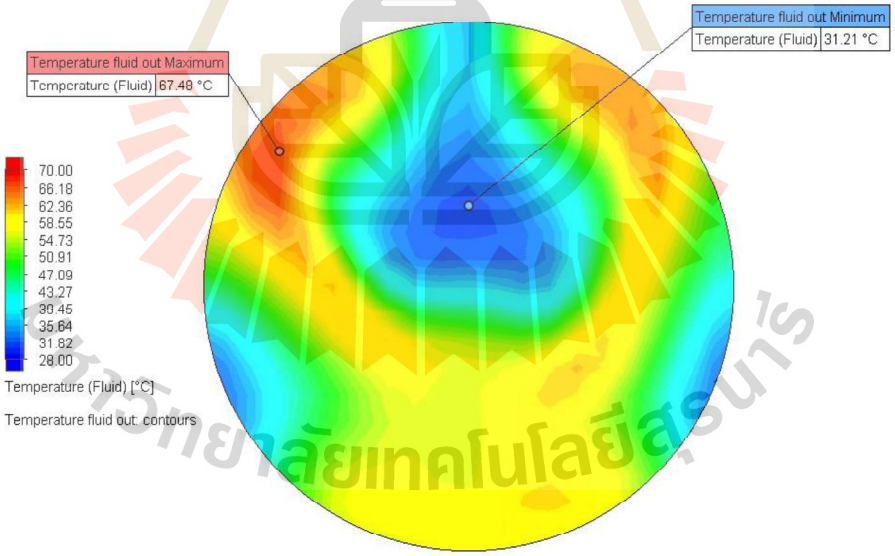
แบบ 5 และ 8 ครีบใช้เวลา 76.40 วินาที และ 74.90 วินาที ตามลำดับ ซึ่งสะท้อนว่าการเพิ่มครีบช่วยลดเวลาได้อย่างมีนัยสำคัญ ในทางกลับกัน การลดจำนวนครีบกลับทำให้เวลาเพิ่มขึ้น แนวโน้มนี้ยิ่งเด่นชัดเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้นไปถึง 80 °C และ 90 °C โดยที่ 80 °C แบบ 3 ครีบใช้เวลา 108.03 วินาที ในขณะที่แบบ 5 ครีบลดลงเหลือ 102.20 วินาที และแบบ 8 ครีบลดลงอีกจนเหลือ 100.93 วินาที ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับที่ 90 °C ซึ่งพบว่าระบบแบบ 3 ครีบใช้เวลานานที่สุดที่ 146.00 วินาที แบบ 5 ครีบใช้เวลา 138.32 วินาที และแบบ 8 ครีบสั้นที่สุดเพียง 133.60 วินาที หรือกล่าวอีกนัยหนึ่ง การลดจำนวนครีบจาก 5 เหลือ 3 เพิ่มเวลาการผลิตลมร้อนถึงประมาณ 7.7 วินาที หรือเกือบ 8.5% ขณะที่การเพิ่มครีบจาก 5 เป็น 8 ลดเวลาได้กว่า 4.7 วินาที หรือประมาณ 3.4% การวิเคราะห์เชิงตัวเลขเหล่านี้ชี้ว่าการเพิ่มจำนวนครีบช่วยปรับปรุงประสิทธิภาพการผลิตลมร้อนได้จริง โดยเฉพาะในกรณีที่ต้องการอุณหภูมิสูงซึ่งกลไกการนำและพาความร้อนของครีบมีบทบาทสำคัญมากขึ้น

ในเชิงวิศวกรรม ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถอธิบายได้จากทฤษฎีพื้นฐานด้านการถ่ายเทความร้อน โดยอัตราการตอบสนองของระบบถูกกำหนดโดยผลคูณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยน (Holman, 2010; Incropera et al., 2011) เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้น พื้นที่ผิวที่สัมผัสกับการไหลของอากาศก็เพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทพลังงานจากผิวไปสู่อากาศได้รวดเร็วขึ้น นอกจากนี้ การเพิ่มครีบยังทำให้กระแสการไหลเกิดความปั่นป่วนมากขึ้น ช่วยเพิ่มค่าการพาความร้อนและทำให้เวลาที่ระบบต้องใช้ในการบรรลุสมดุลความร้อนลดลง ในทางตรงข้าม การลดจำนวนครีบทำให้พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนลดลงและค่าการพาความร้อนโดยรวมลดลงตาม ส่งผลให้ต้องใช้เวลามากขึ้นในการทำให้อุณหภูมิของอากาศถึงระดับเป้าหมาย ความแตกต่างนี้ปรากฏชัดเจนที่สุดในช่วงอุณหภูมิสูง ซึ่งการนำและการพาความร้อนภายในครีบมีบทบาทสำคัญมากขึ้น

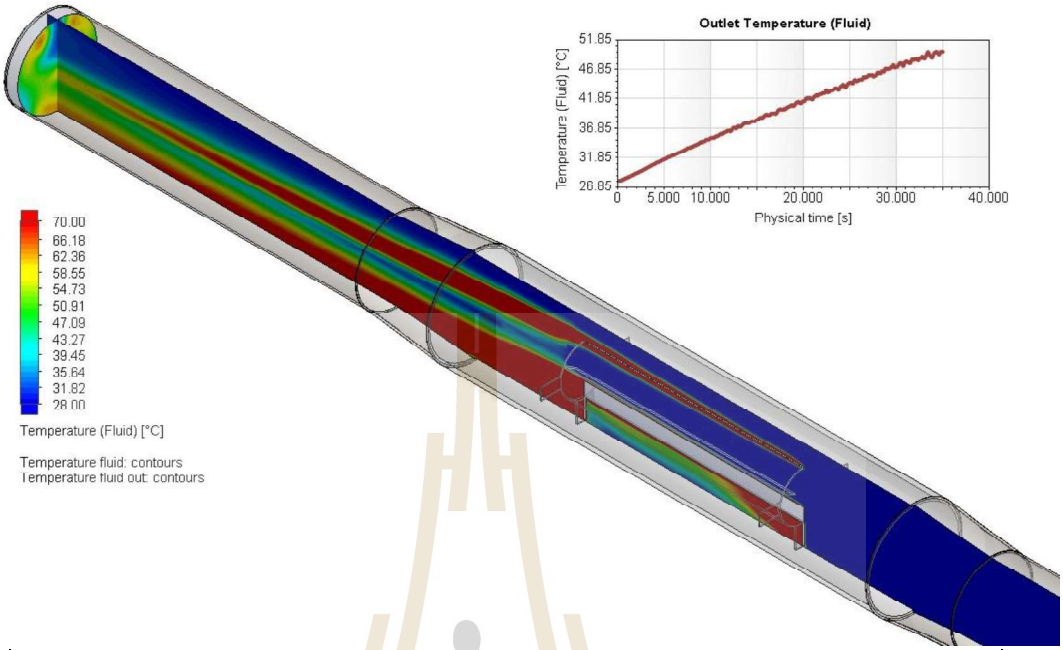
ผลการศึกษานี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยก่อนหน้า ตัวอย่างเช่น Panchal ana Wadsworth (2018) ชี้ว่าการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากครีบช่วยให้ระบบตอบสนองได้เร็วขึ้น ขณะที่ Sun and Liaw (2000) รายงานว่าครีบช่วยเร่งการแพร่กระจายความร้อนและทำให้การถ่ายเทความร้อนในระบบการพาความร้อนบังคับมีความสม่ำเสมอมากขึ้น Shaeri and Yaghoubi (2009) ยืนยันว่า การเพิ่มความหนาแน่นของครีบช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้จริงโดยไม่ก่อให้เกิดแรงเสียดทานมากเกินไป งานของ Webb and Kim (2005) ยังเน้นว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวและการสร้างการปั่นป่วนในท่อเป็นแนวทางหลักในการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนโดยไม่ลดทอนความเสถียรของระบบ นอกจากนี้ ผลลัพธ์ยังสอดคล้องกับสมการเชิงประจักษ์ของ Gnielinski (1976) ที่ชี้ว่าการเพิ่มเลขเรย์โนลด์หรือการรบกวนการไหล สามารถช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ



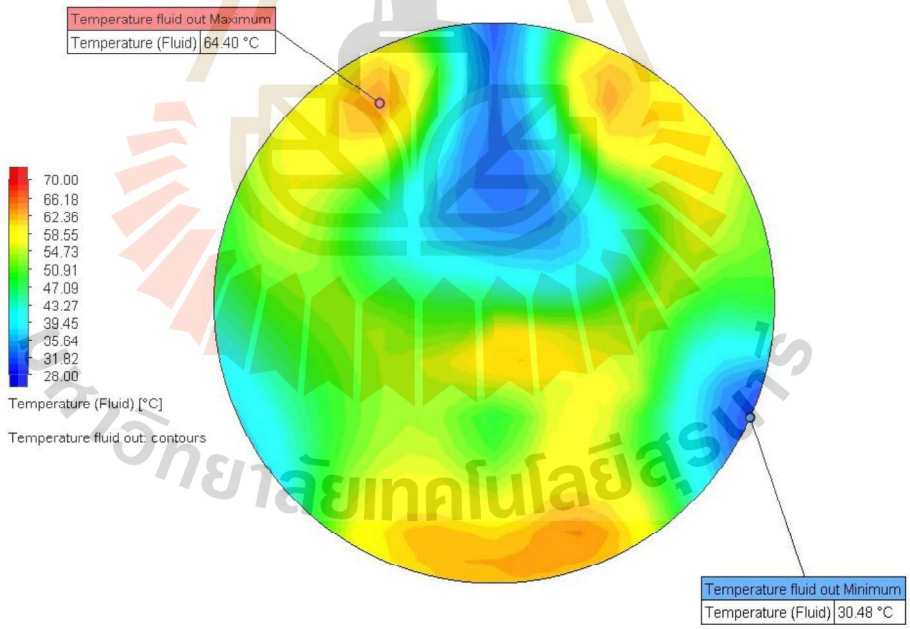
รูปที่ 4.63 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



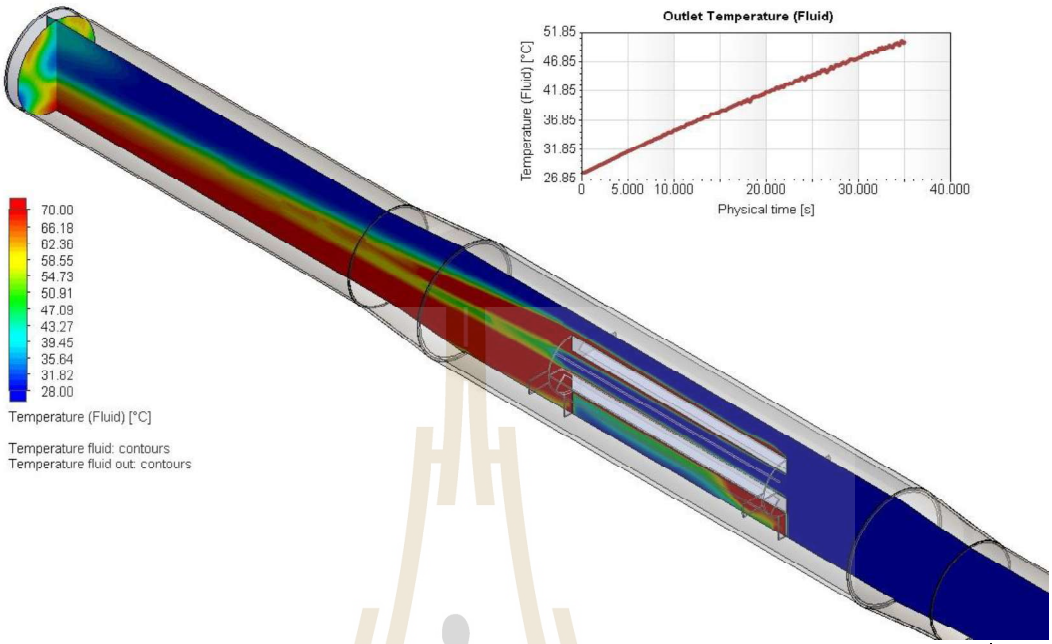
รูปที่ 4.64 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



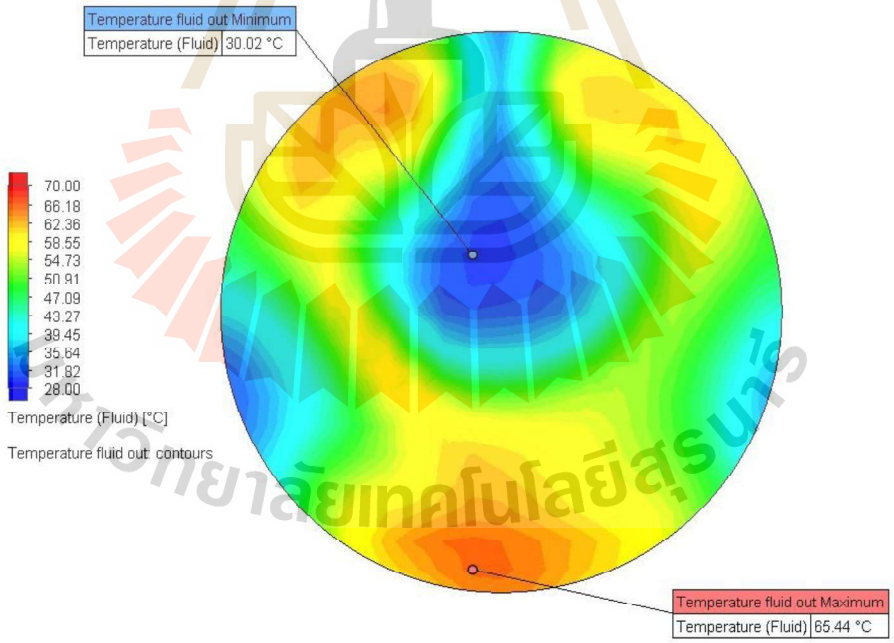
รูปที่ 4.65 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



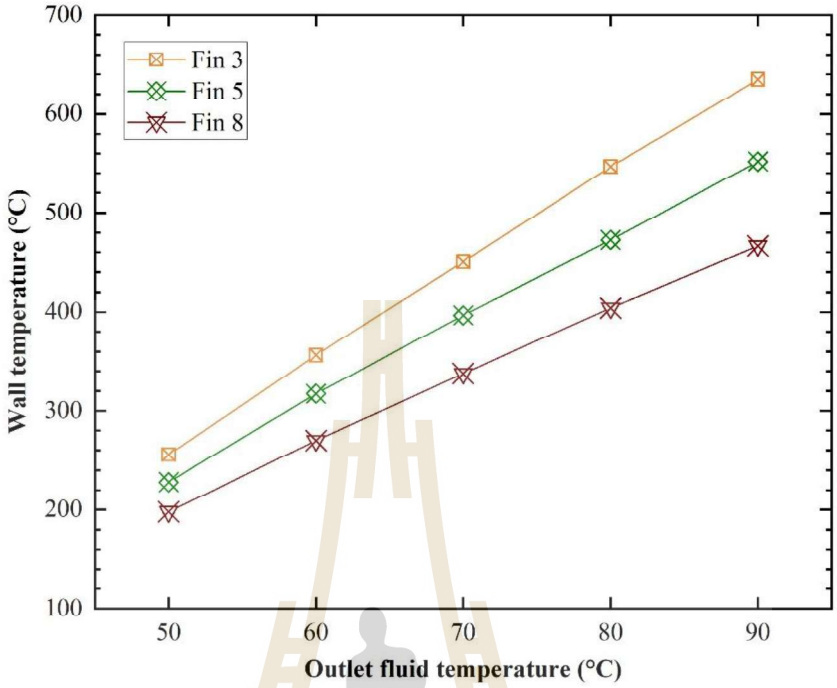
รูปที่ 4.66 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.67 แสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



รูปที่ 4.68 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.69 แสดงค่าอุณหภูมิผนังของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย

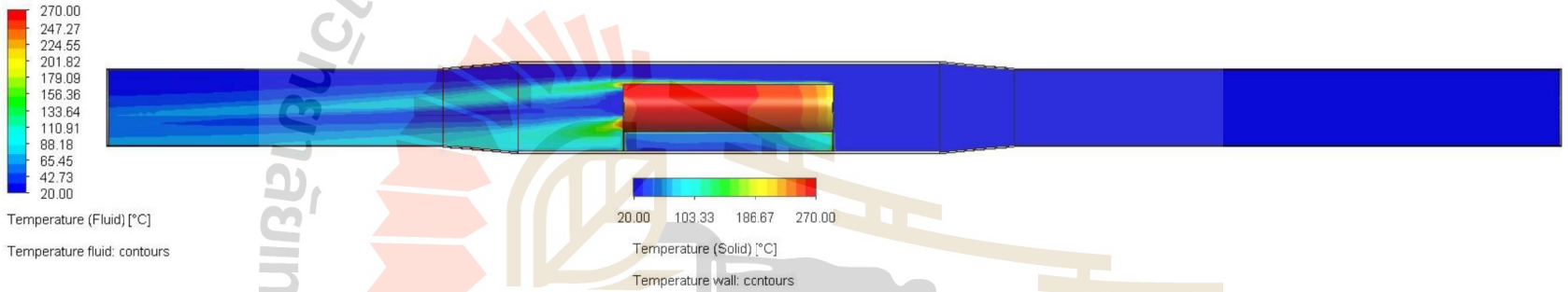
จากกราฟ 4.69 แสดงค่าอุณหภูมิที่ผนังของอุปกรณ์ทำความร้อนหรือภาระเหนี่ยวนำในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ที่ชัดเจนระหว่างจำนวนครีบกับพฤติกรรมการสะสมความร้อนที่ผนังภาระเหนี่ยวนำ จากข้อมูลเชิงปริมาณ พบว่า ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ มีค่าอุณหภูมิผิว 255.64 °C แบบ 5 ครีบอยู่ที่ 227.84 °C และแบบ 8 ครีบต่ำสุดที่ 197.73 °C ครีบ (ดังแสดงในรูปที่ 4.71-4.76) ซึ่งแนวโน้มนี้ยังคงปรากฏต่อเนื่องที่อุณหภูมิสูงขึ้น โดยที่ 70 °C แบบ 3 ครีบมีค่าอุณหภูมิผิว 450.56 °C แบบ 5 ครีบลดลงเหลือ 396.56 °C และแบบ 8 ครีบเหลือเพียง 337.73 °C ความแตกต่างยิ่งชัดเจนมากขึ้นที่ 90 °C โดยแบบ 3 ครีบมีค่าอุณหภูมิผิวสูงถึง 634.99 °C ในขณะที่แบบ 5 ครีบและ 8 ครีบอยู่ที่ 551.72 °C และ 466.57 °C ตามลำดับ แสดงให้เห็นชัดเจนว่าการเพิ่มจำนวนครีบช่วยเร่งการกระจายความร้อนและทำให้ผนังของอุปกรณ์ร้อนถึงสมดุลได้เร็วกว่า ในขณะที่การลดจำนวนครีบกลับทำให้เกิดการหน่วงเวลาในการตอบสนองทางความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ

ในเชิงวิศวกรรมสามารถอธิบายได้ว่าค่าที่สูงของอุณหภูมิผิวในกรณีที่มีจำนวนครีบน้อย เช่น 3 ครีบ เกิดจากพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่ลดลง ทำให้ความร้อนจากกระบวนการเหนี่ยวนำถูกสะสมไว้ที่ผิวโลหะมากกว่าที่จะถูกถ่ายเทไปสู่อากาศ ส่งผลให้ผิวมีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ในทางกลับกัน การเพิ่มจำนวนครีบ เช่น 8 ครีบ ช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่าง

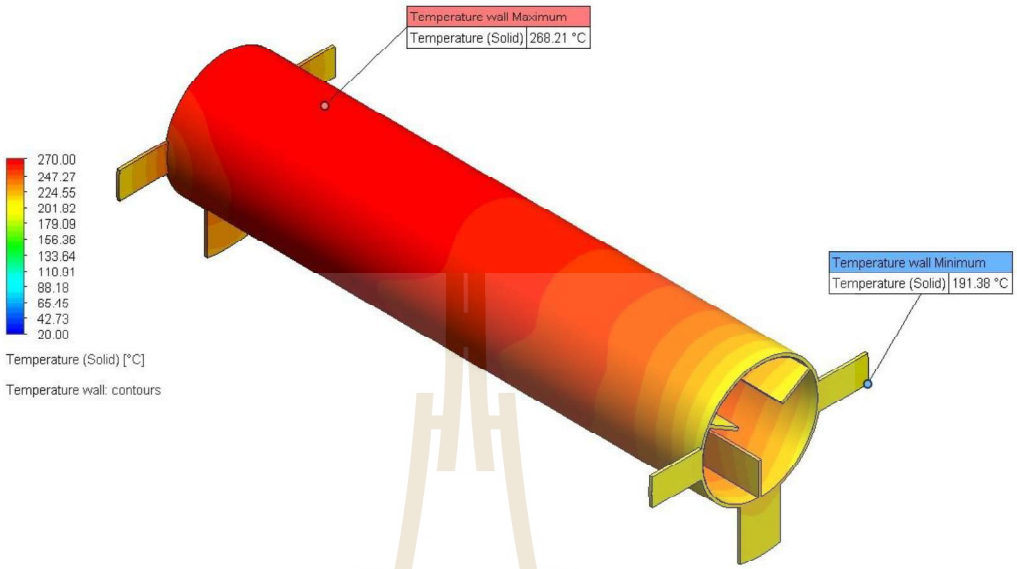
โลหะกับอากาศ ส่งผลให้ความร้อนถูกถ่ายเทออกไปได้รวดเร็วและสม่ำเสมอมากขึ้น ทำให้อุณหภูมิที่ผิวไม่สะสมสูงเกินไปและอยู่ในระดับที่ต่ำกว่า แม้ระบบจะยังคงทำให้อากาศถึงอุณหภูมิเป้าหมายที่ต้องการได้เช่นกัน สอดคล้องกับทฤษฎีพื้นฐานที่ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นกับพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนและค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Webb & Kim, 2005) การเพิ่มจำนวนครีบช่วยลดอุณหภูมิสะสมที่ผิวของอุปกรณ์ ขณะเดียวกันยังช่วยควบคุมความสม่ำเสมอของการถ่ายเทความร้อนตลอดโครงสร้าง โดยงานวิจัยของ Sun and Liaw (2000) ชี้ให้เห็นว่าพื้นผิวครีบมีศักยภาพสูงในการแพร่กระจายความร้อนอย่างสม่ำเสมอ และ Panchal and Wadsworth (2018) ยืนยันว่าการเพิ่มองค์ประกอบที่ช่วยกระจายความร้อนสามารถลดความไม่สมดุลของอุณหภูมิในระบบถ่ายเทความร้อนเชิงเวลาได้จริง

ผลการศึกษานี้ยังสอดคล้องกับงานของ Shaeri and Yaghoubi (2009) ที่ระบุว่าการเพิ่มความหนาแน่นของครีบสามารถยกระดับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยไม่สร้างแรงเสียดทานมากเกินไป ซึ่งเป็นประเด็นสำคัญในเชิงวิศวกรรม เนื่องจากอุณหภูมิที่ผิวโลหะสูงเกินไปอาจทำให้เกิดปัญหาความเค้นความร้อน (Thermal stress) และส่งผลต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ การควบคุมให้ผิวมีอุณหภูมิในระดับที่เหมาะสมจึงถือเป็นข้อได้เปรียบของการเพิ่มจำนวนครีบ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าที่ต้องการความเสถียร ความปลอดภัย และความทนทานของวัสดุในระยะยาว

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

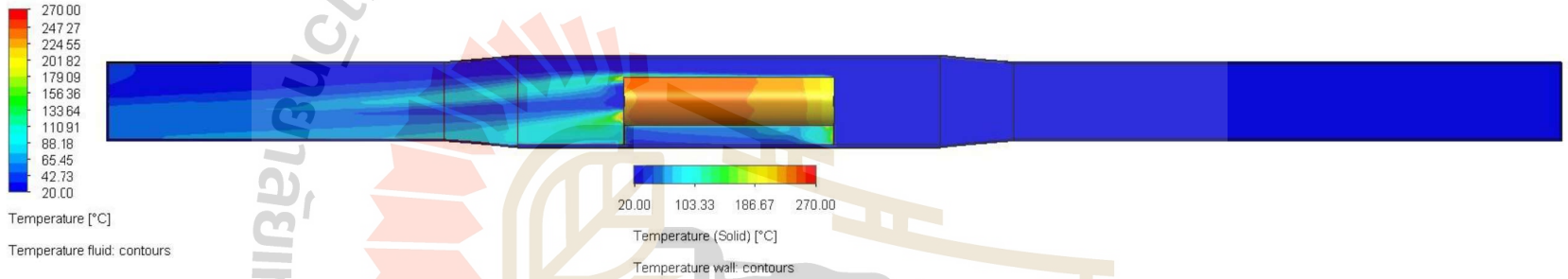


รูปที่ 4.70 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิผิวภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ กับอุณหภูมิอากาศ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

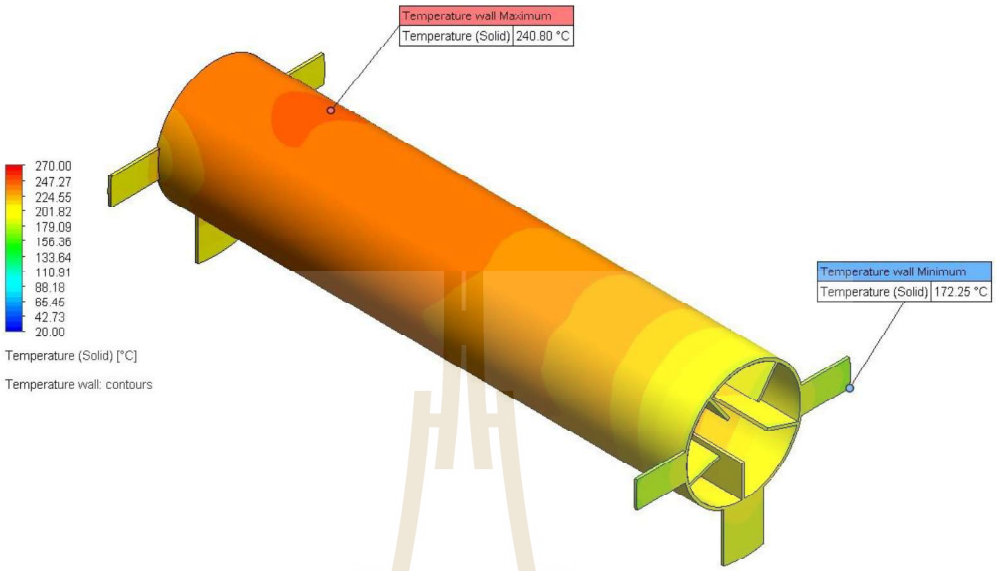


รูปที่ 4.71 แสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

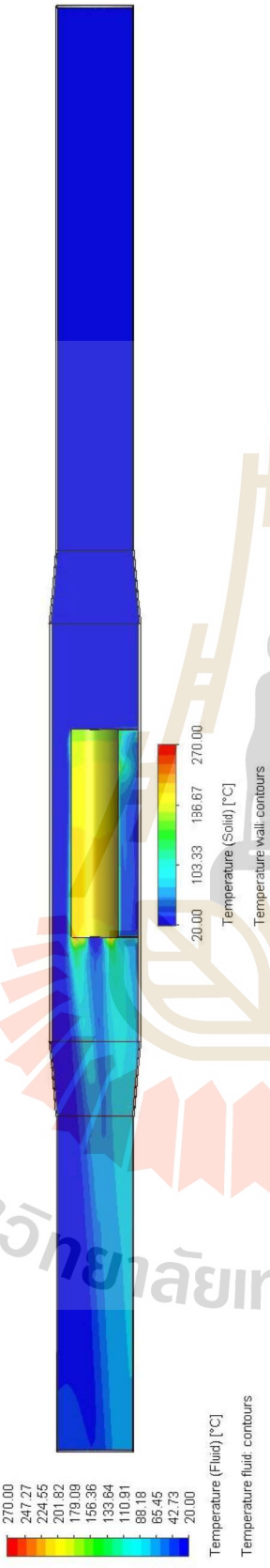


รูปที่ 4.72 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิผิวภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ กับอุณหภูมิอากาศ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



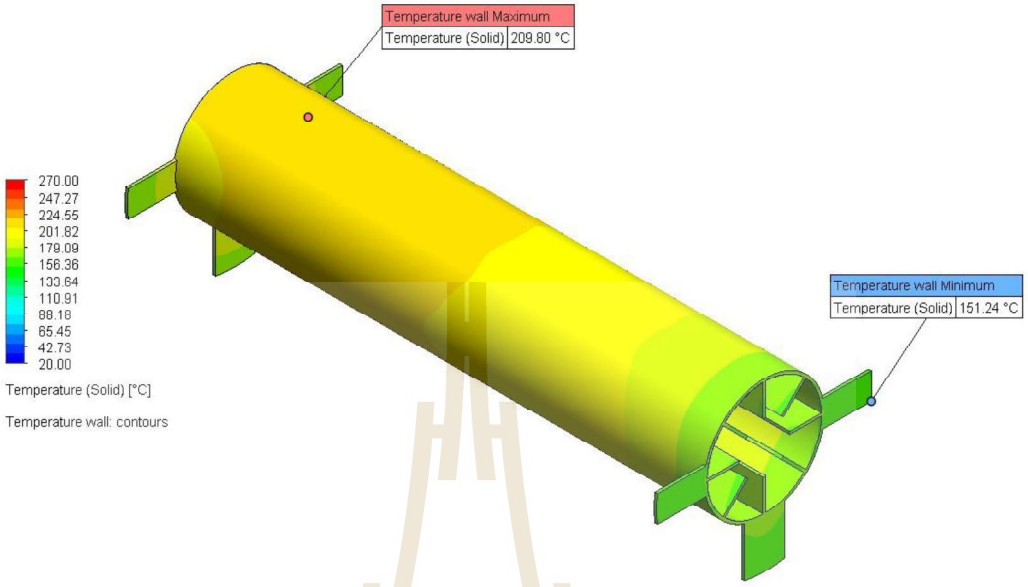
รูปที่ 4.73 แสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

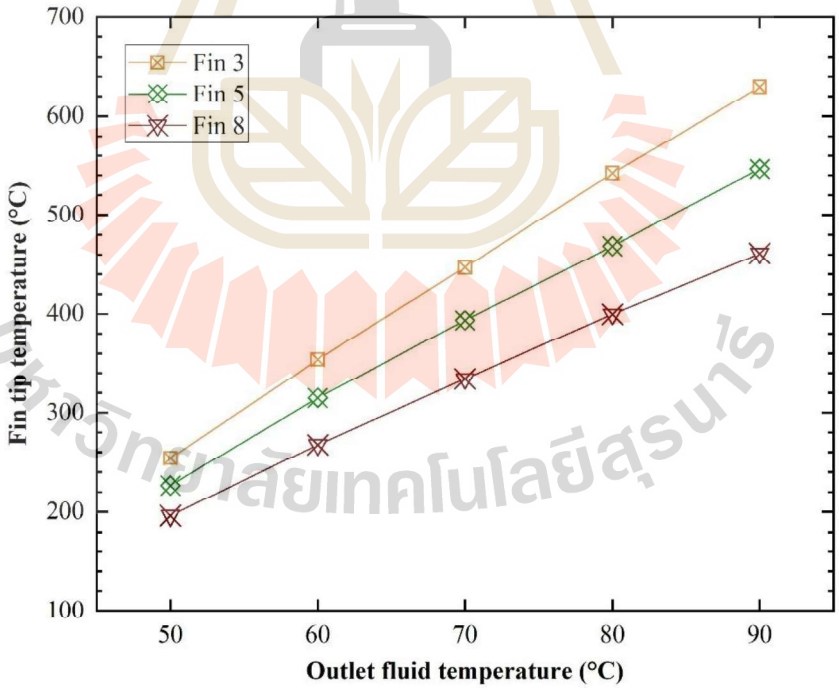


รูปที่ 4.74 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิผิวภายในท่อยางน้ำรูปแบบ 8 ครึ่ง กับอุณหภูมิอากาศ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.75 แสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C

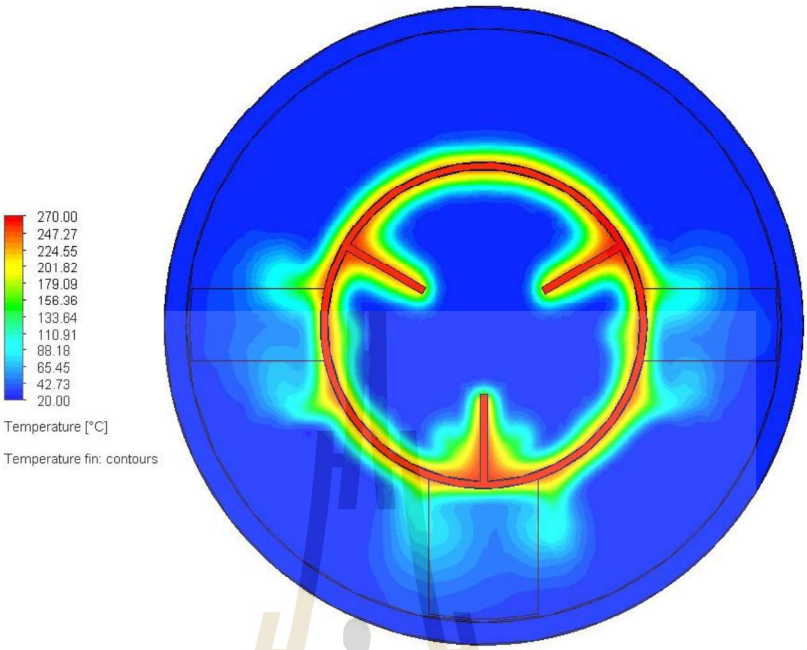


รูปที่ 4.76 แสดงค่าอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย

จากกราฟ 4.76 แสดงค่าอุณหภูมิปลายครีบขอภาระเหนี่ยวนำในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ จากข้อมูลเชิงปริมาณพบว่า ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 ℃ แบบ 3 ครีบมีค่าอุณหภูมิที่ปลายครีบสูงที่สุดคือ 253.92 ℃ เมื่อเทียบกับ 226.28 ℃ ของแบบ 5 ครีบ และ 196.12 ℃ ของแบบ 8 ครีบ (ดังแสดงในรูปที่ 4.77-4.79) ซึ่งสะท้อนว่าการลดจำนวนครีบแม้จะทำให้อุณหภูมิที่ปลายครีบสูงขึ้น แต่จำเป็นต้องแลกมาด้วยเวลาที่นานกว่าในการสร้างสมดุลความร้อน ขณะที่การเพิ่มจำนวนครีบช่วยลดอุณหภูมิที่ปลายครีบลงและสร้างการกระจายความร้อนที่สมดุลกว่าในเชิงพื้นที่ ผลดังกล่าวยังเด่นชัดยิ่งขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น เช่น ที่ 70 ℃ แบบ 3 ครีบมีค่าอุณหภูมิที่ปลายครีบสูงถึง 447.11 ℃ ในขณะที่แบบ 5 ครีบอยู่ที่ 393.34 ℃ และแบบ 8 ครีบต่ำที่สุดเพียง 334.34 ℃ และที่อุณหภูมิเป้าหมายสูงสุด 90 ℃ แบบ 3 ครีบยังคงมีค่าอุณหภูมิปลายครีบสูงถึง 629.54 ℃ ในขณะที่แบบ 5 ครีบและแบบ 8 ครีบอยู่ที่ 546.45 ℃ และ 461.20 ℃ ตามลำดับ ปรากฏการณ์นี้ชี้ว่าความไม่สมดุลของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวย่อมส่งผลโดยตรงต่อการนำและการกระจายความร้อนสู่ปลายครีบ

การตีความปรากฏการณ์นี้สามารถอธิบายได้จากทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนของครีบที่ว่า การเพิ่มจำนวนครีบช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยน ทำให้การพาความร้อนออกจากผิวเกิดขึ้นได้มากขึ้น ขณะเดียวกันยังช่วยลดระยะการนำความร้อนจากฐานไปสู่ปลายครีบ ทำให้อุณหภูมิที่ปลายครีบไม่สูงเกินไป ในทางกลับกัน เมื่อจำนวนครีบลดลง การนำความร้อนต้องครอบคลุมพื้นที่มากขึ้นต่อครีบหนึ่งเส้น ทำให้ความร้อนสะสมที่ปลายสูงกว่า (Kraus, Aziz, & Welty, 2001) ผลลัพธ์นี้ยังสอดคล้องกับการศึกษาของ Hasanpour, Farhadi, Sedighi, and Ganji (2014) ที่รายงานว่าการออกแบบครีบหรือแผ่นกั้น (Baffles) ที่มีความหนาแน่นต่ำสามารถก่อให้เกิดการกระจายความร้อนไม่สม่ำเสมอและทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิภายในวัสดุ ขณะที่โครงสร้างที่มีพื้นที่ผิวมากกว่าช่วยลดความต่างดังกล่าวลงได้อย่างมีนัยสำคัญ

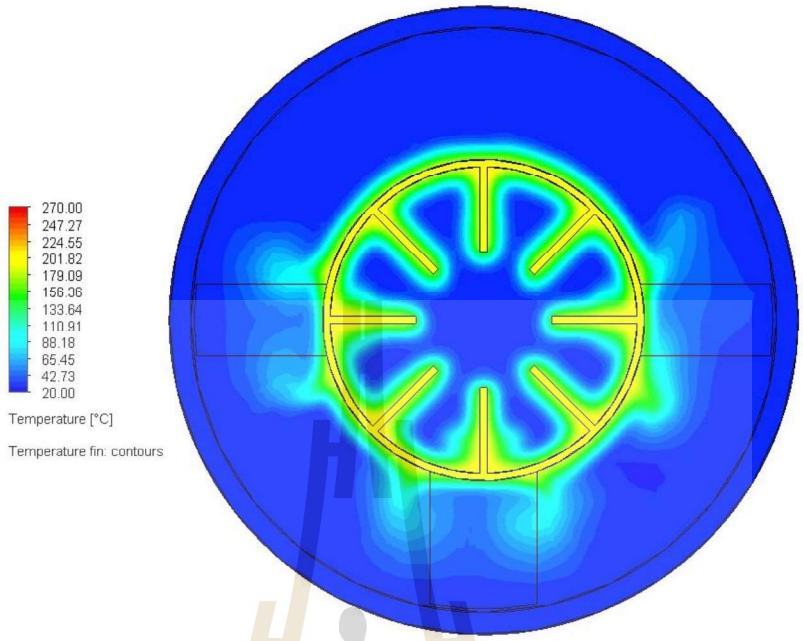
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



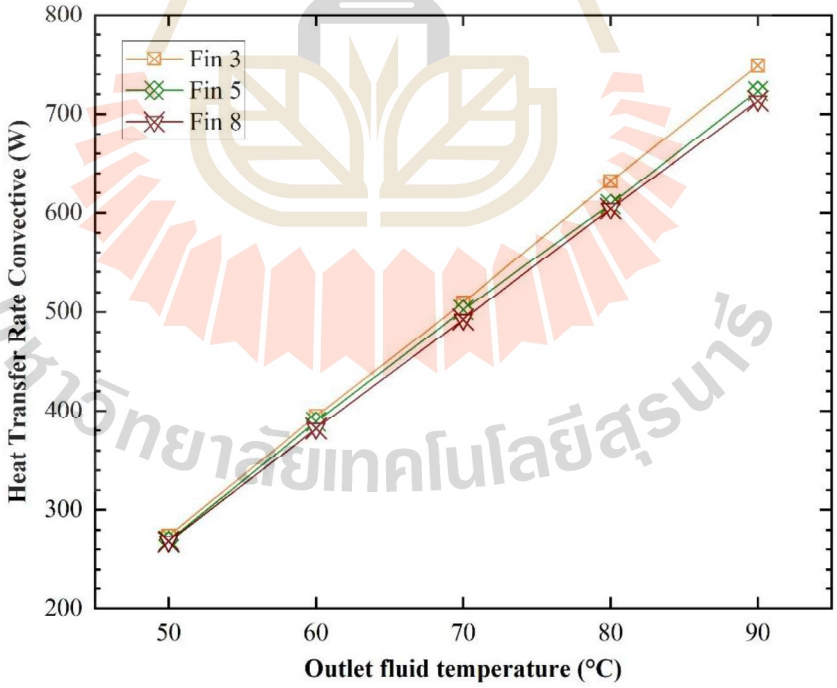
รูปที่ 4.77 แสดงอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.78 แสดงอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



รูปที่ 4.79 แสดงอุณหภูมิปลายครีบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C



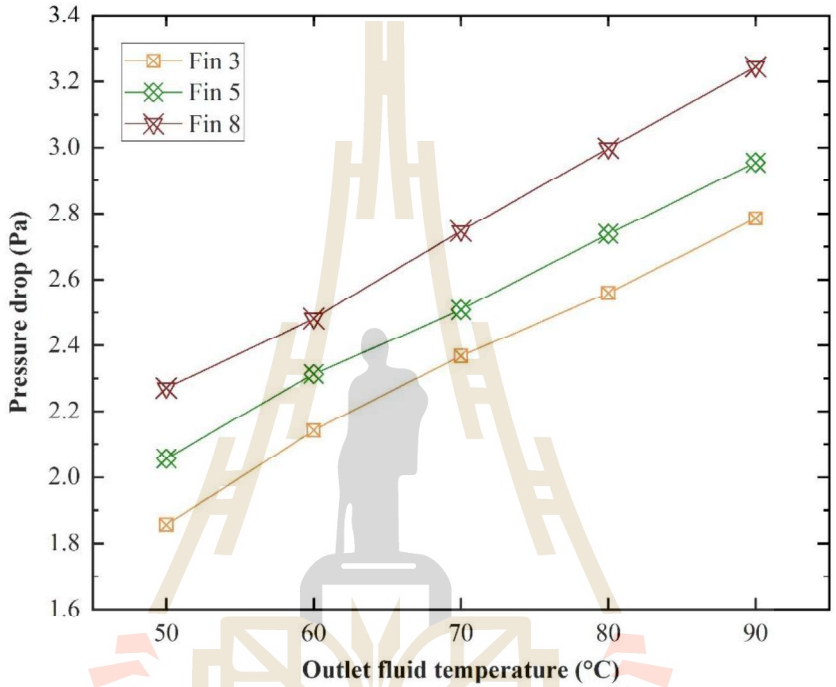
รูปที่ 4.80 แสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

จากกราฟ 4.80 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการพาในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายที่สูงขึ้นอย่างชัดเจนในทุกกรณีของจำนวนครีบ โดยในช่วงอุณหภูมิ 50 °C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของแบบ 3, 5 และ 8 ครีบอยู่ที่ 273.62 W, 268.68 W และ 267.51 W ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าที่อุณหภูมิต่ำ ผลต่างระหว่างจำนวนครีบยังไม่เด่นชัดนัก แต่เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ความแตกต่างกลับมีความชัดเจนมากขึ้น เช่น ที่ 70 °C แบบ 3 ครีบให้ค่าถึง 509.35 W ขณะที่แบบ 5 ครีบและ 8 ครีบอยู่ที่ 502.02 W และ 492.35 W ตามลำดับ ซึ่งสะท้อนว่าในบางช่วงที่จำนวนน้อยกว่า (มีพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่า) แต่กลับมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าได้ เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้นถึง 80 °C และ 90 °C ความแตกต่างนี้ยังคงสังเกตได้อย่างเด่นชัด โดยแบบ 3 ครีบให้ค่า 632.12 W และ 748.95 W ขณะที่แบบ 5 ครีบมีค่า 608.90 W และ 723.20 W และแบบ 8 ครีบอยู่ที่ 604.27 W และ 713.32 W ตามลำดับ ผลลัพธ์นี้ชี้ว่าที่อุณหภูมิสูง การเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไปอาจก่อให้เกิดผลย้อนกลับ เนื่องจากความหนาแน่นของครีบที่มากเกินไปอาจทำให้การไหลของอากาศถูกจำกัด ลดการปั่นป่วนและการพาความร้อนที่เกิดขึ้นจริง ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนโดยรวมต่ำกว่ารูปแบบที่มีครีบในจำนวนปานกลาง ทั้งนี้สอดคล้องกับหลักการที่ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาไม่ได้ขึ้นกับพื้นที่ผิวเพียงอย่างเดียว แต่ยังขึ้นกับคุณสมบัติของการไหลและการพาความร้อนที่สัมพันธ์กับโครงสร้างทางเรขาคณิตของครีบด้วย (Bejan, 2013)

ในเชิงวิศวกรรมสามารถอธิบายได้ว่า เมื่อจำนวนครีบถูกปรับให้น้อยเกินไป แม้จะทำให้พื้นที่ผิวลดลง แต่กลับช่วยลดความต้านทานการไหลของอากาศ ทำให้การพาความร้อนดำเนินไปได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้นในบางช่วง ขณะที่จำนวนครีบมากขึ้น เช่น 8 ครีบ แม้จะเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนได้มากกว่า แต่ก็สร้างความหนาแน่นและแรงเสียดทานที่มากขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพการพาความร้อนโดยรวมไม่ได้เพิ่มขึ้นตามที่คาดการณ์ในเชิงทฤษฎี ทั้งนี้งานวิจัยของ Naphon (2006) สนับสนุนผลลัพธ์ดังกล่าว โดยชี้ว่าการเพิ่มครีบหรือแผ่นกั้นที่มากเกินไปแม้จะช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน แต่สามารถสร้างแรงดันตกคร่อมและลดอัตราการไหลที่มีประสิทธิภาพ ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนโดยรวมลดลง

ผลการวิจัยนี้ยังสอดคล้องกับการศึกษาโดย Awad, El-Dessouky, and Alatiqi (2011) ที่ระบุว่าการใช้ท่อที่มีการปรับโครงสร้างภายใน เช่น การเพิ่มผนังหรือครีบ สามารถปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนได้ แต่หากเพิ่มความหนาแน่นขององค์ประกอบเกินไปอาจสร้างความสูญเสียด้านแรงดันจนลดประสิทธิภาพโดยรวม เช่นเดียวกับการศึกษาของ Rahimi, Shabanian, and Mirzaee (2009) ที่แสดงให้เห็นว่าแผ่นกั้นแบบวางสลับในช่องทางการไหลสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ แต่ต้องแลกมากับแรงดันตกคร่อมที่สูงขึ้น นอกจากนี้

Chakraborty และ Patil (2019) ได้ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในช่องทางที่มีตัวก่อการไหลแบบต่าง ๆ และยืนยันว่าความหนาแน่นที่มากเกินไปของอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนทำให้สมรรถนะโดยรวมลดลง ผลลัพธ์ในงานวิจัยนี้จึงสอดคล้องและสนับสนุนข้อค้นพบดังกล่าวอย่างมีนัยสำคัญ



รูปที่ 4.81 แสดงค่าความดันตกคร่อมในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

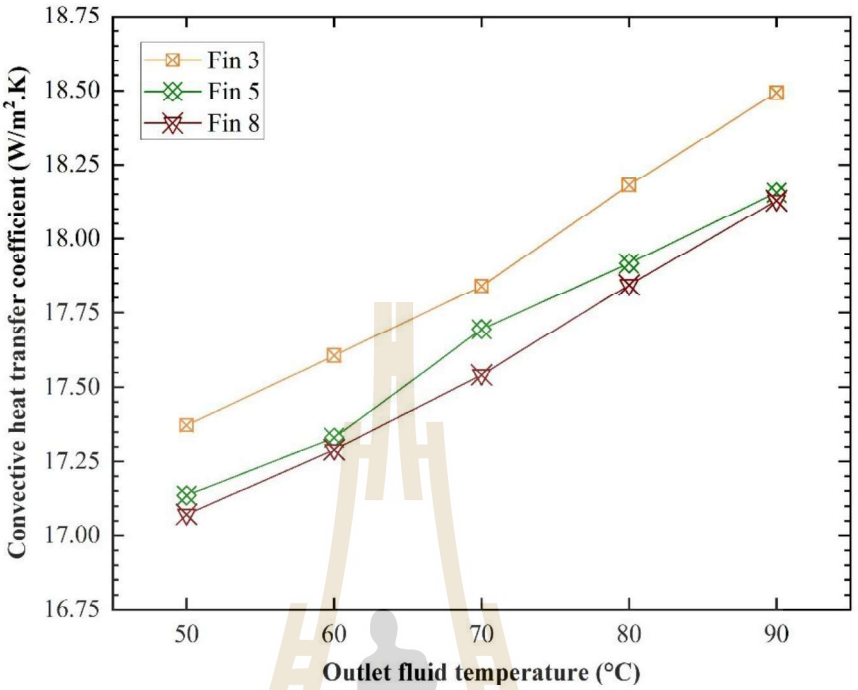
จากกราฟ 4.81 แสดงค่าความดันตกคร่อมในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ สามารถสะท้อนกลไกสำคัญของสมการการไหลภายในท่อและทฤษฎีความต้านทานของของไหลได้อย่างชัดเจน กล่าวคือ เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายของลมร้อนเพิ่มขึ้นตั้งแต่ 50 °C จนถึง 90 °C ค่าแรงดันตกคร่อมของทุกรูปแบบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งเป็นผลโดยตรงจากการเพิ่มขึ้นของความเร็วและความหนาแน่นของการถ่ายเทพลังงานในระบบที่ทำให้การไหลเกิดแรงเฉือนที่ผิวผนังสูงขึ้นและเกิดความสูญเสียพลังงานมากขึ้นตามลำดับ โดยแสดงค่าเชิงปริมาณได้ชัดเจนว่า ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ค่าความดันตกคร่อมของแบบ 3 ครีบมีค่าต่ำที่สุดที่ 1.86 Pa ในขณะที่แบบ 5 ครีบมีค่า 2.06 Pa และแบบ 8 ครีบสูงสุดที่ 2.27 Pa เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 70 °C ค่าที่ได้สำหรับแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ คือ 2.37, 2.51 และ 2.75 Pa ตามลำดับ สะท้อนให้เห็นว่าการเพิ่มจำนวนครีบมีผลโดยตรงต่อการเพิ่มค่าความดันตกคร่อม โดยเฉพาะที่

อุณหภูมิสูงสุด 90 °C แบบ 3 ครีบมีค่าเพียง 2.79 Pa แบบ 5 ครีบมีค่า 2.95 Pa และแบบ 8 ครีบสูงที่สุดที่ 3.24 Pa ซึ่งแสดงถึงความสัมพันธ์ที่สอดคล้องกับทฤษฎีว่าการเพิ่มจำนวนครีบย่อมเพิ่มพื้นที่ผิวเปียก (Wetted surface area) และจำนวนสิ่งกีดขวางการไหล ทำให้เกิดแรงเสียดทานและการสูญเสียเฉพาะที่เพิ่มขึ้นตามไปด้วย

ในเชิงวิศวกรรมเมื่อเปรียบเทียบที่อุณหภูมิเดียวกันจะเห็นภาพชัดเจนยิ่งขึ้น ตัวอย่างเช่น ที่ 70 °C ค่าความดันตกคร่อมของ 3, 5 และ 8 ครีบเท่ากับ 2.37, 2.51 และ 2.75 Pa ตามลำดับ การเพิ่มจำนวนครีบจาก 5 เป็น 8 ครีบ ทำให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้นประมาณ 9–10% ในขณะที่การลดจำนวนครีบจาก 5 เป็น 3 ครีบ ทำให้ความดันตกคร่อมลดลงประมาณ 6% แนวโน้มเดียวกันปรากฏเด่นชัดขึ้นที่อุณหภูมิสูง เช่น 90 °C ซึ่ง 8 ครีบมีค่าความดันตกคร่อม 3.24 Pa สูงกว่า 5 ครีบ 2.95 Pa หรือประมาณ 9.8% และสูงกว่า 3 ครีบ 2.79 Pa หรือประมาณ 16% ความแตกต่างนี้ชี้ให้เห็นว่าแม้การเพิ่มครีบจะช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ก็ต้องแลกมาด้วยต้นทุนทางพลังงานในการขับเคลื่อนการไหลที่มากขึ้น ขณะที่การลดจำนวนครีบช่วยลดแรงดันตกคร่อมแต่กลับทำให้การถ่ายเทความร้อนด้อยลง การตีความนี้สอดคล้องกับหลักการในสมการ Darcy–Weisbach ซึ่งอธิบายว่าค่าความดันตกคร่อมในท่อแปรผันตรงกับค่าปัจจัยความเสียดทาน และความยาวเส้นทางการไหลที่มีองค์ประกอบกีดขวางมากขึ้น (Schlichting & Gersten, 2017)

ผลการจำลองนี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยเชิงทดลองหลายชิ้นที่รายงานว่าการเพิ่มองค์ประกอบก่อความปั่นป่วน เช่น ครีบหรือแผ่นกั้น แม้จะสามารถยกระดับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้ แต่จะทำให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้นตามไปด้วย เช่น งานของ Khoshvaght-Aliabadi (2015) ที่ศึกษาแผ่นกั้นแบบรูเจาะในช่องทางการไหล รวมทั้งงานของ Rashidi, Esfahani, and Hatami (2016) ที่ทบทวนเทคนิค Twisted tape insert ซึ่งชี้ตรงกันว่าการเพิ่มการปั่นป่วนมีแนวโน้มทำให้แรงดันตกคร่อมสูงขึ้นแม้จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



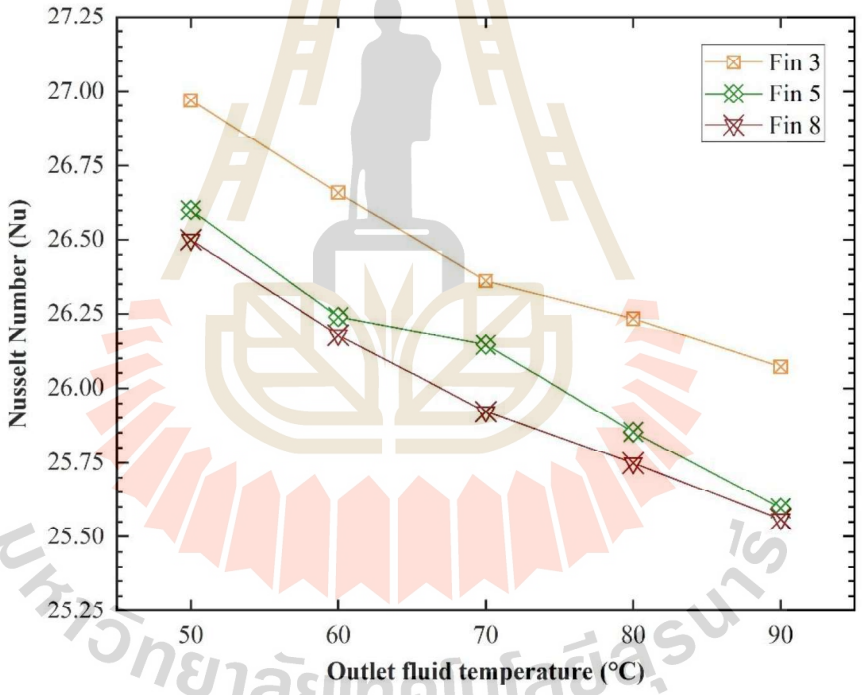
รูปที่ 4.82 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

จากกราฟ 4.82 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขบ่งชี้ชัดว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแต่ละรูปแบบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องตามอุณหภูมิ โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C พบว่า รูปแบบ 3 ครีบมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เท่ากับ 17.37 W/m²K สูงกว่าแบบ 5 ครีบซึ่งมีค่า 17.14 W/m²K และแบบ 8 ครีบซึ่งมีค่า 17.07 W/m²K เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นถึง 60 °C ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแต่ละแบบก็เพิ่มขึ้น โดยรูปแบบ 3 ครีบมีค่า 17.61 W/m²K แบบ 5 ครีบมีค่า 17.33 W/m²K และรูปแบบ 8 ครีบมีค่า 17.29 W/m²K ที่อุณหภูมิ 70 °C ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทั้งสามแบบเพิ่มขึ้นต่อเนื่อง โดยแบบ 3 ครีบสูงสุดที่ 17.84 W/m²K ตามมาด้วยแบบ 5 ครีบ 17.69 W/m²K และแบบ 8 ครีบ 17.54 W/m²K ในขณะที่ที่อุณหภูมิ 80 °C แบบ 3 ครีบมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เท่ากับ 18.18 W/m²K แบบ 5 ครีบ 17.92 W/m²K และแบบ 8 ครีบ 17.84 W/m²K และสุดท้ายที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C รูปแบบ 3 ครีบยังคงแสดงค่าที่สูงสุดที่ 18.49 W/m²K ขณะที่แบบ 5 ครีบและแบบ 8 ครีบมีค่าใกล้เคียงกันคือ 18.16 และ 18.13 W/m²K ตามลำดับ

สามารถอธิบายได้ด้วยทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การพาขึ้นอยู่กับการจัดรูปแบบการไหลและการเพิ่มพื้นที่ผิวที่สัมผัสกับของไหลโดยตรง

(Cengel & Ghajar, 2015) แม้ว่าการเพิ่มจำนวนครีบจะเพิ่มพื้นที่ผิวโดยรวม แต่การจัดเรียงครีบที่หนาแน่นเกินไป เช่น ในกรณีของ 8 ครีบ อาจก่อให้เกิดความหนืดและแรงต้านการไหลเพิ่มขึ้น ส่งผลให้โครงสร้างการพาความร้อนมีข้อจำกัดบางประการ ซึ่งอาจเป็นสาเหตุที่ค่าของครีบ 8 ไม่สูงไปกว่าครีบ 3 หรือ 5 อย่างมีนัยสำคัญ ขณะที่การลดจำนวนครีบเหลือ 3 ช่วยให้การไหลของอากาศมีความคล่องตัวมากขึ้น ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพามีค่าที่สูงกว่าครีบ 5 และ 8 เล็กน้อยในทุกอุณหภูมิ แต่ในอีกด้านหนึ่งการลดครีบย่อมลดพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนโดยรวม จึงอาจไม่ส่งผลดีต่อพฤติกรรมการสะสมความร้อนในระยะยาว

ผลการจำลองนี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยของ Hasanpour et al. (2014) ที่ศึกษาผลของการใช้ Baffles ในช่องทางไหล ซึ่งพบว่าการเพิ่มองค์ประกอบเสริมมากเกินไปแม้จะเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยน แต่ก็สร้างแรงเสียดทานและทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีขีดจำกัด



รูปที่ 4.83 แสดงค่าเลขนัสเซลต์ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

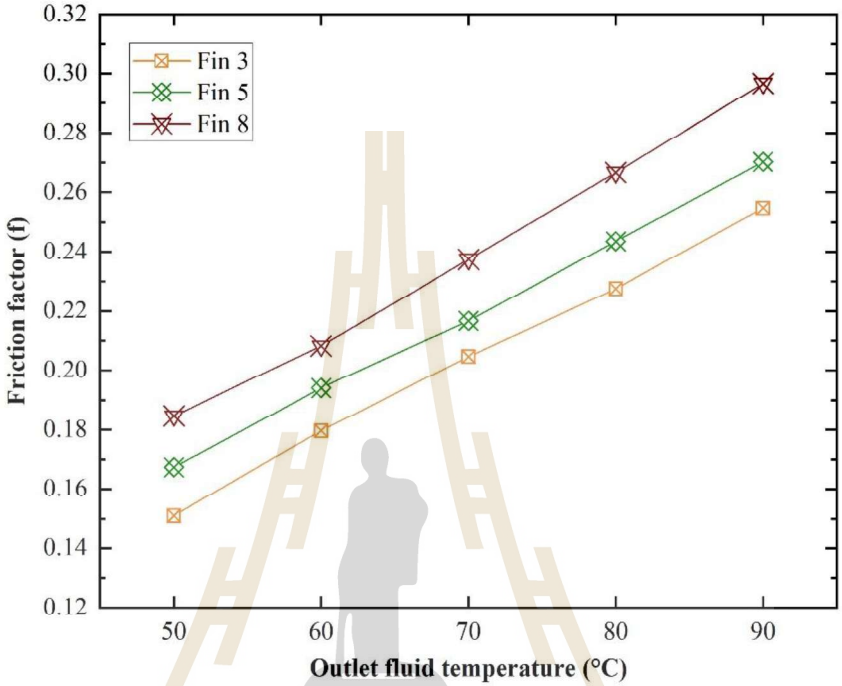
จากกราฟ 4.83 แสดงค่าเลขนัสเซลต์ในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ พบว่า ค่าเลขนัสเซลต์อยู่ในช่วงค่อนข้างใกล้เคียงกัน โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ค่าเลขนัสเซลต์ของรูปแบบ 3 ครีบมีค่ามากที่สุดที่ 26.9684 ขณะที่รูปแบบ 5 ครีบและ 8 ครีบอยู่ที่ 26.6002 และ 26.4998 ตามลำดับ ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าที่อุณหภูมิต่ำ

โครงสร้างที่มีครีบจำนวนน้อยกว่ากลับให้ค่าการถ่ายเทความร้อนแบบไร้มิติสูงกว่าเล็กน้อย แต่เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นแนวโน้มกลับเริ่มเปลี่ยนแปลง โดยค่าเลขนัสเซลต์ของทั้งสามรูปแบบค่อย ๆ ลดลง ตัวอย่างเช่นที่อุณหภูมิ 70 °C ค่าเลขนัสเซลต์ของรูปแบบ 3 ครีบ, 5 ครีบ และ 8 ครีบ อยู่ที่ 26.3616, 26.1467 และ 25.9215 ตามลำดับ และที่อุณหภูมิสูงสุด 90 °C ค่าเลขนัสเซลต์ลดลงอย่างเห็นได้ชัด โดยรูปแบบ 3 ครีบเหลือ 26.0716, 5 ครีบเหลือ 25.5961 และรูปแบบ 8 ครีบต่ำที่สุดที่ 25.5588 ข้อมูลเชิงปริมาณเหล่านี้สะท้อนให้เห็นว่า แม้แนวโน้มโดยรวมจะไม่ได้มีความแตกต่างอย่างรุนแรง แต่จำนวนครีบก็มีผลต่อระดับการถ่ายเทความร้อนเชิงไร้มิติที่สามารถสังเกตได้อย่างชัดเจน โดยรูปแบบ 3 ครีบยังคงให้ค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่าเล็กน้อยในทุกช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย ในขณะที่รูปแบบ 8 ครีบกลับมีแนวโน้มลดต่ำที่สุด ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถอธิบายได้ว่าค่าเลขนัสเซลต์มีความสัมพันธ์โดยตรงกับประสิทธิภาพการพาความร้อน และแม้ว่าการเพิ่มจำนวนครีบโดยทั่วไปจะช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน แต่การเพิ่มครีบมากเกินไป เช่น รูปแบบ 8 ครีบ กลับทำให้ Boundary layer ของการไหลเกิดการทับซ้อน ส่งผลให้กลไกการพาความร้อนลดลงและค่าเลขนัสเซลต์ต่ำกว่าที่คาดการณ์ ตรงกันข้าม การลดจำนวนครีบเหลือ 3 ทำให้การไหลของอากาศเป็นไปอย่างต่อเนื่องมากขึ้น ลดการต้านทานที่เกิดจากการสะสมความหนาของ Boundary layer และเพิ่มการพาความร้อนเชิงปั่นป่วนซึ่งสะท้อนออกมาในค่าเลขนัสเซลต์ที่สูงกว่าในทุกช่วงอุณหภูมิ ปัจจัยเหล่านี้ทำให้เห็นว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนไม่ได้ขึ้นอยู่กับจำนวนครีบเพียงอย่างเดียว แต่ขึ้นอยู่กับการจัดวางและความหนาแน่นของครีบที่สมดุลต่อกลไกการไหลด้วย

ในเชิงวิศวกรรม ผลลัพธ์ดังกล่าวยังแสดงให้เห็นว่าการออกแบบที่เพิ่มครีบเกินความเหมาะสมไม่ได้เป็นแนวทางที่ดีที่สุดเสมอไป แม้จะเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยน แต่กลับลดทอนประสิทธิภาพโดยรวมลงจากการที่อากาศถูกจำกัดเส้นทางการไหลและเพิ่มแรงต้าน ขณะเดียวกันการลดจำนวนครีบมากเกินไปก็ทำให้พื้นที่ผิวไม่เพียงพอต่อการถ่ายเทความร้อนในบางช่วง การที่รูปแบบ 3 ครีบสามารถรักษาค่าเลขนัสเซลต์ได้สูงกว่าแบบอื่นในทุกช่วงบ่งบอกถึงความเหมาะสมของโครงสร้างที่เอื้อให้เกิดสมดุลระหว่างพื้นที่แลกเปลี่ยนและกลไกการพาความร้อน ผลลัพธ์นี้ชี้ให้เห็นว่าการออกแบบที่เน้นความพอดีมากกว่าการเพิ่มจำนวนครีบโดยตรงจะให้ผลที่เสถียรและมีประสิทธิภาพสูงกว่าสำหรับระบบผลิตลมร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า

ผลการจำลองนี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยอื่นที่พบปรากฏการณ์คล้ายคลึงกัน Chakraborty and Patil (2019) รายงานว่าการเพิ่มตัวก่อกวนการไหลในช่องทางมากเกินไปทำให้ Boundary layer สะสมจนลดการถ่ายเทความร้อนลง แม้จะมีพื้นที่ผิวเพิ่มขึ้นก็ตาม และ Rahimi, Shabanian and Mirzaee (2009) ยืนยันว่าการออกแบบการจัดเรียงแผ่นกั้นที่ไม่สมดุลสามารถทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนด้อยลงได้ ผลงานเหล่านี้เมื่อเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ปัจจุบัน

ยืนยันว่าการออกแบบครีบที่มีจำนวนเหมาะสม เช่น 3 หรือ 5 ครีบ เป็นแนวทางที่มีประสิทธิภาพที่สุดในการสร้างสมดุลระหว่างการถ่ายเทความร้อนและอุทกพลศาสตร์



รูปที่ 4.84 แสดงค่าปัจจัยความเสียดทานในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

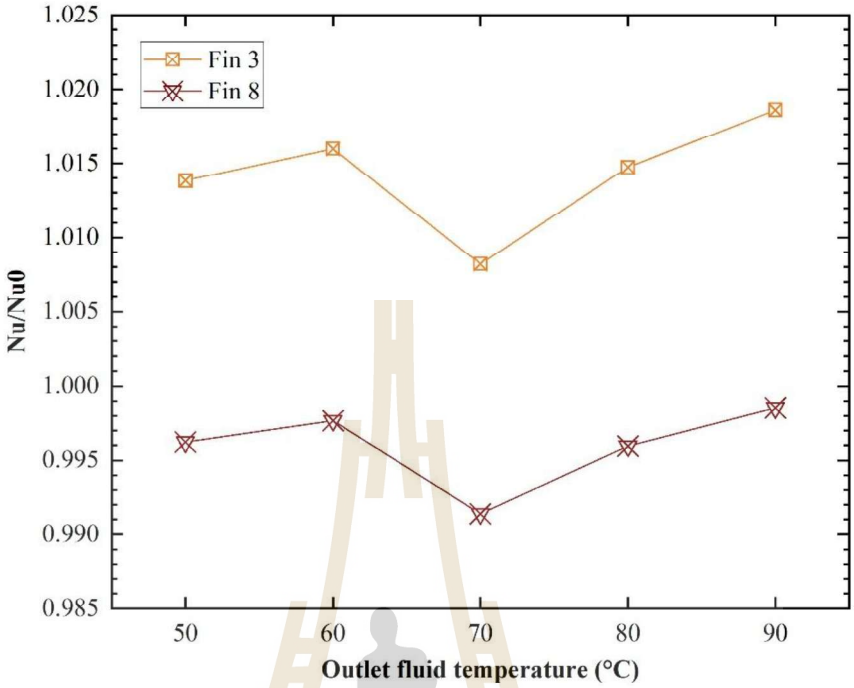
จากกราฟ 4.84 แสดงค่าปัจจัยความเสียดทานในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3, 5 และ 8 ครีบ พบว่า ค่าปัจจัยความเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายที่สูงขึ้น โดยที่อุณหภูมิ 50 °C ค่าความเสียดทานของแบบ 3 ครีบ, 5 ครีบ และ 8 ครีบอยู่ที่ 0.1510, 0.1673 และ 0.1847 ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าแม้ในช่วงอุณหภูมิต่ำค่าปัจจัยความเสียดทานของรูปแบบที่มีครีบมากกว่าจะสูงกว่าอย่างต่อเนื่อง ซึ่งแนวโน้มดังกล่าวยังปรากฏเด่นชัดขึ้นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น เช่น ที่ 70 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานของแบบ 3 ครีบ เท่ากับ 0.2046 แบบ 5 ครีบ เท่ากับ 0.2167 และแบบ 8 ครีบ สูงที่สุดที่ 0.2374 ส่วนที่อุณหภูมิสูงสุด 90 °C ค่าปัจจัยความเสียดทานของแบบ 3 ครีบ เท่ากับ 0.2547 แบบ 5 ครีบ เท่ากับ 0.2702 และแบบ 8 ครีบ สูงถึง 0.2966 แนวโน้มเชิงปริมาณนี้สะท้อนว่าการเพิ่มจำนวนครีบแม้จะช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน แต่ก็สร้างแรงต้านการไหลของอากาศมากขึ้น ทำให้ค่าปัจจัยความเสียดทานเพิ่มขึ้นอย่างสอดคล้องกับอุณหภูมิที่สูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับพฤติกรรมการไหลที่มักมีความหนืดลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น แต่กลับเกิดการปั่นป่วนมากขึ้นจากการแทรกแซงของโครงสร้างครีบที่หนาแน่น

กว่า ปรากฏการณ์นี้สามารถอธิบายได้จากสมการพื้นฐานของการสูญเสียความดันในท่อที่มีองค์ประกอบก่อกวนการไหล โดยค่าปัจจัยความเสียดทานมีความสัมพันธ์กับความเร็วเฉลี่ยของการไหลและลักษณะผิวของผนังท่อ (White, 2011) การเพิ่มจำนวนครีบทำให้เกิดพื้นที่สัมผัสและจุดตัดการไหลมากขึ้น ส่งผลให้เกิดกระแสวนและ Boundary layer separation ที่ชัดเจนกว่าเดิม ปรากฏการณ์นี้แม้ช่วยให้เกิดการพาความร้อนที่ดีขึ้น แต่ก็ทำให้แรงต้านการไหลเพิ่มขึ้นโดยตรง ดังนั้นค่าปัจจัยความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นตามจำนวนครีบจึงเป็นผลลัพธ์ที่คาดการณ์ได้ และสะท้อนถึงการแลกเปลี่ยนระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนการไหล

ในเชิงวิศวกรรม ผลการวิเคราะห์นี้มีความสำคัญต่อการออกแบบอุปกรณ์ผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำ เนื่องจากค่าปัจจัยความเสียดทานที่สูงขึ้นหมายถึงพลังงานในการสูบส่ง (Pumping power) ต้องเพิ่มขึ้น หากเลือกรูปแบบครีบที่มากเกินไป แม้ว่าจะได้ประโยชน์ด้านการถ่ายเทความร้อน แต่ต้นทุนพลังงานในการทำงานจะสูงขึ้นจนส่งผลเสียต่อความคุ้มค่าโดยรวม ดังนั้นรูปแบบ 5 ครีบจึงอาจเป็นจุดสมดุลที่เหมาะสมระหว่างการถ่ายเทความร้อนและแรงเสียดทาน เนื่องจากให้ค่าปัจจัยความเสียดทานไม่สูงเกินไปเมื่อเทียบกับแบบ 8 ครีบ ขณะที่ยังมีประสิทธิภาพด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนดีกว่าแบบ 3 ครีบในบางช่วงอุณหภูมิ การเลือกใช้จำนวนครีบที่เหมาะสมจึงเป็นหัวใจสำคัญในการออกแบบที่ต้องคำนึงถึงทั้งสองปัจจัยพร้อมกัน

ผลการจำลองนี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยก่อนหน้า เช่น Saha et al. (2001) ที่รายงานว่าการเพิ่มองค์ประกอบก่อกวนการไหล เช่น Twisted-tape elements สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้จริง แต่ค่าปัจจัยความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย และการศึกษาของ Awad et al. (2011) ยืนยันว่าโครงสร้างท่อที่มีการก่อกวนการไหลสูงเกินไปทำให้สูญเสียพลังงานมากขึ้นจนกลายเป็นข้อจำกัดเชิงวิศวกรรม การอ้างอิงเหล่านี้เมื่อเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ปัจจุบันยืนยันว่าการออกแบบอุปกรณ์ต้องหาสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทและการควบคุมความดันตกคร่อม ไม่ใช่เพียงเน้นการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนอย่างเดียว

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.85 แสดงค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

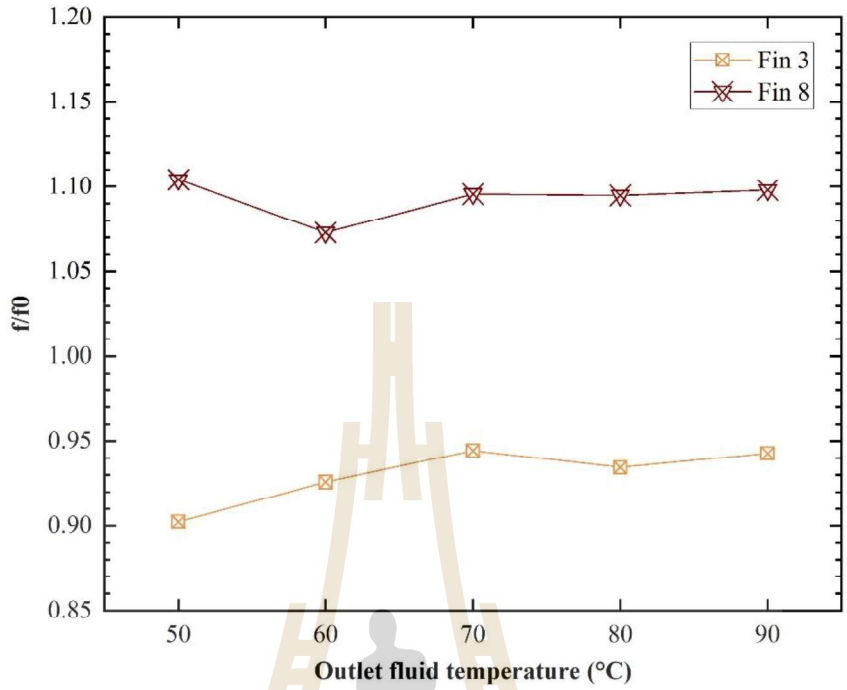
จากกราฟ 4.85 แสดงค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ในกระบวนการผลิตลมร้อน ซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3 และ 8 ครีบ กับรูปแบบ 5 ครีบ ซึ่งเป็นรูปแบบอ้างอิง พบว่าผลลัพธ์มีความแตกต่างเพียงเล็กน้อยและค่าที่ได้อยู่ใกล้เคียง 1 แทบทุกช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย โดยรูปแบบแบบ 3 ครีบให้ค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์สูงกว่า 1 ตลอดทุกช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย โดยมีค่า 1.0138, 1.0160, 1.0082, 1.0147 และ 1.0186 ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก 50 °C ไปถึง 90 °C สะท้อนว่าประสิทธิภาพเชิงสัมพัทธ์ของการถ่ายเทความร้อนอยู่เหนือค่ามาตรฐานของรูปแบบ 5 ครีบเล็กน้อย ในทางกลับกัน รูปแบบ 8 ครีบให้ค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ต่ำกว่า 1 เล็กน้อยตลอดทุกช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย โดยมีค่า 0.9962, 0.9977, 0.9914, 0.9960 และ 0.9985 ตามลำดับ ซึ่งบ่งชี้ว่าการเพิ่มจำนวนครีบมากขึ้นไม่ได้ช่วยเสริมค่าการพาความร้อนเชิงไร้มิติ แต่กลับทำให้ลดลงเล็กน้อยในบางช่วง ทั้งนี้แม้ความแตกต่างจะอยู่ในระดับต่ำ แต่ก็สะท้อนให้เห็นว่าความสมดุลของจำนวนครีบมีบทบาทสำคัญต่อคุณภาพการถ่ายเทความร้อน อธิบายเชิงทฤษฎีได้ว่า ค่าเลขนัสเซลต์ขึ้นอยู่กับรูปแบบและการเปลี่ยนแปลงการไหลในระบบ ซึ่งสัมพันธ์กับความหนาของชั้นขอบเขตที่เกิดขึ้น การเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไป เช่น กรณีของรูปแบบ 8 ครีบ ทำให้ชั้นขอบเขตมีแนวโน้มทับซ้อนกันมากขึ้น ส่งผลให้กระบวนการถ่ายเทความร้อนจากการพาลดลง ในทางตรงกันข้าม การลดจำนวนครีบเหลือ 3 แม้พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนจะลดลง แต่ช่วยให้การไหลของอากาศเกิดการพาความร้อนแบบ

ปั่นป่วนที่ราบรื่นและต่อเนื่องมากขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับกลไกการพาความร้อนเชิงทฤษฎีที่ระบุว่าการรบกวนการไหลในระดับพอดีสามารถยกระดับเลขนัสเซลต์ได้ (Bejan, 2013; Bergman et al., 2011) สิ่งนี้ชี้ว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนไม่ได้ขึ้นกับพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนเพียงอย่างเดียว แต่ยังขึ้นกับพลศาสตร์การไหลที่เกิดขึ้นร่วมกับโครงสร้างของครีบ

ในเชิงวิศวกรรม ผลลัพธ์นี้ตอกย้ำแนวคิดว่าการออกแบบที่เน้นการเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไปไม่ได้ก่อให้เกิดการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะเสมอไป แม้จะได้พื้นที่แลกเปลี่ยนมากขึ้น แต่ก็อาจส่งผลลบต่อการพาความร้อนเฉลี่ย และยังเพิ่มภาระด้านแรงดันตกคร่อมที่ต้องใช้พลังงานขับเคลื่อนมากขึ้น ขณะเดียวกัน การลดจำนวนครีบเกินไปก็อาจทำให้ประสิทธิภาพโดยรวมด้อยลง อย่างไรก็ตามกรณีของ 3 ครีบในที่นี้ยังคงให้ค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์สูงกว่า 5 และ 8 ครีบเล็กน้อย สะท้อนให้เห็นว่ามีความสมดุลระหว่างการพาความร้อนและการไหลที่เหมาะสมกว่า แนวโน้มนี้สอดคล้องกับผลการวิเคราะห์ด้านแรงเสียดทานและประสิทธิภาพที่ได้กล่าวไปก่อนหน้า

ผลการจำลองนี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยอื่น ๆ ที่ยืนยันว่าการออกแบบโครงสร้างเพิ่มครีบหรือเพิ่มส่วนก่อกวนการไหลมากเกินไปก่อให้เกิดผลตอบแทนลดลง เช่น งานของ Chakraborty and Patil (2019) ที่รายงานว่าความหนาแน่นของครีบหรือโครงสร้างก่อกวนที่สูงเกินไปทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลงแม้พื้นที่ผิวมากขึ้น และการศึกษาของ Rahimi et al. (2009) ที่ยืนยันว่าการจัดเรียงองค์ประกอบกีดขวางการไหลที่ไม่สมดุลอาจทำให้คุณภาพการถ่ายเทความร้อนลดลงได้ งานเหล่านี้หนุนหลังผลการศึกษานี้ว่า จำนวนครีบที่เหมาะสม เช่น 3 หรือ 5 ครีบ เป็นแนวทางที่มีประสิทธิภาพมากกว่าในการออกแบบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำสำหรับการผลิตลมร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

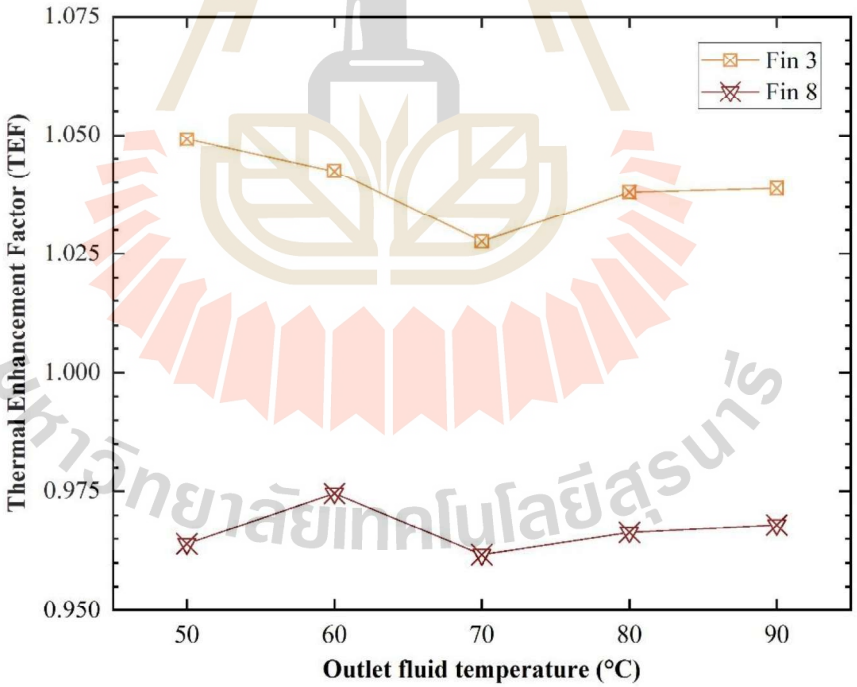


รูปที่ 4.86 แสดงค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

จากกราฟ 4.86 แสดงค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3 และ 8 ครีบ กับรูปแบบ 5 ครีบ ซึ่งเป็นรูปแบบอ้างอิง พบว่า ค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานของรูปแบบ 3 ครีบมีแนวโน้มต่ำกว่า 1 ทุกอุณหภูมิเป้าหมาย โดยมีค่าอยู่ระหว่าง 0.9024–0.9443 สะท้อนว่าการลดจำนวนครีบลงจาก 5 เหลือ 3 ครีบสามารถช่วยลดความเสียดทานในระบบได้จริง ในทางตรงกันข้ามรูปแบบ 8 ครีบมีค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานสูงกว่า 1 อย่างชัดเจนในทุกอุณหภูมิเป้าหมาย โดยมีค่าอยู่ในช่วง 1.0728–1.1039 ซึ่งบ่งชี้ว่าการเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไปกลับทำให้แรงเสียดทานเพิ่มขึ้น และส่งผลโดยตรงต่อความดันตกคร่อมภายในท่อ กระบวนการนี้ชี้ให้เห็นว่าการออกแบบที่ไม่สมดุลระหว่างจำนวนครีบกับกลไกการไหลสามารถสร้างผลกระทบต่อประสิทธิภาพระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากปัจจัยความเสียดทานมีความสัมพันธ์โดยตรงกับแรงต้านทานการไหลที่เกิดจากการเสียดสีระหว่างผนังท่อกับของไหลและความปั่นป่วนที่เกิดขึ้น การที่รูปแบบ 8 ครีบมีค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานสูงกว่าสามารถอธิบายได้จากการที่ครีบจำนวนมากไปขัดขวางการไหล ทำให้เกิดการหนาขึ้นของ Boundary layer และการสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทานเพิ่มขึ้น ซึ่งสะท้อนออกมาในค่าปัจจัยความเสียดทานที่สูงกว่า ขณะที่การลดจำนวนครีบเหลือ 3 แม้จะทำให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง แต่กลับช่วยให้การไหลมีเส้นทางที่ราบรื่นขึ้น ลดการสะสมของ Boundary layer และลดความสูญเสียจากแรงต้านได้ชัดเจน

ในเชิงวิศวกรรม ผลลัพธ์ที่ได้ยืนยันว่าการเลือกใช้จำนวนครีบไม่ควรพิจารณาเพียงการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น แต่ต้องคำนึงถึงผลกระทบต่ออุทกพลศาสตร์ของระบบด้วย การที่รูปแบบ 8 ครีบให้ค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทานสูงเกินกว่า 1 แสดงถึงภาระพลังงานที่เพิ่มขึ้นในการขับเคลื่อนการไหล ซึ่งอาจทำให้ต้นทุนด้านพลังงานไม่คุ้มค่าในระยะยาว ขณะที่รูปแบบ 3 ครีบ แม้จะลดแรงเสียดทานได้ แต่ก็อาจไม่สามารถให้พื้นที่แลกเปลี่ยนเพียงพอในบางสภาวะ ดังนั้น รูปแบบ 5 ครีบจึงยังคงแสดงถึงความสมดุลที่เหมาะสมระหว่างการถ่ายเทความร้อนและแรงต้านทานการไหล ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องพิจารณาร่วมกันทั้งประสิทธิภาพด้านความร้อนและแรงดันตกคร่อม (Shah & Sekulić, 2003)

ผลการจำลองนี้ยังสอดคล้องกับงานวิจัยอื่น ๆ ที่ได้กล่าวไปก่อนหน้า ที่ต่างก็ยืนยันว่าการเพิ่มตัวก่อกวนการไหลมากเกินไปสามารถลดประสิทธิภาพโดยรวมลงได้แม้พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนจะเพิ่มขึ้น ดังนั้นการวิเคราะห์ในปัจจุบันจึงตอกย้ำแนวคิดว่าการออกแบบระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าควรเน้นความสมดุลของจำนวนครีบเพื่อรักษาความเหมาะสมทั้งด้านการถ่ายเทความร้อนและความสูญเสียจากแรงเสียดทาน



รูปที่ 4.87 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมายของภาระเหนี่ยวนำที่มีการปรับเปลี่ยนจำนวนครีบ

จากกราฟ 4.87 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) ในกระบวนการผลิตลมร้อนซึ่งเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3 และ 8 ครีบ กับรูปแบบ 5 ครีบ ซึ่งเป็นรูปแบบอ้างอิง พบว่า ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า 1 ตลอดทุกอุณหภูมิเป้าหมาย โดยที่ 50 ℃ มีค่า 1.0492 ที่ 60 ℃ มีค่า 1.0424 ที่ 70 ℃ มีค่า 1.0277 และที่ 80 ℃ มีค่า 1.0380 ส่วนที่ 90 ℃ คงอยู่ที่ 1.0388 สะท้อนว่ารูปแบบ 3 ครีบสามารถเพิ่มสมรรถนะได้อย่างต่อเนื่องแม้มีความผันผวนเล็กน้อยระหว่างอุณหภูมิ ในทางตรงกันข้าม รูปแบบ 8 ครีบให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำกว่า 1 แทบทุกกรณี โดยที่ 50 ℃ มีค่าเพียง 0.9639 และที่ 60 ℃, 70 ℃, 80 ℃ และ 90 ℃ มีค่า 0.9746, 0.9617, 0.9664 และ 0.9679 ตามลำดับ สะท้อนให้เห็นว่าเมื่อเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไป ระบบกลับมีประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนต่อการสูญเสียแรงดันที่ด้อยลงกว่าแบบมาตรฐาน 5 ครีบอย่างชัดเจน โดยเส้นกราฟแนวโน้มของรูปแบบ 3 ครีบคงอยู่เหนือค่าอ้างอิง 1 ขณะที่รูปแบบ 8 ครีบต่ำกว่า 1 ตลอดช่วงอุณหภูมิทั้งหมด

ในเชิงวิศวกรรมสามารถอธิบายได้ว่า ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงกว่า 1 ในกรณีของ 3 ครีบแสดงถึงการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากกว่าการสูญเสียแรงดัน กล่าวคือ แม้จำนวนครีบจะลดลงจากแบบมาตรฐาน แต่ลักษณะการจัดเรียงทำให้การไหลของอากาศมีความเป็นอิสระมากขึ้นและไม่เกิดการสะสมของ Boundary layer หนามากเกินไป ส่งผลให้ค่าการพาความร้อนเชิงปั่นป่วนสูงขึ้นและมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คุ้มค่าต่อการสูญเสียพลังงาน ในทางกลับกันรูปแบบ 8 ครีบ ซึ่งเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้นกลับทำให้เส้นทางการไหลถูกจำกัดและแรงต้านทานสูงขึ้น ส่งผลให้แรงดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญจนทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนลดลงต่ำกว่า 1 ซึ่งบ่งชี้ว่าในเชิงระบบแล้วไม่คุ้มค่าต่อการใช้งาน แม้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ก็ไม่สามารถชดเชยการสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทานได้เพียงพอ

ผลการจำลองและการวิเคราะห์นี้ยังสอดคล้องกับหลักการออกแบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่ชี้ว่าความสมดุลระหว่างการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนและการควบคุมแรงเสียดทานเป็นปัจจัยสำคัญต่อสมรรถนะโดยรวม (Shah & Sekulić, 2003) งานวิจัยของ Saha et al. (2001) ยังยืนยันว่าในกรณีที่โครงสร้างภายในท่อมีความหนาแน่นมากเกินไป ค่าการถ่ายเทความร้อนอาจไม่สัมพันธ์เชิงบวกกับสมรรถนะรวม เนื่องจากความสูญเสียแรงดันจะมีบทบาทสำคัญมากขึ้น นอกจากนี้ Awad et al. (2011) ยังรายงานว่าท่อที่มีโครงสร้างเกลียวหรือร่องที่หนาแน่นเกินไปมีสมรรถนะเชิงความร้อนลดลงต่ำกว่า 1 ซึ่งเป็นปรากฏการณ์เดียวกับที่พบในแบบ 8 ครีบในงานวิจัยนี้ ในขณะที่งานของ Hasanpour et al. (2014) ชี้ว่าการออกแบบแผ่นกั้นที่มีความถี่เหมาะสมสามารถให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า 1 ได้ต่อเนื่องซึ่งสอดคล้องกับผลที่พบในแบบ 3 ครีบ ปรากฏการณ์ทั้งหมดนี้ยืนยันว่า การออกแบบที่เหมาะสมมิใช่การเพิ่มองค์ประกอบถ่ายเทความร้อนให้มากที่สุด แต่คือการสร้างสมดุลระหว่างการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลเพื่อให้เกิดสมรรถนะสูงสุด

จากผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขที่ได้ทำการเปรียบเทียบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบครีบในหลายแง่มุม ทั้งด้านสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน และพฤติกรรมทางอุทกพลศาสตร์ สามารถสรุปได้ว่า การเปลี่ยนจำนวนครีบส่งผลโดยตรงต่อกลไกการผลิตลมร้อนและประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ ผลการจำลองในด้านระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย แสดงให้เห็นว่ารูปแบบ 3 ครีบใช้เวลานานกว่ามาตรฐาน 5 ครีบ ขณะที่รูปแบบ 8 ครีบสามารถลดเวลาลงได้เล็กน้อย โดยที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C แบบ 3 ครีบใช้เวลามากที่สุด 146.00 วินาที แบบ 5 ครีบใช้เวลา 138.32 วินาที และแบบ 8 ครีบสั้นที่สุดเพียง 133.60 วินาที สะท้อนว่าการเพิ่มครีบช่วยเร่งกระบวนการทำความร้อน แต่การลดจำนวนครีบกลับทำให้ระบบตอบสนองช้าลง

เมื่อพิจารณาในเชิงอุณหภูมิที่ผนังและปลายครีบ พบว่า ค่าที่ได้มีความสัมพันธ์โดยตรงกับจำนวนครีบ โดยที่รูปแบบ 3 ครีบมีค่าอุณหภูมิผนังและปลายครีบสูงกว่าทุกช่วง เช่น ที่ 90 °C ผนังของรูปแบบ 3 ครีบมีค่า 634.99 °C ขณะที่รูปแบบ 5 และ 8 ครีบอยู่ที่ 551.72 °C และ 466.57 °C ตามลำดับ ปรากฏการณ์นี้เกิดจากพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ลดลงในแบบ 3 ครีบ ทำให้การกระจายความร้อนสู่ผนังและปลายครีบไม่สม่ำเสมอและสะสมความร้อนมากกว่า ขณะที่แบบ 8 ครีบมีการกระจายความร้อนที่ดีขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิผนังเฉลี่ยต่ำกว่าแบบอื่น

ด้านอัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยการพา และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน พบว่ารูปแบบ 3 ครีบให้ค่าเฉลี่ยสูงกว่าเล็กน้อยในทุกช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย ตัวอย่างเช่น ที่ 90 °C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของรูปแบบ 3 ครีบคือ 748.95 W ขณะที่รูปแบบ 5 และ 8 ครีบอยู่ที่ 723.20 W และ 713.32 W ตามลำดับ และค่าความต่างของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ระดับอุณหภูมิเดียวกันของรูปแบบ 3 ครีบ (18.49 W/m²K) ก็สูงกว่าทั้งรูปแบบ 5 ครีบ (18.16 W/m²K) และ 8 ครีบ (18.13 W/m²K) การเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไปแม้ช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยน แต่การไหลของอากาศถูกจำกัดมากขึ้น ส่งผลให้กลไกการพาความร้อนลดลง (Bejan, 2013)

ทางกลับกัน ค่าความดันตกคร่อม และค่าปัจจัยความเสียดทาน ชี้ให้เห็นถึงต้นทุนด้านพลังงานที่มากขึ้นเมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้น โดยที่รูปแบบ 8 ครีบให้ค่าความดันตกคร่อมสูงที่สุดตลอดช่วง เช่น ที่ 90 °C ค่าความดันตกคร่อมอยู่ที่ 3.24 Pa สูงกว่ารูปแบบ 5 (2.95 Pa) และ 3 ครีบ (2.79 Pa) และค่าปัจจัยความเสียดทานที่ 90 °C ของรูปแบบ 8 ครีบคือ 0.2966 ขณะที่รูปแบบ 5 และ 3 ครีบอยู่ที่ 0.2702 และ 0.2547 ตามลำดับ ปรากฏการณ์นี้สอดคล้องกับทฤษฎีการไหลในท่อที่ชี้ว่าการเพิ่มองค์ประกอบก่อกวนการไหลจะเพิ่มแรงเสียดทานและแรงดันตกคร่อม (Kakaç et al., 2012)

ในเชิงค่าเลขนัสเซลต์ ผลการวิเคราะห์พบว่าแบบ 3 ครีบมีค่าเลขนัสเซลต์สูงกว่าทุกช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย แม้ความแตกต่างจะไม่มาก แต่สะท้อนถึงการไหลที่มีความปั่นป่วนและการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า ขณะที่รูปแบบ 8 ครีบให้ค่าเลขนัสเซลต์ต่ำที่สุด เช่น ที่ 90 °C ค่า

เลขนัสเซลต์ของรูปแบบ 3 ครีบคือ 26.0716 ขณะที่รูปแบบ 8 ครีบเหลือเพียง 25.5588 เท่านั้น เมื่อพิจารณาต่อด้วยค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ รูปแบบ 3 ครีบมีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์สูงกว่า 1 ตลอดทุกอุณหภูมิเป้าหมาย แสดงถึงการเพิ่มประสิทธิภาพเหนือแบบมาตรฐาน 5 ครีบ ในขณะที่รูปแบบ 8 ครีบมีค่าสัดส่วนเลขนัสเซลต์ต่ำกว่า 1 ชี้ชัดว่าประสิทธิภาพต่ำกว่าแบบอ้างอิง

สำหรับค่าสัดส่วนปัจจัยความเสียดทาน รูปแบบ 3 ครีบมีค่าเฉลี่ยต่ำกว่า 1 ตลอดช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย เช่น ที่ 90 °C มีค่าเพียง 0.9427 แสดงว่าการสูญเสียแรงดันต่ำกว่ารูปแบบอ้างอิง ในขณะที่รูปแบบ 8 ครีบมีค่าเฉลี่ยสูงกว่า 1 เช่นเดียวกันกับที่ 90 °C มีค่า 1.0979 ซึ่งสะท้อนถึงการสูญเสียแรงดันที่มากขึ้นอย่างชัดเจน

ในที่สุด เมื่อพิจารณาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งสะท้อนถึงสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากแรงเสียดทาน พบว่ารูปแบบ 3 ครีบให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่า 1 ตลอดช่วงอุณหภูมิ (1.0277–1.0492) แสดงถึงการเพิ่มสมรรถนะโดยรวม ขณะที่รูปแบบ 8 ครีบมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำกว่า 1 ตลอดช่วง (0.9617–0.9746) แสดงถึงสมรรถนะที่ด้อยลง จากการเพิ่มองค์ประกอบถ่ายเทความร้อนที่มากเกินไป ซึ่งส่งผลให้แรงเสียดทานเพิ่มขึ้นจนสมรรถนะโดยรวมลดลง

ดังนั้น เมื่อพิจารณาองค์ประกอบทุกด้าน แสดงถึงความสอดคล้องกันที่ชี้ว่ารูปแบบ 3 ครีบมีสมรรถนะโดยรวมสูงที่สุด แม้จะใช้เวลาการทำความร้อนนานกว่าเล็กน้อยในช่วงต้น แต่กลับให้การถ่ายเทความร้อนที่มีเสถียรภาพ ค่าสูญเสียแรงดันต่ำ และสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่ารูปแบบอื่น ขณะที่การเพิ่มครีบมากเกินไป เช่น รูปแบบ 8 ครีบ แม้ช่วยลดเวลาการทำความร้อน แต่กลับก่อให้เกิดแรงดันตกคร่อมสูง ค่าการถ่ายเทความร้อนเชิงไร้มิติ และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำกว่าแบบอ้างอิง ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้ว่ารูปแบบ 3 ครีบเป็นทางเลือกที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการนำไปใช้ในระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า โดยมีการสนับสนุนจากทั้งทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

4.3.4.3 ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายตัวแปรการตอบสนอง (Response Surface Regression Models of Performance Variables)

การวิเคราะห์เชิงสถิติด้วยวิธี Response Surface Regression ได้ถูกนำมาใช้เพื่อสร้างแบบจำลองเชิงประจักษ์ (Empirical models) สำหรับการทำนายตัวแปรการตอบสนองที่สำคัญของระบบ ได้แก่ เวลาในการทำความร้อน, ความดันตกคร่อม, อัตราการถ่ายเทความร้อน, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการพา, จำนวนเลขนัสเซลต์, ปัจจัยความเสียดทาน และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน การสร้างสมการเชิงพหุนามกำลังสองนี้มีวัตถุประสงค์เพื่ออธิบายความสัมพันธ์เชิงซ้อนระหว่างจำนวนครีบ (N_f) และอุณหภูมิเป้าหมาย (T) ซึ่งเป็นปัจจัยต้นหลักที่มีอิทธิพลต่อทั้งด้านการถ่ายเทความร้อนและแรงต้านทานการไหล ผลการวิเคราะห์นำเสนอในรูปแบบ

ของค่าค่าสัมประสิทธิ์เชิงถดถอย การวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA) ค่า R^2 และกราฟการตรวจสอบค่าคงเหลือ เพื่อตรวจสอบความถูกต้อง ความแม่นยำ และความเหมาะสมของแบบจำลอง โดยผลลัพธ์ที่ได้สามารถใช้ทำนายและตีความพฤติกรรมของระบบได้อย่างมีประสิทธิภาพ อีกทั้งยังสอดคล้องกับหลักการทางทฤษฎีด้านการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและพลศาสตร์ของไหล

1) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา

การวิเคราะห์การตอบสนองของเวลา $(Time)$ พบว่าแบบจำลองที่ได้เป็นสมการเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic Polynomial Model) ซึ่งสามารถอธิบายความแปรปรวนของเวลาได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยค่าดัชนีความสอดคล้องของแบบจำลอง (R^2) เท่ากับ 99.89% ค่าที่ปรับแก้แล้ว $(R^2 adj)$ เท่ากับ 99.84% และค่าความสามารถในการทำนาย $(R^2 pred)$ เท่ากับ 99.64% แสดงถึงความเหมาะสมสูงและศักยภาพในการทำนายข้อมูลที่ไม่อยู่ในการทดลอง

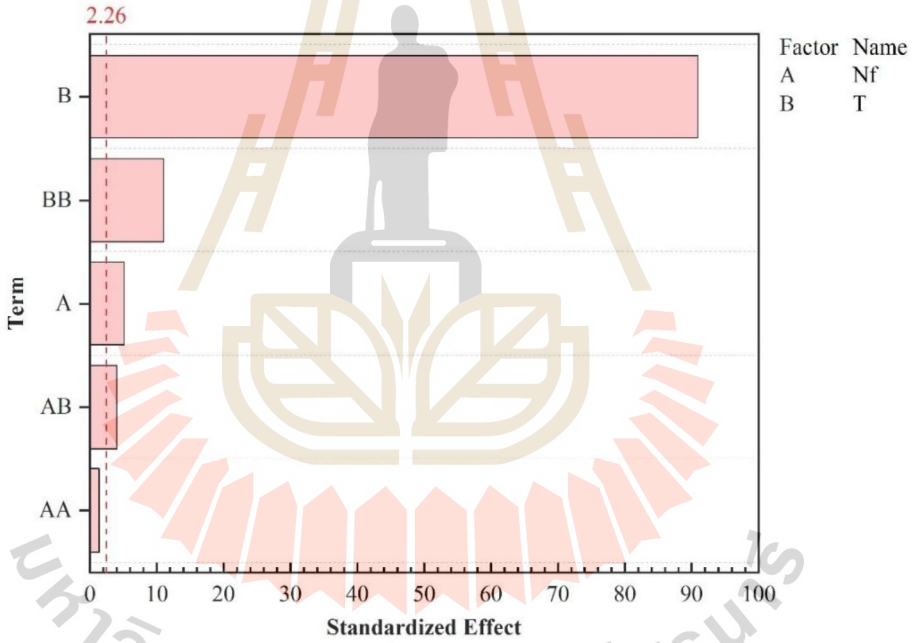
จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) เป็นปัจจัยที่มีอิทธิพลมากที่สุดต่อเวลา โดยมีผลเชิงลบในเชิงเส้นและมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับ $p < 0.001$ กล่าวคือ เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น เวลาที่ใช้ในการผลิตลมร้อนมีแนวโน้มลดลงอย่างเด่นชัด สอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อนที่ว่าความต่างอุณหภูมิที่สูงขึ้นช่วยเร่งอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ระบบสามารถถึงอุณหภูมิที่ต้องการได้เร็วขึ้น

ในส่วนของจำนวนครีบ (N_f) พบว่ามีอิทธิพลต่อเวลาเช่นกัน โดยเมื่อพิจารณาเพียงตัวแปรเดี่ยวพบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาปฏิสัมพันธ์กับอุณหภูมิ $(N_f \times T)$ กลับมีผลเชิงลบและมีนัยสำคัญ $(p < 0.01)$ หมายความว่าการเพิ่มจำนวนครีบจะช่วยลดเวลาได้เด่นชัดในสภาวะที่อุณหภูมิสูง ซึ่งเป็นแนวโน้มที่สอดคล้องกับงานวิจัยด้านอุปกรณ์เสริมการถ่ายเทความร้อนที่รายงานว่าการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนและการกวนการไหลช่วยเร่งการถ่ายเทความร้อน (Manglik & Bergles, 1995)

สำหรับตัวแปรกำลังสอง พบว่าเทอมอุณหภูมิยกกำลังสอง (T^2) มีนัยสำคัญต่อเวลา โดยมีผลเชิงบวก สะท้อนถึงความโค้งของเส้นตอบสนอง (Response surface) และแสดงถึงความสัมพันธ์ที่ไม่เป็นเชิงเส้นอย่างสมบูรณ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลา ในขณะที่เทอมกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ ไม่มีนัยสำคัญ $(p > 0.05)$ แสดงว่าความโค้งของเส้นตอบสนองตามจำนวนครีบไม่ชัดเจนในช่วงข้อมูลที่ศึกษา

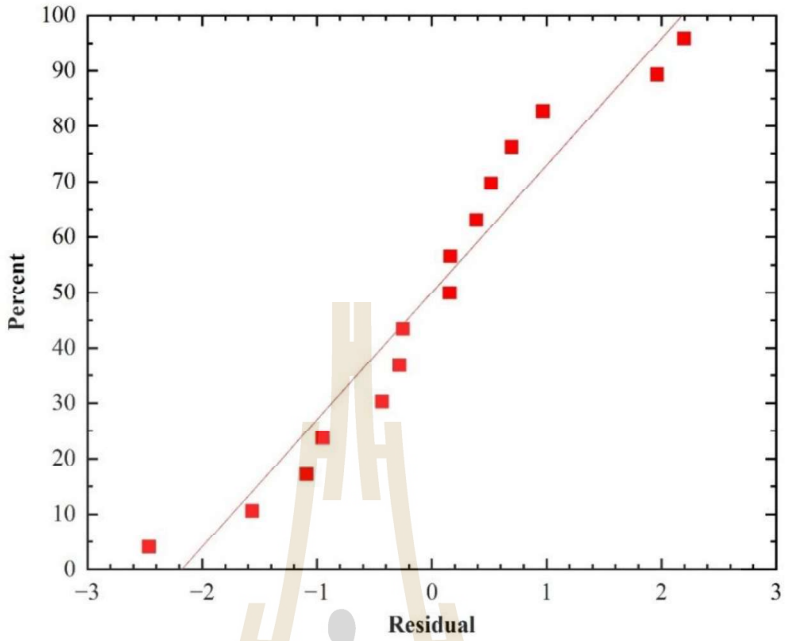
ลักษณะของผลกระทบเชิงปัจจัยถูกแสดงใน Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.88) โดยปัจจัยอุณหภูมิ (T) แสดงผลที่สูงที่สุดอย่างชัดเจน ขณะที่จำนวนครีบและปฏิสัมพันธ์ $(N_f \times T)$ ก็มีอิทธิพลในระดับที่สำคัญเชิงสถิติ

เพื่อตรวจสอบความเหมาะสมของแบบจำลอง ได้ทำการวิเคราะห์ค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) โดย Normal Probability Plot (รูปที่ 4.89) แสดงให้เห็นว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง บ่งชี้ถึงการเป็นไปตามสมมติฐานความเป็นปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.90) ไม่พบรูปแบบชัดเจน แสดงถึงความแปรปรวนที่สม่ำเสมอของค่าคงเหลือ นอกจากนี้ Histogram of Residuals (รูปที่ 4.91) มีลักษณะกระจายสมมาตรและโน้มเอียงใกล้เคียงการแจกแจงปกติ สอดคล้องกับผลการทดสอบสมมติฐาน และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.92) ไม่ปรากฏแนวโน้มตามลำดับการทดลอง แสดงว่าค่าคงเหลือมีความเป็นอิสระ (Montgomery, 2017) แม้ว่าจะพบข้อมูลหนึ่งจุดที่มีค่าคงเหลือมาตรฐานสูงกว่าค่าเฉลี่ย แต่ยังไม่เกินเกณฑ์ $(|Std\ Resid| > 3)$ ที่ถือว่าเป็น Outlier รุนแรง จึงไม่ส่งผลกระทบต่อความถูกต้องของแบบจำลองโดยรวม

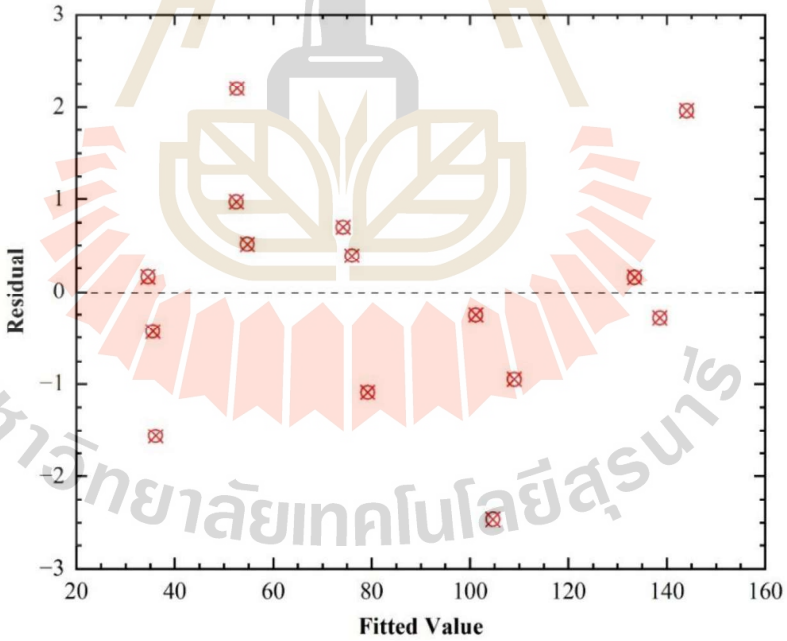


รูปที่ 4.88 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

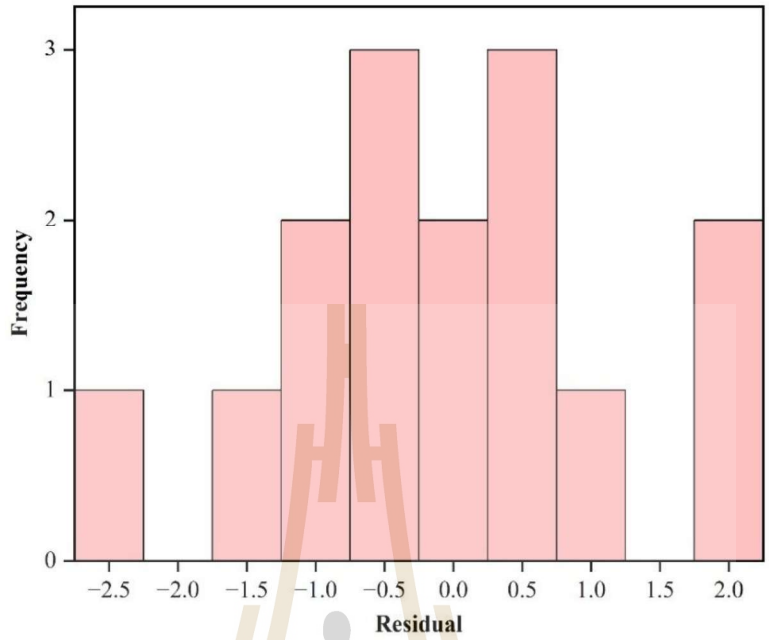


รูปที่ 4.89 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา

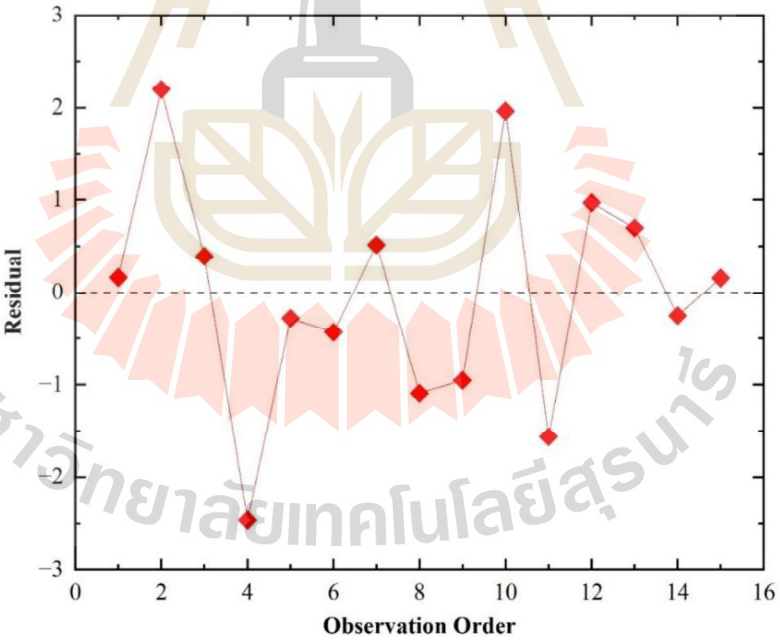


รูปที่ 4.90 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.91 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา



รูปที่ 4.92 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายเวลา

2) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม

การวิเคราะห์การตอบสนองของความดันตกคร่อม (Pressure Drop) พบว่าแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic Polynomial Model) ที่ได้มี

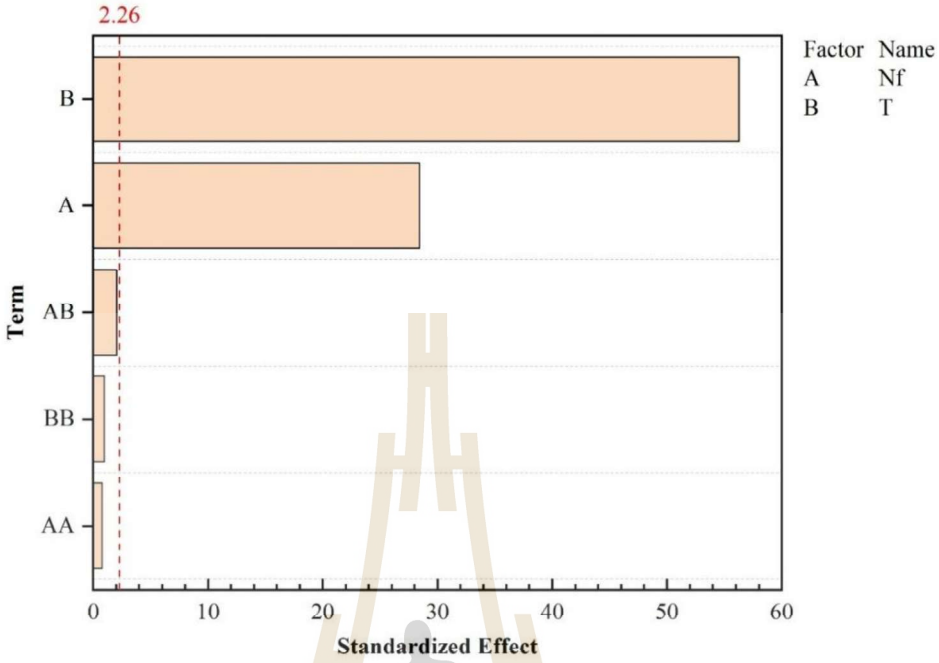
ค่าดัชนีความสอดคล้องสูงโดยมีค่า $R^2 = 99.77\%$, $R^2 adj = 99.65\%$ และ $R^2 pred = 99.13\%$ ซึ่งบ่งชี้ถึงความสามารถของโมเดลในการอธิบายความแปรปรวนและทำนายค่าความดันตกคร่อมได้อย่างมีประสิทธิภาพ

จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าจำนวนครีบ (N_f) และอุณหภูมิเป้าหมาย (T) เป็นตัวแปรหลักที่มีผลเชิงบวกและมีนัยสำคัญทางสถิติสูง $(p < 0.001)$ โดยการเพิ่มจำนวนครีบหรือการเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีการไหลของไหลในท่อที่ว่า การเพิ่มพื้นที่กีดขวางการไหลหรือการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของไหลจากอุณหภูมิ จะเพิ่มแรงเสียดทานและทำให้เกิดความสูญเสียแรงดันมากขึ้น (White, 2011)

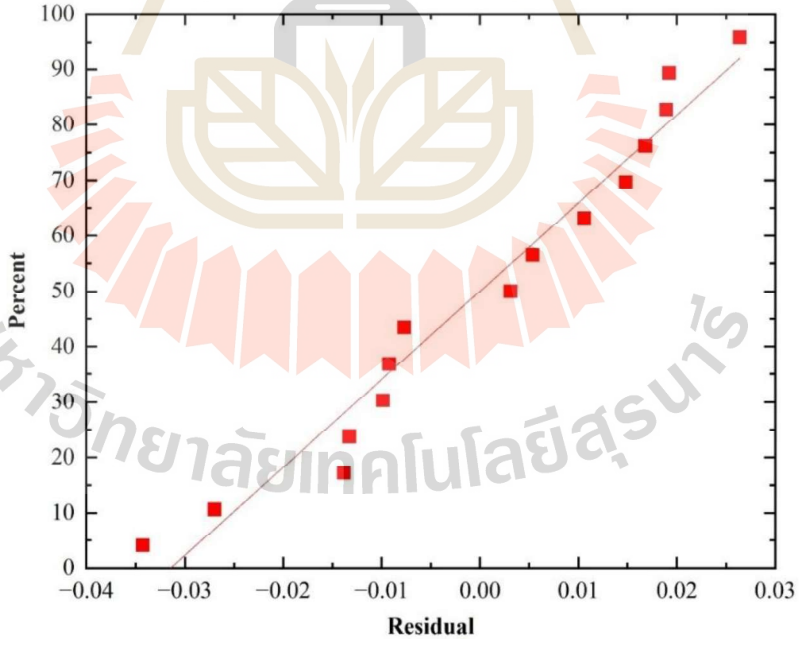
สำหรับเทอมกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ และของอุณหภูมิ (T^2) ไม่พบความแตกต่างที่มีนัยสำคัญ $(p > 0.05)$ สะท้อนว่าแนวโน้มความโค้งของเส้นตอบสนองไม่เด่นชัด ขณะที่ปฏิสัมพันธ์ระหว่างจำนวนครีบและอุณหภูมิ $(N_f \times T)$ แม้มีค่า $p = 0.072$ ซึ่งใกล้เคียงเกณฑ์นัยสำคัญ แต่ยังถือว่าไม่มีผลอย่างชัดเจนในระดับความเชื่อมั่น 95% อย่างไรก็ตาม ผลลัพธ์นี้อาจสะท้อนถึงแนวโน้มของผลการทำงานร่วมกันที่ควรได้รับการพิจารณาเพิ่มเติมในการวิจัยเชิงลึกต่อไป

จาก Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.93) พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) มีอิทธิพลสูงสุดต่อความดันตกคร่อม รองลงมาคือจำนวนครีบ (N_f) โดยทั้งสองปัจจัยมีผลมาตรฐานสูงกว่าเส้นวิกฤต $(\alpha = 0.05)$ อย่างชัดเจน

การตรวจสอบค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) จาก Normal Probability Plot (รูปที่ 4.94) พบว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง แสดงถึงความเป็นไปตามสมมติฐานการแจกแจงปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.95) ไม่พบรูปแบบที่ชัดเจน สะท้อนถึงความสม่ำเสมอของความแปรปรวน ส่วน Histogram ของค่าคงเหลือ (รูปที่ 4.96) มีลักษณะสมมาตรใกล้เคียงกับการแจกแจงปกติ และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.97) ไม่ปรากฏแนวโน้มที่สัมพันธ์กับลำดับการทดลอง แสดงว่าค่าคงเหลือมีความเป็นอิสระ ยืนยันสมมติฐานความเป็นอิสระของค่าคงเหลือ อย่างไรก็ตาม มีข้อมูลบางจุด เช่น Observation 6 ที่ให้ค่าคงเหลือมาตรฐานสูง (Std Resid = -2.40) ซึ่งถือว่าเป็น Large residual แต่ยังไม่เกินเกณฑ์ $(|Std\ Resid| > 3)$ จึงไม่ถือว่าเป็น Outlier รุนแรงและไม่กระทบต่อคุณภาพโดยรวมของแบบจำลอง

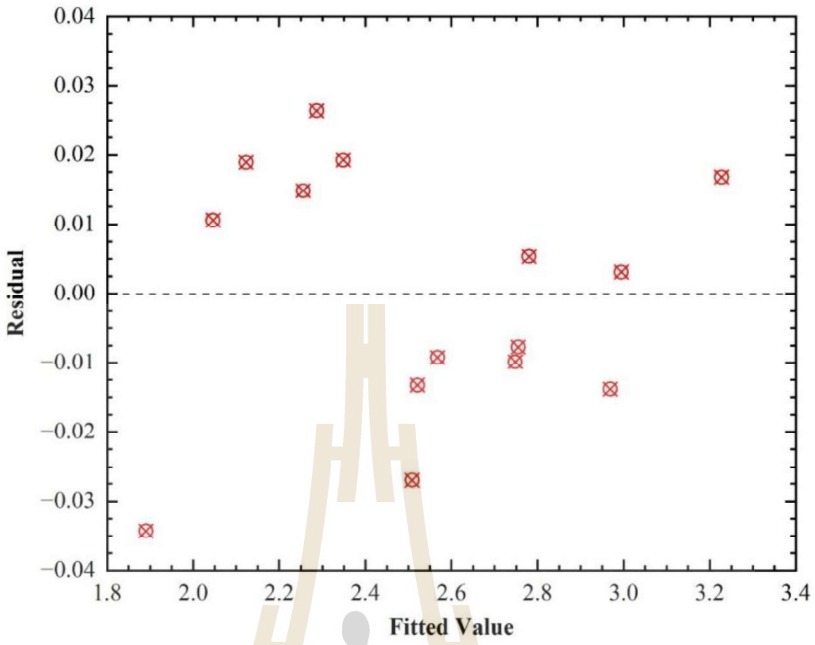


รูปที่ 4.93 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม

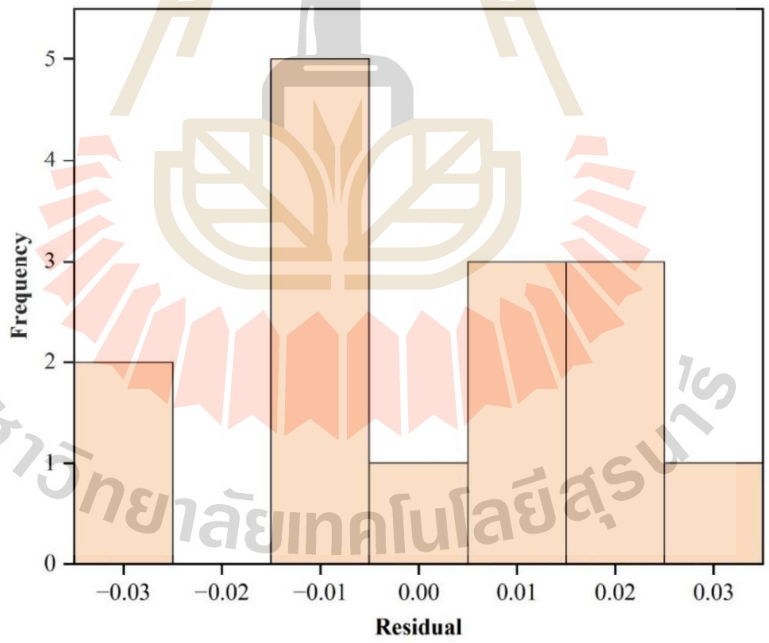


รูปที่ 4.94 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

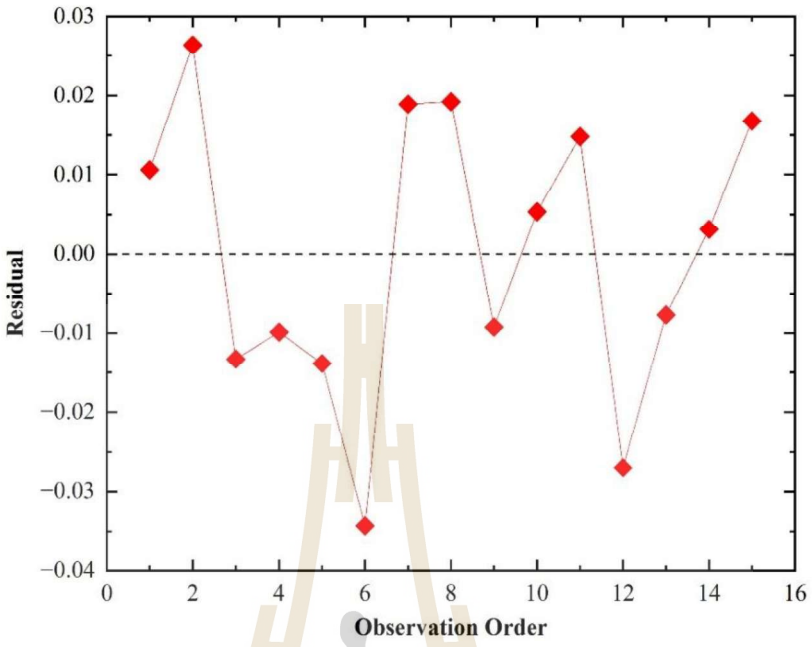


รูปที่ 4.95 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม



รูปที่ 4.96 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.97 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายความดันตกคร่อม

3) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์การตอบสนองของอัตราการถ่ายเทความร้อน $(Heat\ Transfer\ Rate)$ พบว่าแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic Polynomial Model) ที่ได้สามารถอธิบายความแปรปรวนของข้อมูลได้อย่างมีประสิทธิภาพสูง โดยมีค่า $R^2 = 99.97\%$, $R^2 adj = 99.96\%$ และ $R^2\ pred = 99.92\%$ ซึ่งบ่งบอกถึงความถูกต้องของโมเดลในการอธิบายและทำนายค่าที่อยู่นอกกลุ่มข้อมูลทดลองได้เป็นอย่างดี

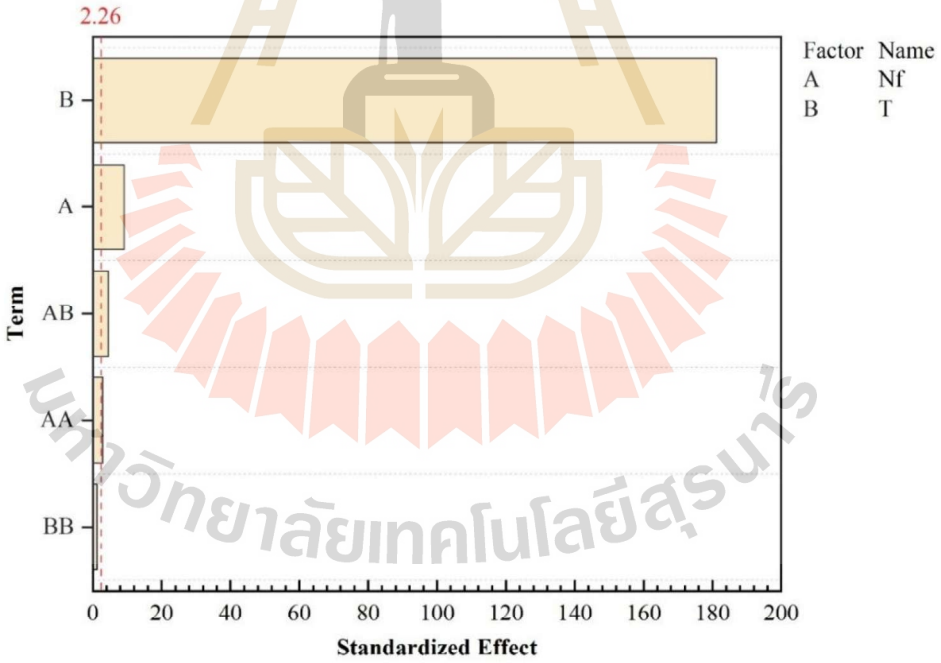
จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) เป็นตัวแปรหลักที่มีอิทธิพลเชิงบวกและมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน กล่าวคือ เมื่อเพิ่มค่าอุณหภูมิเป้าหมาย ระบบสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้อย่างชัดเจน ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน (Convective heat transfer) ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับความต่างอุณหภูมิระหว่างผิวและของไหล (Cengel & Ghajar, 2015) ขณะที่จำนวนครีบ (N_f) มีผลเชิงลบและมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน สะท้อนให้เห็นว่าการเพิ่มจำนวนครีบเกินจุดที่เหมาะสมอาจทำให้เกิดแรงต้านการไหลสูงขึ้นและส่งผลลบต่อการถ่ายเทความร้อนโดยรวม

สำหรับปฏิสัมพันธ์ระหว่างจำนวนครีบและอุณหภูมิ $(N_f \times T)$ พบว่ามีผลเชิงลบและมีนัยสำคัญ $(p = 0.001)$ หมายความว่าการเพิ่มจำนวนครีบในสภาวะที่อุณหภูมิเป้าหมายสูงอาจลดประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลง ซึ่งเป็นข้อจำกัดที่ควรคำนึงในการออกแบบ

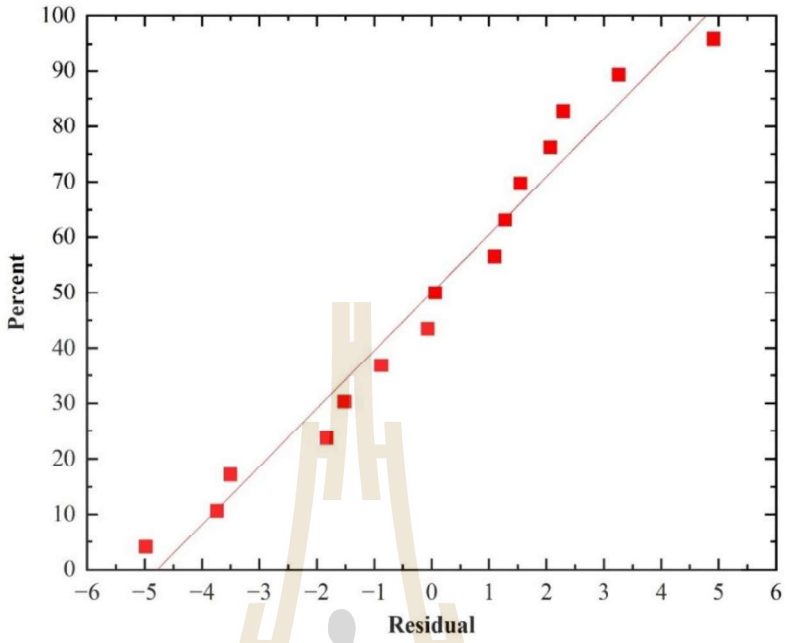
ระบบ ส่วนเทอมกำลังสองของจำนวนครีบ ส่วนเทอมกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ มีนัยสำคัญเชิงบวก $(p=0.019)$ สะท้อนถึงความโค้งของเส้นตอบสนอง ขณะที่เทอมกำลังสองของอุณหภูมิ (T^2) ไม่แสดงนัยสำคัญ $(p=0.241)$

จาก Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.98) พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) มีอิทธิพลสูงสุดต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนอย่างชัดเจน ขณะที่จำนวนครีบและปฏิสัมพันธ์ $(N_f \times T)$ ก็มีบทบาทสำคัญเช่นกัน

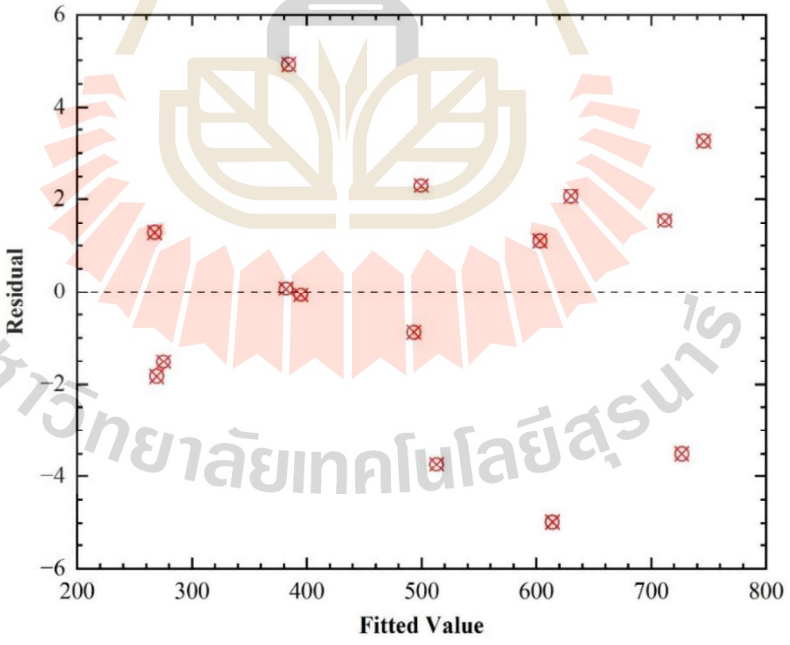
การตรวจสอบค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) จาก Normal Probability Plot (รูปที่ 4.99) พบว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง แสดงถึงความเป็นไปตามสมมติฐานการแจกแจงปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.100) ไม่พบรูปแบบที่ชัดเจน สะท้อนถึงความสม่ำเสมอของความแปรปรวน ส่วน Histogram ของค่าคงเหลือ (รูปที่ 4.101) มีลักษณะสมมาตรใกล้เคียงกับการแจกแจงปกติ และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.102) ไม่ปรากฏแนวโน้มที่สัมพันธ์กับลำดับการทดลอง ตามสมมติฐานของการวิเคราะห์ถดถอย (Myers et al., 2016)



รูปที่ 4.98 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน

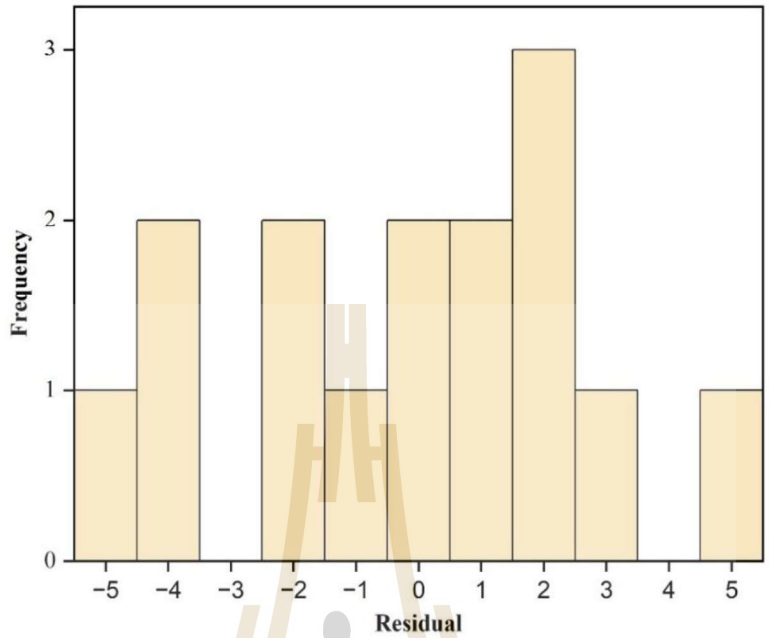


รูปที่ 4.99 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน

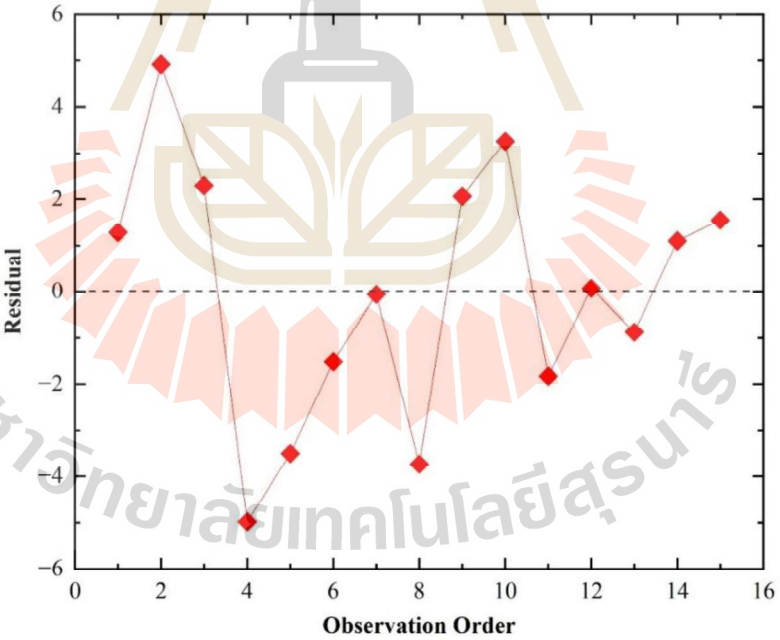


รูปที่ 4.100 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.101 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.102 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อน

4) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์การตอบสนองของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบการพา $(Convective\ Heat\ Transfer\ Coeffcient)$ พบว่าแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic Polynomial Model) ที่ได้สามารถอธิบายความแปรปรวนของข้อมูลได้อย่างแม่นยำ โดยมีค่า $R^2 = 99.53\%$, $R^2 adj = 99.27\%$ และ $R^2 pred = 99.81\%$ แสดงถึงความแม่นยำและความเหมาะสมของแบบจำลองในการทำนายค่าที่อยู่นอกกลุ่มข้อมูลทดลอง

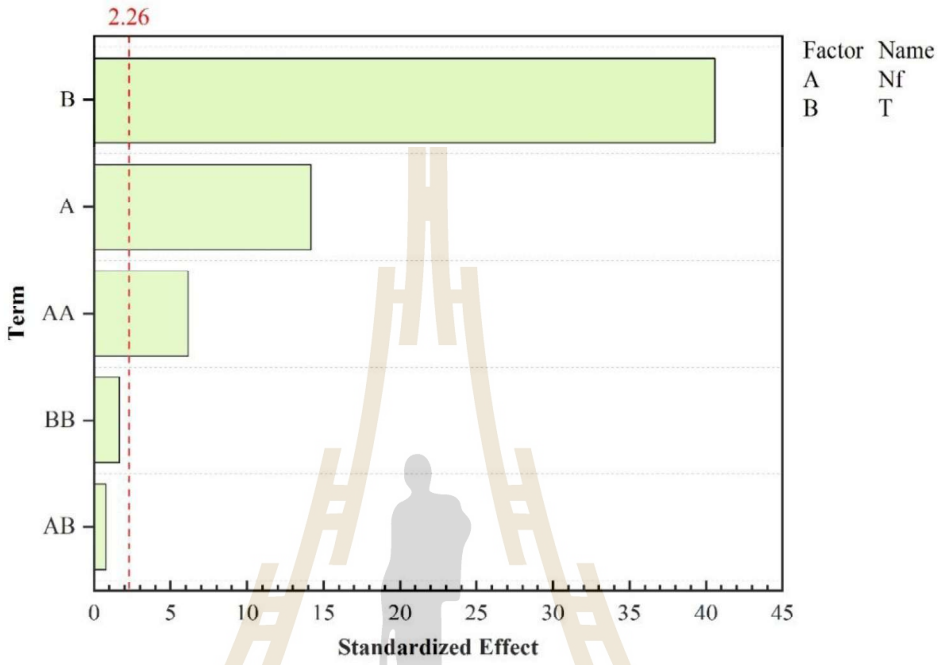
จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าจำนวนครีบ (N_f) มีอิทธิพลเชิงลบต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน $(p < 0.001)$ กล่าวคือ เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกลับมีแนวโน้มลดลง เนื่องจากการเพิ่มครีบเกินความเหมาะสมอาจทำให้เกิดแรงต้านการไหลเพิ่มขึ้น ส่งผลลดทอนการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ผิว ขณะที่อุณหภูมิเป้าหมาย (T) มีอิทธิพลเชิงบวกและมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ โดยการเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีที่ว่าเมื่ออุณหภูมิของไหลสูงขึ้น ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวโลหะกับของไหลจะมากขึ้น ส่งผลให้กลไกการพาความร้อนมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น (Incropera & DeWitt, 2011)

สำหรับปฏิสัมพันธ์ระหว่างจำนวนครีบและอุณหภูมิ $(N_f \times T)$ ไม่แสดงผลที่มีนัยสำคัญ $(p = 0.451)$ เช่นเดียวกับเทอมกำลังสองของอุณหภูมิ $(T^2,\ p = 0.131)$ ที่ไม่มีนัยสำคัญชัดเจน อย่างไรก็ตาม เทอมกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ มีผลเชิงบวกและมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ สะท้อนถึงความโค้งของเส้นตอบสนอง แสดงว่าความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนครีบและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีลักษณะไม่เชิงเส้น

จาก Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.103) พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) มีอิทธิพลสูงสุดต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน รองลงมาคือจำนวนครีบ (N_f) และผลกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ ซึ่งแสดงให้เห็นถึงบทบาทของปัจจัยหลักและการเปลี่ยนแปลงแบบไม่เชิงเส้น

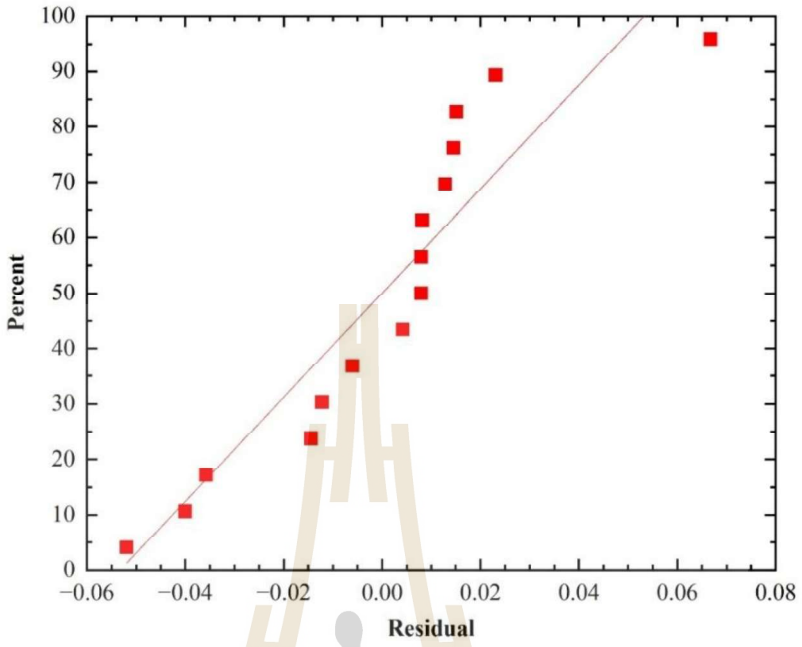
การตรวจสอบค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) จาก Normal Probability Plot (รูปที่ 4.104) พบว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง แสดงถึงความเป็นไปตามสมมติฐานการแจกแจงปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.105) ไม่พบรูปแบบที่ชัดเจน สะท้อนถึงความสม่ำเสมอของความแปรปรวน ส่วน Histogram ของค่าคงเหลือ (รูปที่ 4.106) มีลักษณะสมมาตรใกล้เคียงกับการแจกแจงปกติ และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.107) ไม่ปรากฏแนวโน้มที่สัมพันธ์กับลำดับการทดลอง แสดงว่าค่าคงเหลือมีความเป็นอิสระ อย่างไรก็ตาม

พบค่าคงเหลือที่มีค่า Large residual ใน Observation 3 (Std Resid = 2.20) แต่ยังไม่เกินเกณฑ์ ($|Std\ Resid| > 3$) จึงไม่ถือว่าเป็น Outlier รุนแรงและไม่กระทบต่อคุณภาพโดยรวมของแบบจำลอง

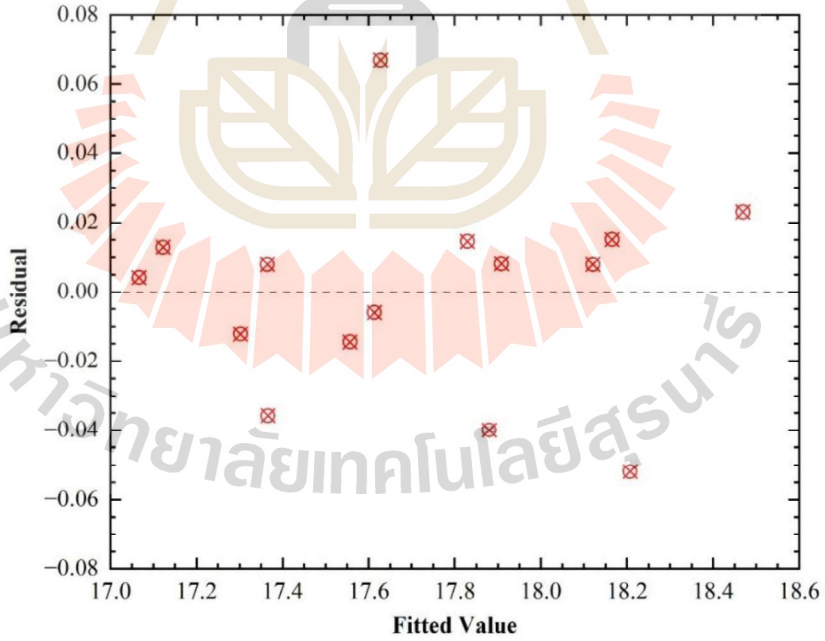


รูปที่ 4.103 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

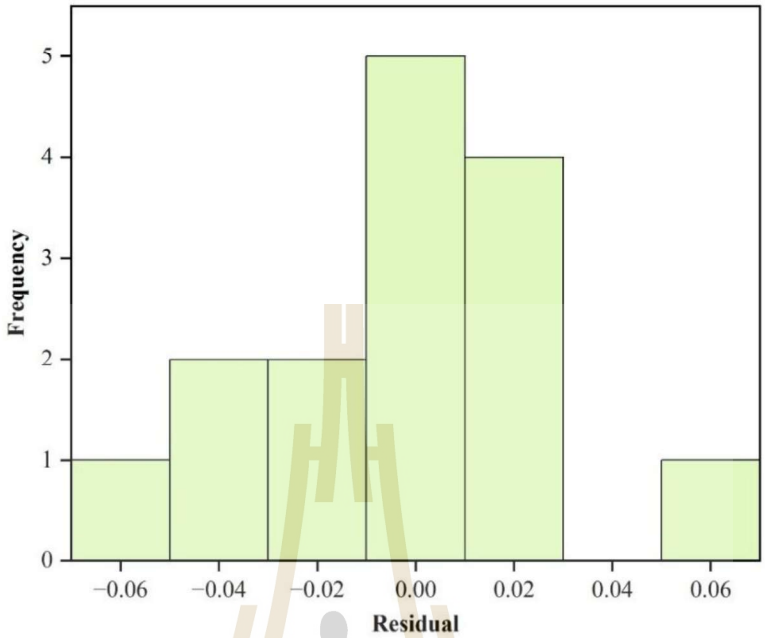


รูปที่ 4.104 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

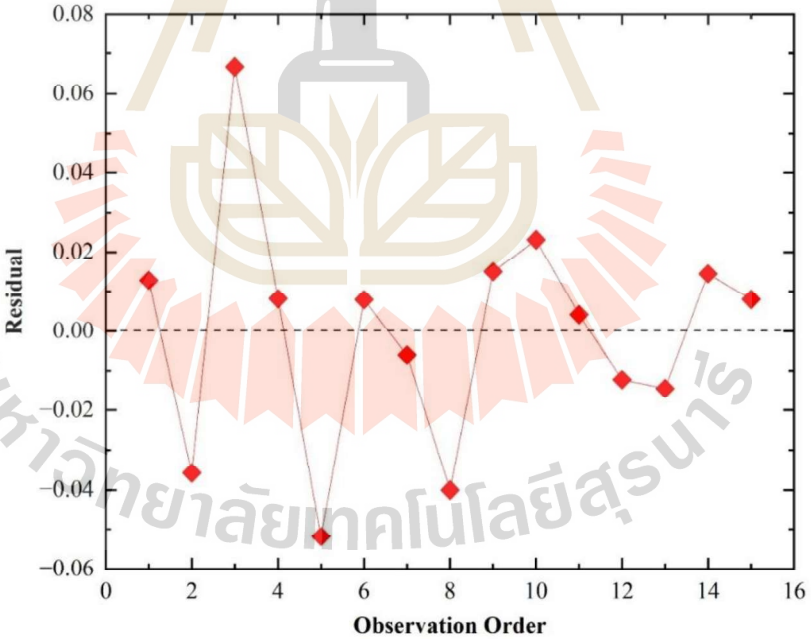


รูปที่ 4.105 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.106 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.107 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

5) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์

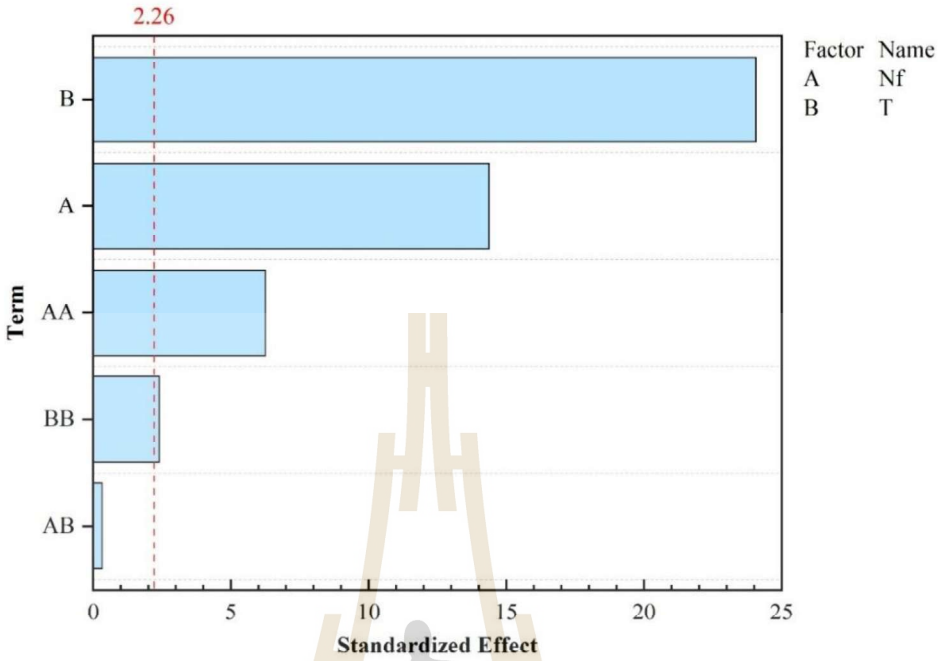
การวิเคราะห์การตอบสนองของค่าเลขนัสเซลต์ $(Nusselt\ Number)$ พบว่าแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic Polynomial Model) ที่ได้สามารถอธิบายความแปรปรวนของข้อมูลได้ดี โดยมีค่า $R^2 = 98.91\%$, $R^2 adj = 98.30\%$ และ $R^2 pred = 97.35\%$ แสดงถึงความแม่นยำและเสถียรภาพของสมการในการทำนายค่าเลขนัสเซลต์

จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าจำนวนครีบ (N_f) มีอิทธิพลเชิงลบต่อค่าเลขนัสเซลต์อย่างมีนัยสำคัญ $(p < 0.001)$ โดยการเพิ่มจำนวนครีบทำให้ค่าค่าเลขนัสเซลต์ลดลง ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีว่าเมื่อมีการเพิ่มพื้นที่ผิวและสิ่งกีดขวางการไหลมากขึ้น จะทำให้โครงสร้างการไหลซับซ้อนขึ้นและลดการพาความร้อนเฉลี่ยต่อหน่วยพื้นที่ผิวลง ขณะที่อุณหภูมิเป้าหมาย (T) ก็มีอิทธิพลเชิงลบและมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ สะท้อนว่าการเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายแม้จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเชิงปริมาณ แต่เมื่อพิจารณาในเชิงไร้มิติแล้วค่าเลขนัสเซลต์กลับมีแนวโน้มลดลง ซึ่งเป็นผลที่มักเกิดขึ้นในกรณีการไหลที่พัฒนาเต็มที่ (Fully developed flow)

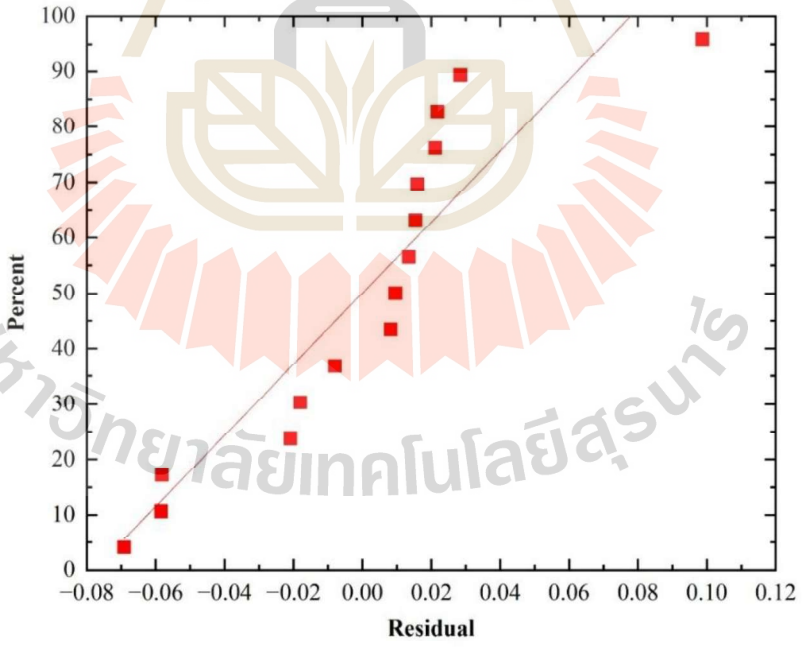
สำหรับผลกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ มีผลเชิงบวกและมีนัยสำคัญ $(p < 0.001)$ แสดงถึงความโค้งของเส้นตอบสนอง ส่วนเทอมกำลังสองของอุณหภูมิ (T^2) แม้มีผลเชิงบวกและมีนัยสำคัญที่ระดับ $p = 0.039$ แต่มีอิทธิพลในระดับรอง ขณะที่ปฏิสัมพันธ์ $(N_f \times T)$ ไม่พบความแตกต่างที่มีนัยสำคัญ $p = 0.751$

จาก Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.108) พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) และจำนวนครีบ เป็นปัจจัยหลักที่มีอิทธิพลเด่นชัดต่อค่าเลขนัสเซลต์ โดยมีค่าผลมาตรฐานสูงกว่าเส้นวิกฤต $(\alpha = 0.05)$ อย่างชัดเจน

การตรวจสอบค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) จาก Normal Probability Plot (รูปที่ 4.109) พบว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง แสดงถึงความเป็นไปตามสมมติฐานการแจกแจงปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.110) ไม่พบรูปแบบที่ชัดเจน สะท้อนถึงความสม่ำเสมอของความแปรปรวน ส่วน Histogram ของค่าคงเหลือ (รูปที่ 4.111) มีลักษณะสมมาตรใกล้เคียงกับการแจกแจงปกติ และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.112) ไม่ปรากฏแนวโน้มที่สัมพันธ์กับลำดับการทดลอง แสดงว่าค่าคงเหลือมีความเป็นอิสระ จึงสนับสนุนสมมติฐานความเป็นอิสระของค่าคงเหลือ อย่างไรก็ตาม พบค่าคงเหลือที่มีค่า Large residual ใน Observation 3 (Std Resid = 2.24) แต่ยังไม่เกินเกณฑ์ $(|Std\ Resid| > 3)$ จึงไม่ถือว่าเป็น Outlier รุนแรงและไม่กระทบต่อคุณภาพโดยรวมของแบบจำลอง

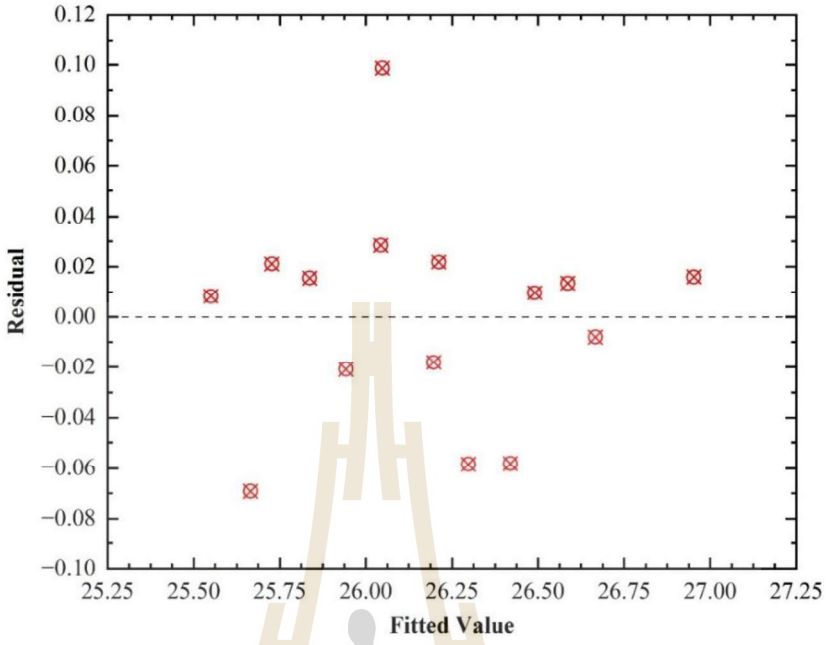


รูปที่ 4.108 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์

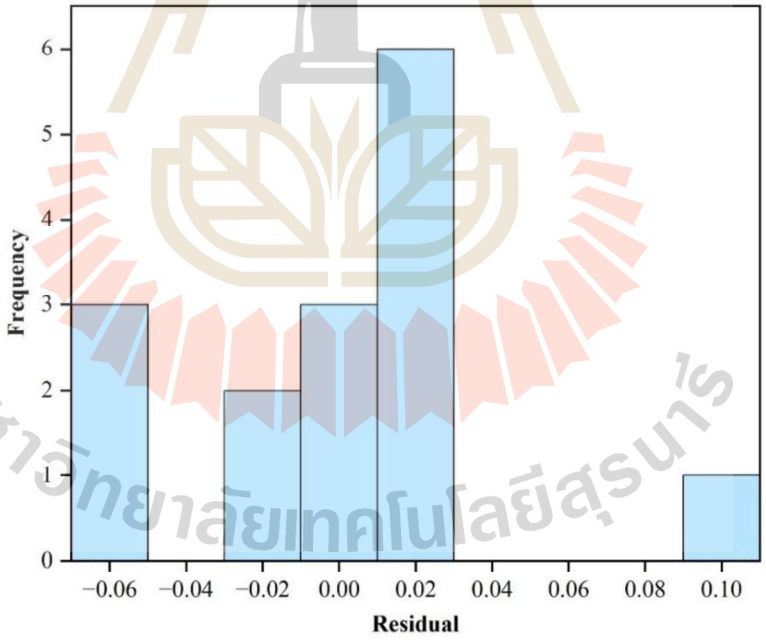


รูปที่ 4.109 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

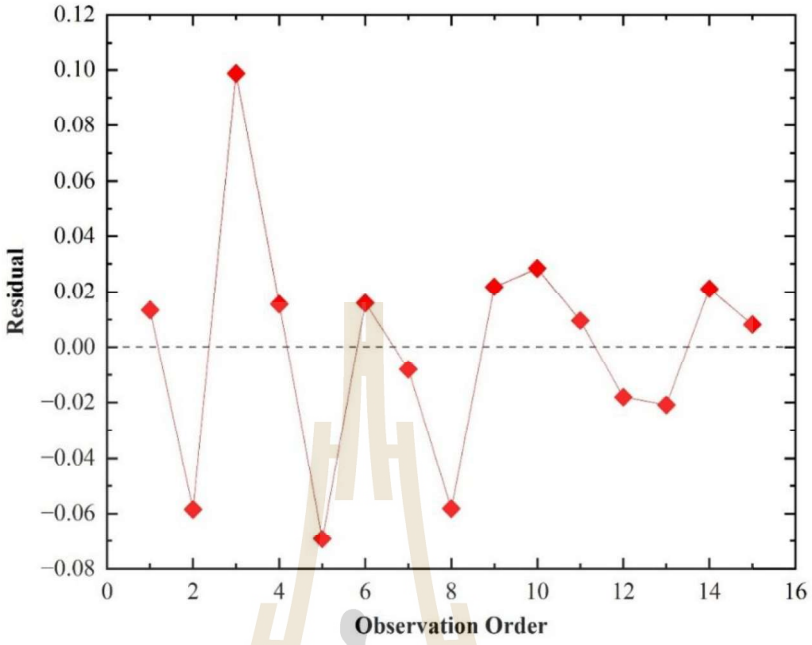


รูปที่ 4.110 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์



รูปที่ 4.111 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.112 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าเลขนัสเซลต์

6) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน

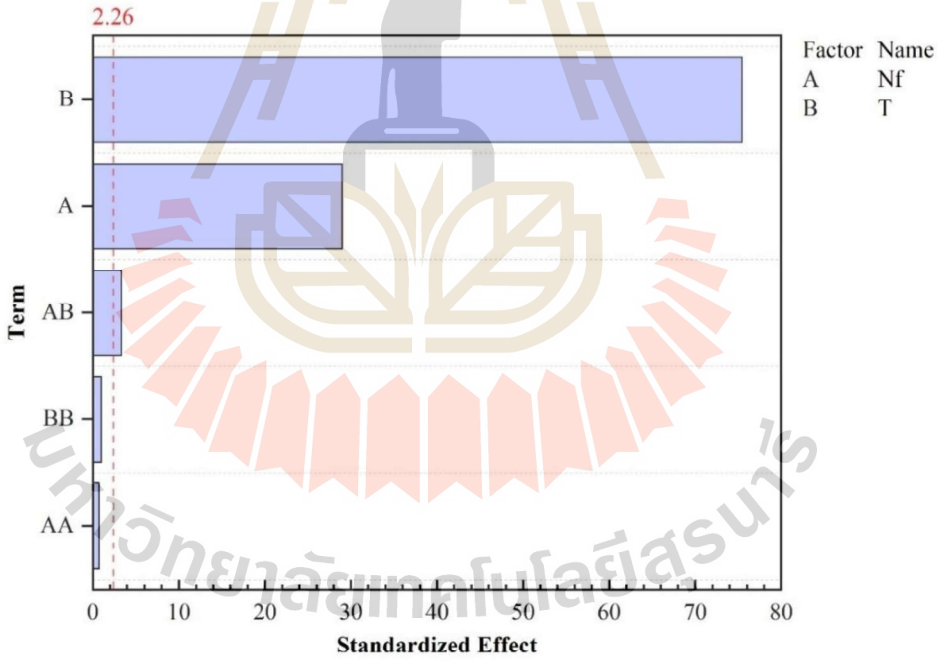
การวิเคราะห์การตอบสนองของค่าปัจจัยความเสียดทาน $(Friction\ Factor)$ พบว่าแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic Polynomial Model) ที่ได้สามารถอธิบายความแปรปรวนของข้อมูลได้อย่างแม่นยำ โดยมีค่า $R^2 = 99.95\%$, $R^2 adj = 99.93\%$ และ $R^2 pred = 99.85\%$ แสดงถึงความสอดคล้องและประสิทธิภาพสูงของแบบจำลอง

จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าจำนวนครีบ (N_f) และอุณหภูมิเป้าหมาย (T) มีผลเชิงบวกต่อค่าปัจจัยความเสียดทานอย่างมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ โดยการเพิ่มจำนวนครีบส่งผลให้แรงเสียดทานเพิ่มขึ้น เนื่องจากครีบที่มากขึ้นก่อให้เกิดความซับซ้อนและแรงต้านต่อการไหล ส่วนการเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายส่งผลต่อสมบัติทางกายภาพของอากาศ (เช่น ความหนืดและความหนาแน่น) ซึ่งอาจทำให้การไหลมีความต้านทานมากขึ้นด้วย

สำหรับผลกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ และอุณหภูมิเป้าหมาย (T^2) ไม่พบว่ามีผลที่มีนัยสำคัญ $(p > 0.05)$ แสดงว่าความสัมพันธ์ของปัจจัยหลักกับค่าปัจจัยความเสียดทาน เป็นไปในลักษณะเชิงเส้นมากกว่าเชิงโค้ง ขณะที่ปฏิสัมพันธ์ระหว่างจำนวนครีบและอุณหภูมิ $(N_f \times T)$ มีผลเชิงบวกและมีนัยสำคัญ $(p = 0.009)$ สะท้อนให้เห็นว่าผลกระทบจากการเพิ่มจำนวนครีบต่อแรงเสียดทานจะรุนแรงยิ่งขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น

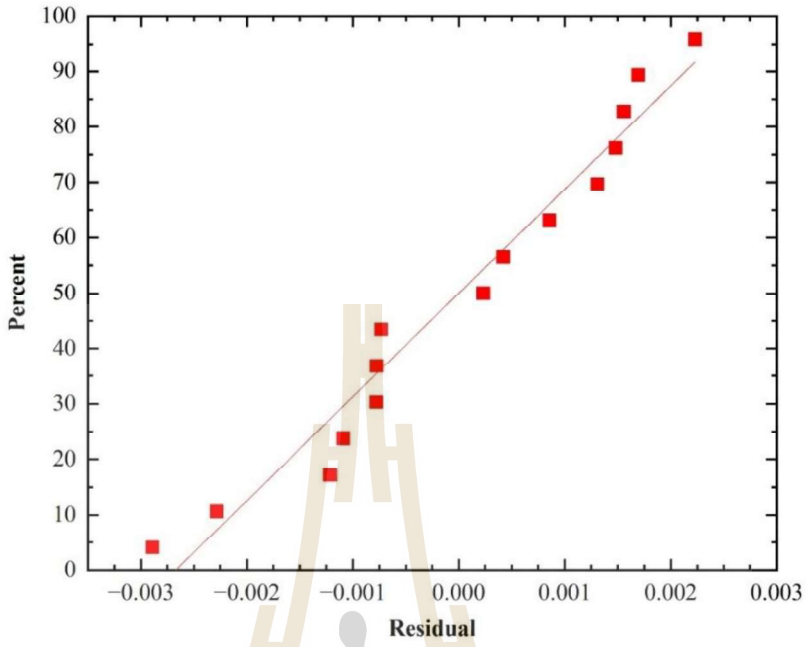
จาก Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.113) พบว่าอุณหภูมิเป้าหมาย (T) มีอิทธิพลสูงสุดต่อค่าปัจจัยความเสียดทาน รองลงมาคือจำนวนครีบ (N_f) และปฏิสัมพันธ์ $(N_f \times T)$

การตรวจสอบค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) จาก Normal Probability Plot (รูปที่ 4.114) พบว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง แสดงถึงความเป็นไปตามสมมติฐานการแจกแจงปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.115) ไม่พบรูปแบบที่ชัดเจน สะท้อนถึงความสม่ำเสมอของความแปรปรวน ส่วน Histogram ของค่าคงเหลือ (รูปที่ 4.116) มีลักษณะสมมาตรใกล้เคียงกับการแจกแจงปกติ และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.117) ไม่ปรากฏแนวโน้มที่สัมพันธ์กับลำดับการทดลอง แสดงว่าค่าคงเหลือมีความเป็นอิสระ จึงยืนยันสมมติฐานของการวิเคราะห์ถดถอย อย่างไรก็ตาม พบค่าคงเหลือที่มีค่า Large residual ใน Observation 6 (Std Resid = -2.39) แต่ยังไม่เกินเกณฑ์ $(|Std\ Resid| > 3)$ จึงไม่ถือว่าเป็น Outlier รุนแรงและไม่กระทบต่อคุณภาพโดยรวมของแบบจำลอง

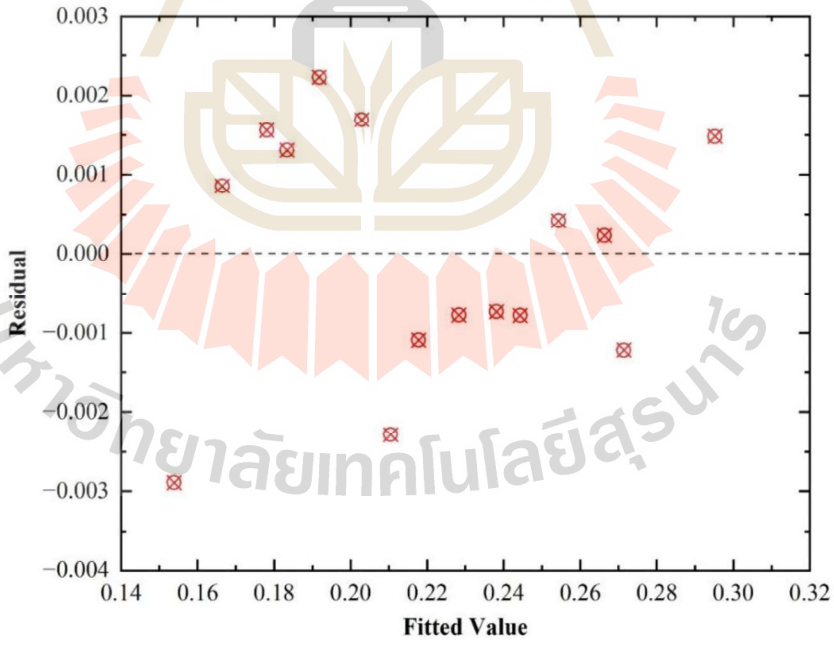


รูปที่ 4.113 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

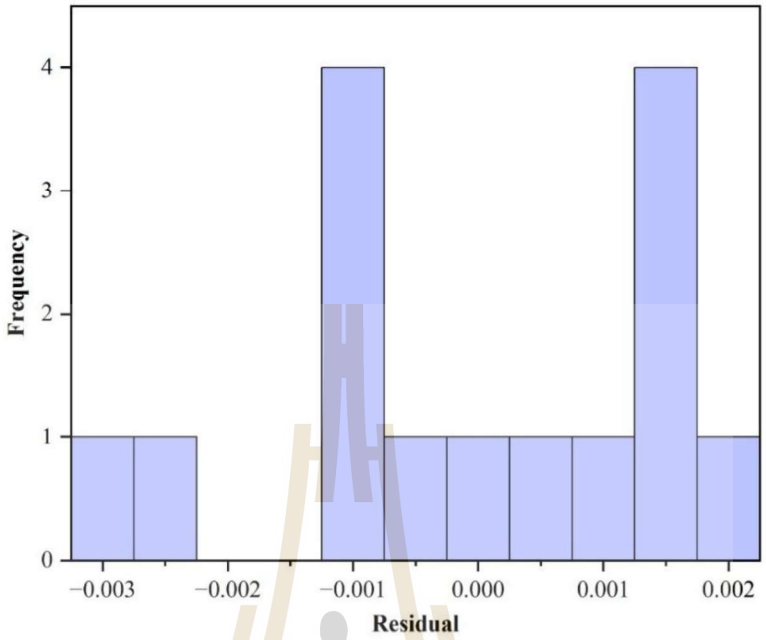


รูปที่ 4.114 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน

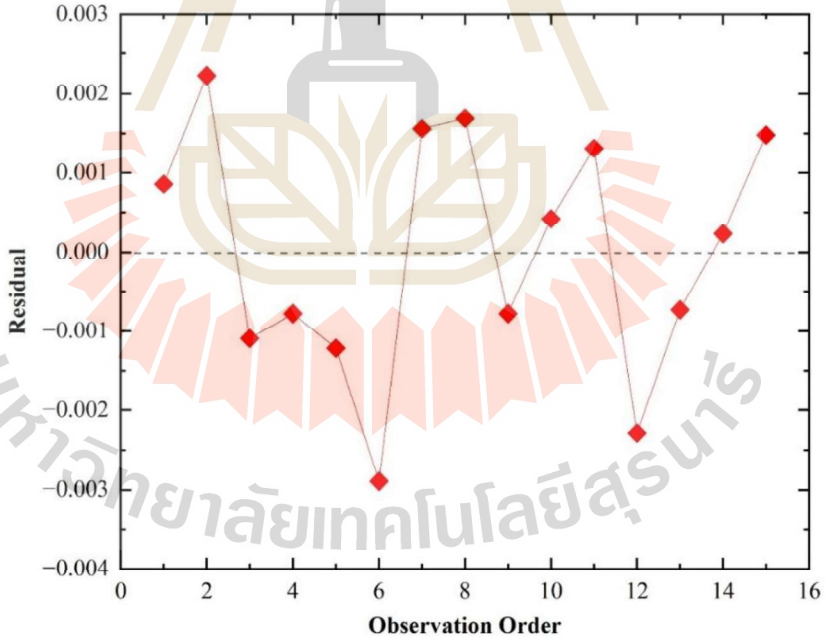


รูปที่ 4.115 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.116 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน



รูปที่ 4.117 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทาน

7) ผลการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

การวิเคราะห์การตอบสนองของค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (*Thermal Enhancement Factor*) พบว่าแบบจำลองเชิงพหุนามดีกรีสอง (Quadratic

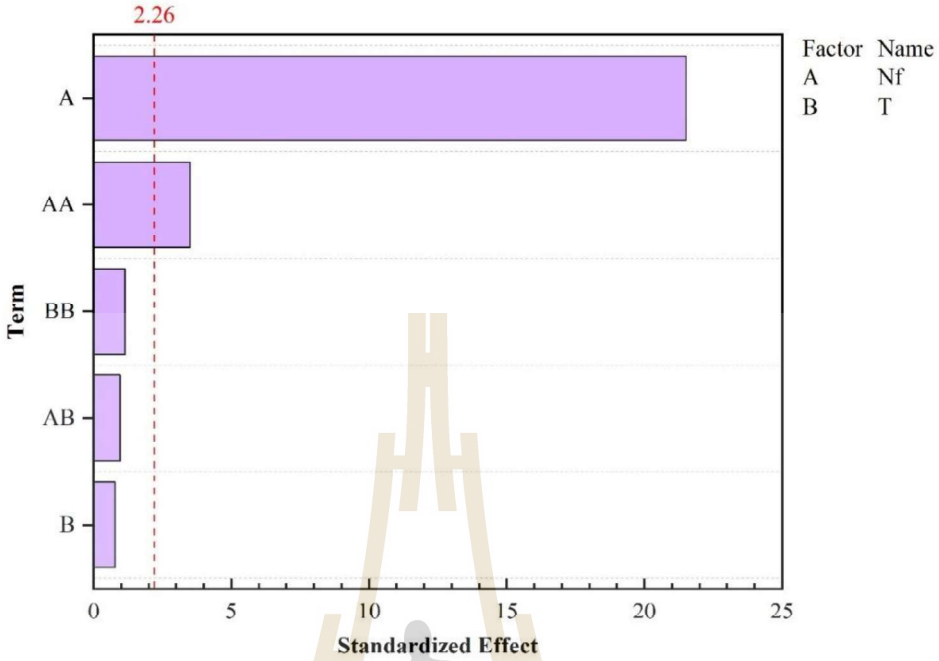
Polynomial Model) ที่ได้สามารถอธิบายความแปรปรวนของข้อมูลได้ดี โดยมีค่า $R^2 = 98.10\%$, $R^2 adj = 97.05\%$ และ $R^2 pred = 94.44\%$ ซึ่งสะท้อนถึงความน่าเชื่อถือและความสามารถในการทำนายที่เพียงพอ แม้จะต่ำกว่าตัวแปรด้านอุณหภูมิหรือการถ่ายเทความร้อนบางตัวเล็กน้อย แต่ก็ยังถือว่าอยู่ในระดับสูง

จากผลการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์ พบว่าจำนวนครีบ (N_f) มีอิทธิพลเชิงลบต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อนอย่างมีนัยสำคัญสูง $(p < 0.001)$ ซึ่งหมายความว่าการเพิ่มจำนวนครีบมากเกินไปอาจไม่ได้ส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่อการสูญเสียแรงดันดีขึ้นเสมอไป แต่กลับอาจทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนลดลง เนื่องจากแรงต้านการไหลที่เพิ่มขึ้นเมื่อมีครีบมากขึ้น (Webb & Kim, 2005) ขณะที่อุณหภูมิเป้าหมาย (T) ไม่พบว่ามีผลที่มีนัยสำคัญต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อน $(p > 0.05)$

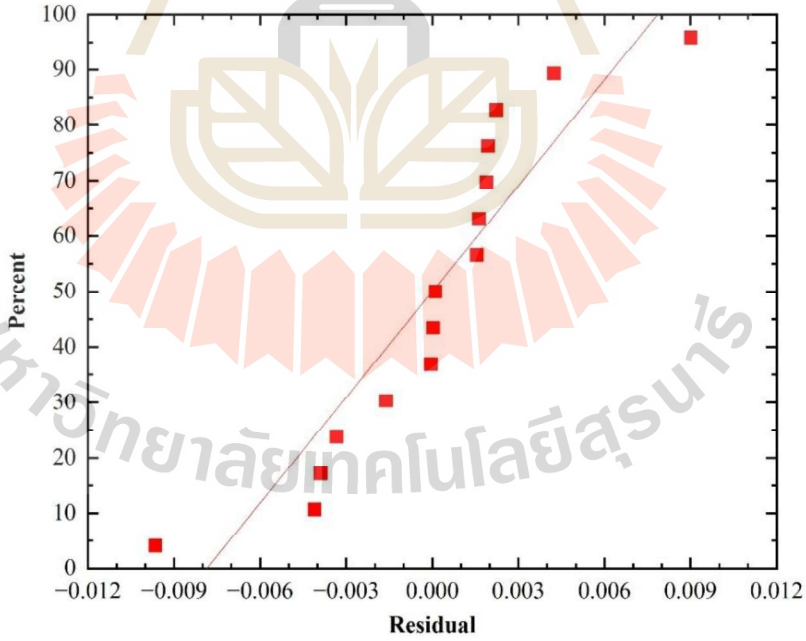
สำหรับผลกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ มีผลเชิงบวกและมีนัยสำคัญ $(p = 0.007)$ แสดงให้เห็นถึงความโค้งของเส้นตอบสนอง ซึ่งบ่งบอกว่าเมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นถึงระดับหนึ่ง ผลกระทบต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อนจะเปลี่ยนแปลงไปไม่เป็นเส้นตรงอีกต่อไป ส่วนผลกำลังสองของอุณหภูมิเป้าหมาย (T^2) และปฏิสัมพันธ์ $(N_f \times T)$ ไม่พบว่ามีความสำคัญทางสถิติ $(p > 0.05)$

จาก Pareto Chart of the Standardized Effects (รูปที่ 4.118) พบว่าจำนวนครีบ (N_f) และผลกำลังสองของจำนวนครีบ $(N_f{}^2)$ เป็นปัจจัยที่มีอิทธิพลสูงต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ขณะที่อุณหภูมิเป้าหมายและปฏิสัมพันธ์ต่าง ๆ มีอิทธิพลน้อยมากเมื่อเทียบกัน

การตรวจสอบค่าคงเหลือ (Residual diagnostics) จาก Normal Probability Plot (รูปที่ 4.119) พบว่าค่าคงเหลือมีการกระจายใกล้เคียงกับเส้นตรง แสดงถึงความเป็นไปตามสมมติฐานการแจกแจงปกติ กราฟ Residuals versus Fits (รูปที่ 4.120) ไม่พบรูปแบบที่ชัดเจน สะท้อนถึงความสม่ำเสมอของความแปรปรวน ส่วน Histogram ของค่าคงเหลือ (รูปที่ 4.121) มีลักษณะสมมาตรใกล้เคียงกับการแจกแจงปกติ และกราฟ Residuals versus Order (รูปที่ 4.122) ไม่ปรากฏแนวโน้มที่สัมพันธ์กับลำดับการทดลอง แสดงถึงความเป็นอิสระของค่าคงเหลือ อย่างไรก็ตาม พบค่าคงเหลือที่มีค่า Large residual ใน Observation 8 และ 12 (Std Resid = -2.16 และ 2.04 ตามลำดับ) แต่ยังไม่เกินเกณฑ์ $(|Std\ Resid| \pm 3)$ จึงไม่ถือว่าเป็น Outlier รุนแรงและไม่กระทบต่อคุณภาพโดยรวมของแบบจำลอง

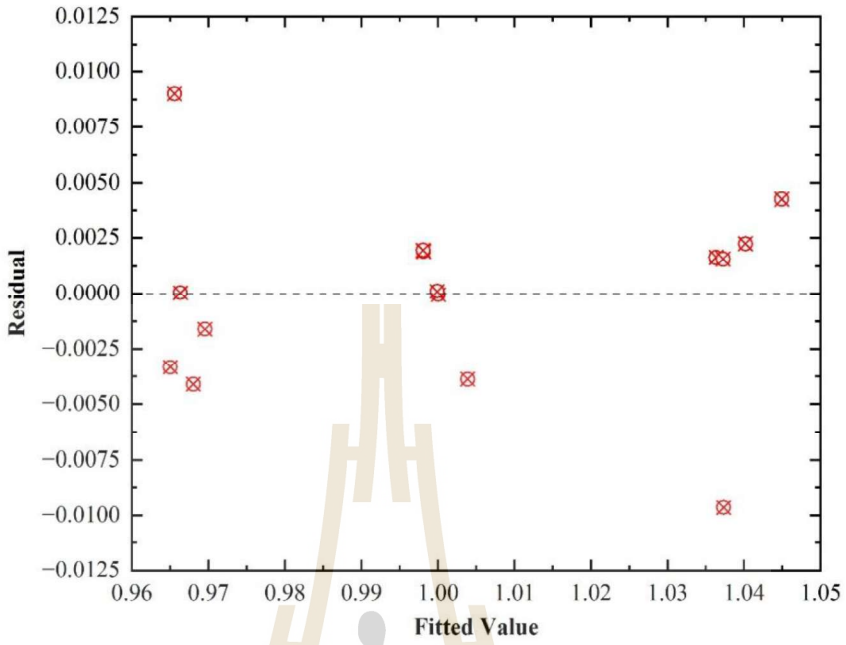


รูปที่ 4.118 กราฟพาเรโต Standardized Effects ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

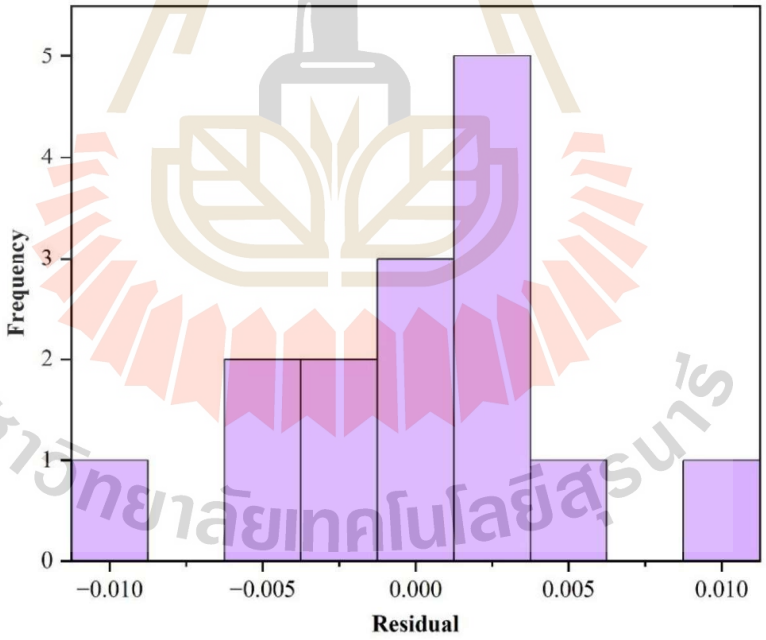


รูปที่ 4.119 กราฟ Normal Probability ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

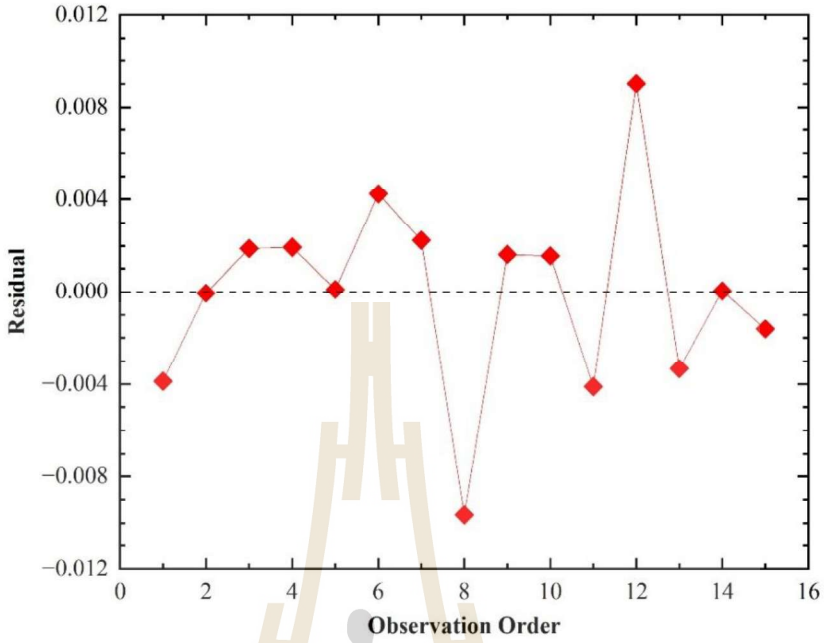
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.120 กราฟ Versus Fits ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน



รูปที่ 4.121 กราฟ Histogram ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน



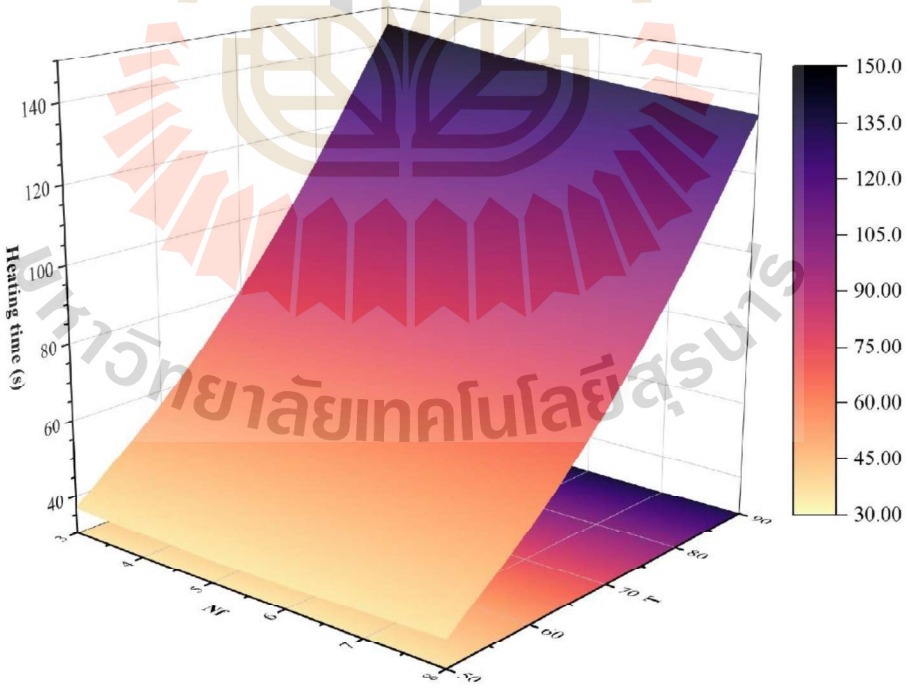
รูปที่ 4.122 กราฟ Versus Order ของการสร้างแบบจำลองการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

ผลการสร้างแบบจำลองการตอบสนอง (Response Surface Regression) สำหรับตัวแปรทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการถ่ายเทความร้อนและพลศาสตร์ของไหลในระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า พบว่าแบบจำลองทั้งหมดมีความสามารถในการอธิบายความแปรปรวนของข้อมูลได้ในระดับสูงมาก โดยมีค่าความแม่นยำ R^2 อยู่ในช่วงตั้งแต่ร้อยละ 97 ถึงเกือบ 100 ซึ่งสะท้อนถึงความสอดคล้องของข้อมูลเชิงทดลองกับแบบจำลองทางสถิติที่สร้างขึ้น การวิเคราะห์ในเชิงองค์รวมแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์เชิงซ้อนระหว่างจำนวนครีบ (N_f) และอุณหภูมิเป้าหมาย (T) ที่เป็นตัวแปรอิสระหลัก โดยจำนวนครีบมีบทบาทสำคัญในการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์พาความร้อน และจำนวนนัสเซลต์เพิ่มสูงขึ้น อีกทั้งยังช่วยลดเวลาในการทำความร้อนลงอย่างมีนัยสำคัญ อย่างไรก็ตามการเพิ่มจำนวนครีบย่อมนำมาซึ่งผลกระทบด้านลบที่สำคัญคือความดันตกคร่อมและค่าความเสียดทานที่สูงขึ้น ซึ่งทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนมีแนวโน้มลดลง อันเป็นผลจากความไม่สมดุลระหว่างการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียพลังงานจากแรงต้านทานการไหล

ขณะเดียวกันอุณหภูมิเป้าหมายถูกพบว่าเป็นตัวแปรหลักที่ผลักดันการเปลี่ยนแปลงของเกือบทุกตัวแปรการตอบสนอง โดยมีอิทธิพลอย่างชัดเจนต่อการเพิ่มค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ตลอดจนสัมพันธ์กับการเพิ่มขึ้นของความดันตกคร่อมและปัจจัยความเสียดทาน อันเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงสมบัติทางกายภาพของอากาศในสภาวะอุณหภูมิสูง การวิเคราะห์ปฏิสัมพันธ์ของตัวแปรทั้งสองยังแสดงให้เห็นว่าผลกระทบของการเพิ่มครีบต่อแรงเสียดทานและการ

กระจายอุณหภูมิมีแนวโน้มรุนแรงยิ่งขึ้นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้น สอดคล้องกับหลักการทางทฤษฎีด้านกลศาสตร์ของไหลและถ่ายเทความร้อนที่ชี้ให้เห็นว่าการเพิ่มความซับซ้อนของโครงสร้างภายในท่อร่วมกับการปรับสภาวะอุณหภูมิสูงจะทำให้เกิดทั้งการพาความร้อนที่มากขึ้นและความสูญเสียด้านพลังงานที่เพิ่มขึ้นเช่นกัน

ภาพรวมของผลการสร้างแบบจำลองทั้งหมดนี้ชี้ให้เห็นถึงความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของแบบจำลองเชิงสถิติที่พัฒนา ซึ่งไม่เพียงแต่สามารถใช้ทำนายค่าตัวแปรการตอบสนองได้อย่างแม่นยำ แต่ยังสะท้อนให้เห็นถึงกลไกทางกายภาพที่แท้จริงของระบบ โดยผลการวิเคราะห์ตอกย้ำว่าการออกแบบภาระเหนี่ยวนำแบบครีบในสภาวะการทำงานที่ควบคุมด้วยอุณหภูมิจำเป็นต้องหาจุดสมดุลที่เหมาะสมระหว่างการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและการลดทอนผลเสียจากแรงต้านการไหล ซึ่งสามารถประเมินได้จากตัวชี้วัดเชิงบูรณาการอย่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ข้อค้นพบนี้จึงสอดคล้องกับหลักการพื้นฐานของการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มุ่งเน้นการหาสภาวะที่คุ้มค่าที่สุดระหว่างประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการใช้พลังงาน และเป็นการยืนยันว่าระบบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าที่ใช้ในการศึกษานี้สามารถสร้างแบบจำลองที่มีความแม่นยำและมีศักยภาพสูงในการนำไปประยุกต์ใช้จริงในงานวิจัยและการออกแบบระบบในอนาค

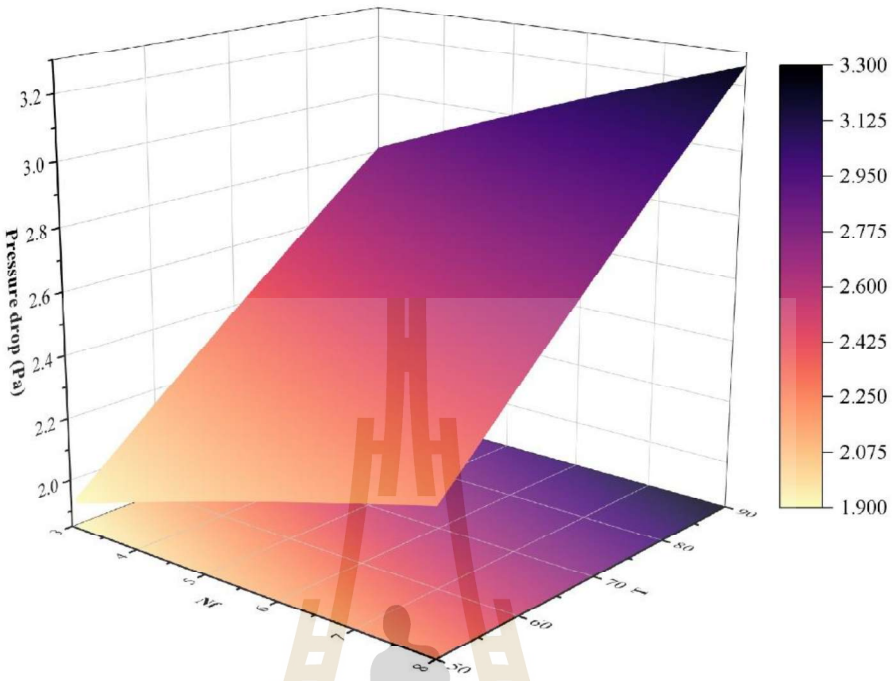


รูปที่ 4.123 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาในการทำความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

ผลการทำนายค่าเวลาที่ใช้ในการทำความร้อนโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3-8 ครีบ และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50- 90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนว่า เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น ค่าเวลาที่ใช้ในการทำความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 เวลาที่ได้จากการทำนายอยู่ในช่วง 35.52–144.04 วินาที ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ระยะเวลาที่ได้อยู่ระหว่าง 34.84–141.12 วินาที สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ระยะเวลาที่ได้อยู่ระหว่าง 34.56–138.60 วินาที จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 34.68–136.48 วินาที จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 35.19–134.76 วินาที และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 36.10–133.44 วินาที

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนแนวโน้มที่สอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อน กล่าวคือ การเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้ระบบต้องใช้เวลาในการสะสมพลังงานความร้อนเข้าสู่กระบอกโลหะมากขึ้น จึงทำให้เวลาที่ใช้ในการทำความร้อนเพิ่มสูงขึ้นอย่างชัดเจน อย่างไรก็ตาม การเพิ่มจำนวนครีบจาก 3 เป็น 8 ครีบกลับส่งผลในทิศทางตรงกันข้าม กล่าวคือสามารถลดเวลาในการทำความร้อนลงได้ในทุกช่วงของอุณหภูมิเป้าหมาย โดยที่ผลลดลงนี้เด่นชัดยิ่งขึ้นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C เวลาที่ใช้ในการทำความร้อนลดลงจาก 144.04 วินาที (จำนวนครีบ 3) เหลือเพียง 133.44 วินาที (จำนวนครีบ 8) หรือคิดเป็นการลดลงประมาณ 7.4% ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าการเพิ่มจำนวนครีบช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและเสริมสร้างการพาความร้อน ทำให้ความร้อนถ่ายเทสู่ลมได้เร็วขึ้น ส่งผลให้เวลารวมที่ต้องใช้สั้นลง

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวยังสามารถมองเห็นได้ชัดจากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาในการทำความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่แสดงในรูปที่ 4.123 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มลาดชันในทิศทางของอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งหมายความว่าอุณหภูมิเป้าหมายมีอิทธิพลเชิงบวกต่อเวลา ขณะที่การเพิ่มจำนวนครีบส่งผลให้พื้นผิวการตอบสนองลดต่ำลงในทุกระดับของอุณหภูมิ สะท้อนถึงกลไกที่จำนวนครีบทำหน้าที่เป็นตัวเร่งให้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับงานวิจัยด้านการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ชี้ว่าการติดตั้งครีบเป็นวิธีการที่มีประสิทธิผลในการลดเวลาและเพิ่มอัตราการถ่ายโอนพลังงานในระบบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)



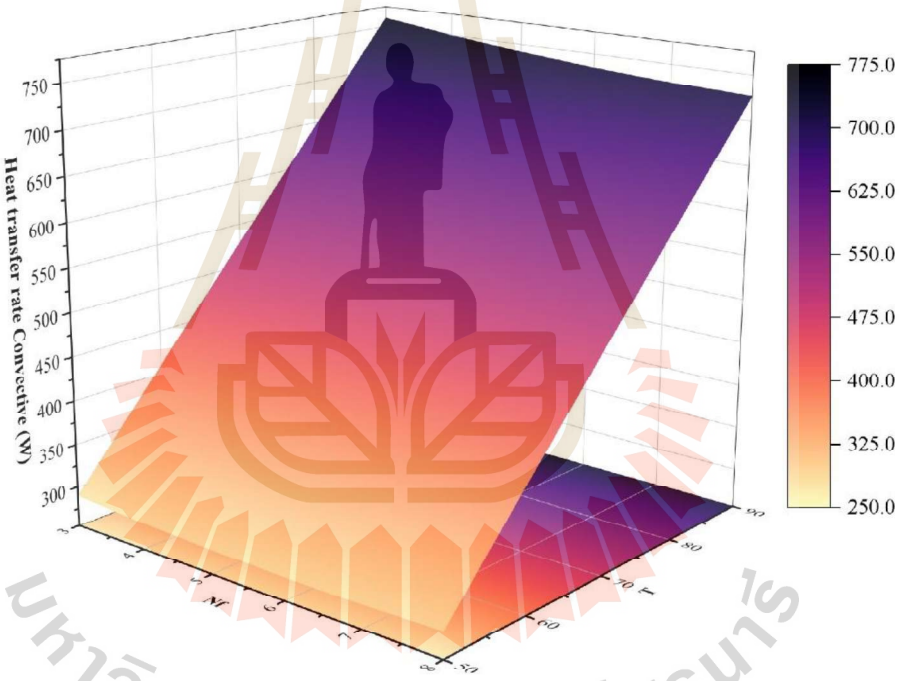
รูปที่ 4.124 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

ผลการทำนายค่าความดันตกคร่อมโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3–8 ครีบ และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50–90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนว่า เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น ค่าความดันตกคร่อมจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าความดันตกคร่อมจากการทำนายอยู่ในช่วง 1.8903–2.7802 Pa ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ค่าที่ได้อยู่ระหว่าง 1.9699–2.8761 Pa สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ค่าที่ได้อยู่ระหว่าง 2.0462–2.9688 Pa จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 2.1193–3.0583 Pa จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 2.1891–3.1445 Pa และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 2.2557–3.2274 Pa

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนกลไกที่สอดคล้องกับทฤษฎีพลศาสตร์ของไหล กล่าวคือ การเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของอากาศ เช่น ความหนืดและความหนาแน่น ซึ่งส่งผลให้ความต้านทานการไหลภายในท่อเพิ่มสูงขึ้น จึงทำให้ค่าความดันตกคร่อมมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้ การเพิ่มจำนวนครีบจาก 3 ครีบเป็น 8 ครีบยังส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มสูงขึ้นในทุกช่วงของอุณหภูมิเป้าหมาย ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มจาก 2.7802 Pa (จำนวนครีบ 3) ไปจนถึง 3.2274 Pa (จำนวนครีบ 8) หรือคิดเป็นการเพิ่มขึ้นประมาณ 16% ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่า การเพิ่มจำนวนครีบแม้จะช่วยเพิ่ม

ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน แต่ก็ทำให้ความต้านทานการไหลสูงขึ้นและก่อให้เกิดความสูญเสียด้านพลังงานมากขึ้นตามไปด้วย

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวยังสามารถเห็นได้ชัดเจนจากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกคร่อมกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่ปรากฏในรูปที่ 4.124 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มสูงขึ้นในทั้งสองทิศทาง สะท้อนให้เห็นว่าทั้งจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมายมีอิทธิพลเชิงบวกต่อค่าความดันตกคร่อม ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยด้านการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ระบุว่าการติดตั้งครีบเป็นวิธีการที่แม้จะช่วยเสริมการถ่ายเทความร้อน แต่ก็มักเพิ่มข้อจำกัดในด้านความดันตกคร่อมและความสูญเสียพลังงาน (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)



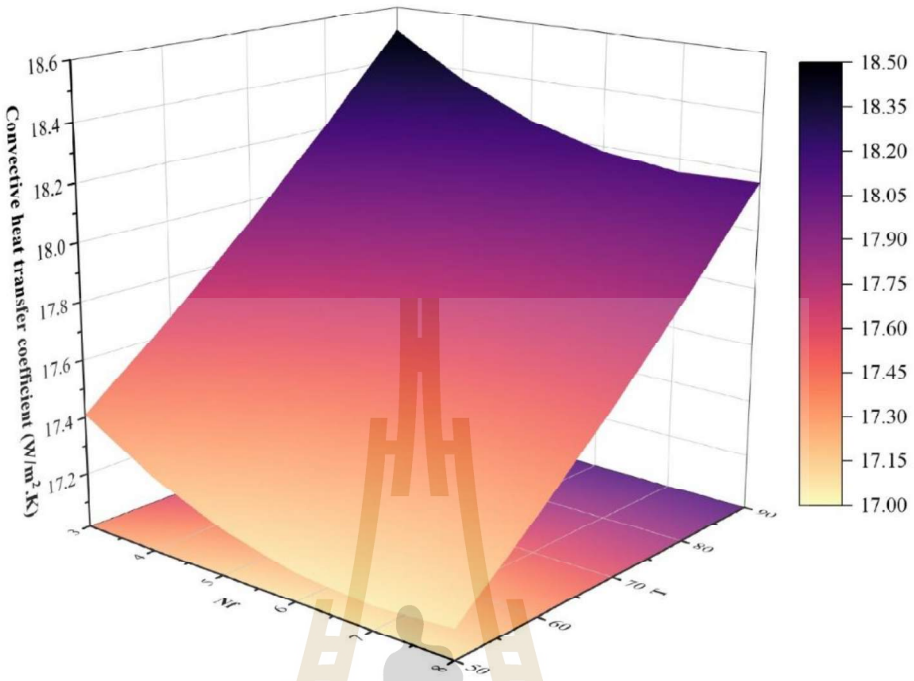
รูปที่ 4.125 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

ผลการทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3–8 ครีบ และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50–90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนว่า เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการทำนายอยู่ในช่วง 275.1387–

745.6937 W ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ระหว่าง 270.3650–735.2964 W สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ระหว่าง 267.3979–726.7058 W จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 266.2374–719.9217 W จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 266.8834–714.9442 W และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 269.3361–711.7734 W

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนกลไกที่สอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อน กล่าวคือ การเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้ผลต่างอุณหภูมิระหว่างผนังท่อโลหะและอากาศสูงขึ้น ส่งผลให้แรงขับเคลื่อนของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นและทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาผลของจำนวนครีบ พบว่าการเพิ่มจำนวนครีบจาก 3 เป็น 8 ครีบไม่ได้ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอย่างเด่นชัดเท่ากับผลของอุณหภูมิเป้าหมาย โดยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 ℃ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงจาก 745.6937 W (จำนวนครีบ 3) เหลือเพียง 711.7734 W (จำนวนครีบ 8) หรือคิดเป็นการลดลงประมาณ 4.6% ซึ่งอธิบายได้ว่า การเพิ่มจำนวนครีบแม้จะช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ก็ทำให้ความต้านทานการไหลสูงขึ้น ส่งผลให้ความสามารถในการพาความร้อนของอากาศลดลงเล็กน้อยและกระทบต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวม

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวยังสามารถเห็นได้จากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่ปรากฏในรูปที่ 4.125 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่องในทิศทางของอุณหภูมิเป้าหมาย แต่เปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยในทิศทางของจำนวนครีบ ซึ่งชี้ให้เห็นว่าปัจจัยอุณหภูมิเป้าหมายมีอิทธิพลมากกว่าปัจจัยจำนวนครีบต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับงานวิจัยด้านการถ่ายเทความร้อนที่ชี้ว่าแรงขับเคลื่อนเชิงอุณหภูมิเป็นปัจจัยสำคัญที่สุดต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่การเพิ่มองค์ประกอบเสริม เช่น ครีบ จะต้องพิจารณาควบคู่กับผลกระทบด้านพลศาสตร์ของไหลและความดันตกคร่อม (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)



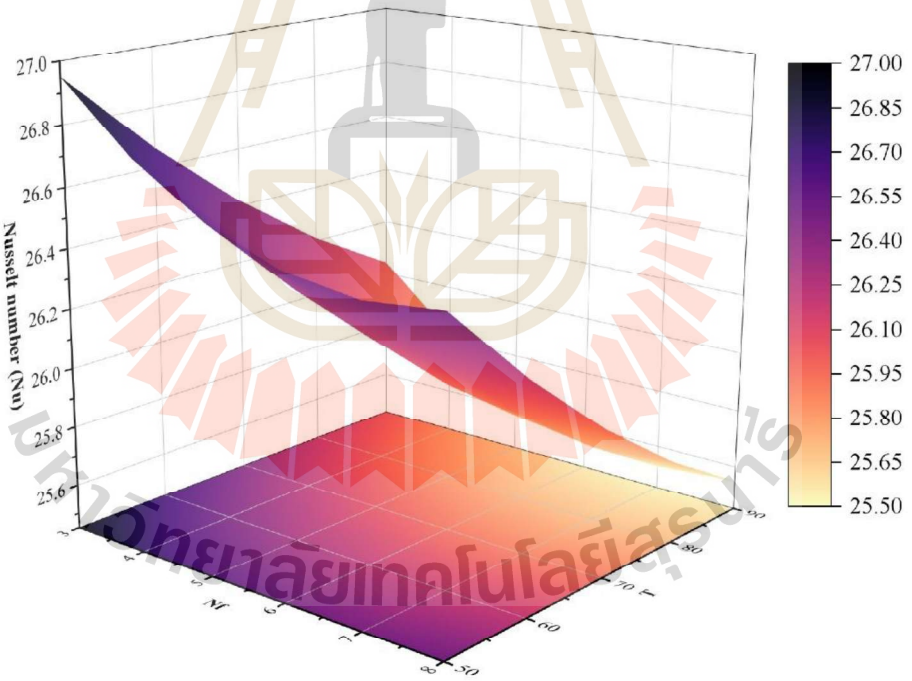
รูปที่ 4.126 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

ผลการทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความรอนโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3–8 ครีบ และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50–90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนว่า เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าที่ได้จากการทำนายอยู่ในช่วง 17.3647–18.4696 ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ค่าอยู่ระหว่าง 17.2232–18.3180 สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ค่าอยู่ระหว่าง 17.1226–18.2073 จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 17.0630–18.1376 จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 17.0443–18.1088 และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 17.0666–18.1209

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนแนวโน้มที่สอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อน กล่าวคือ การเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายมีผลทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวผนังท่อโลหะและอากาศเพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้การพาความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนเพิ่มขึ้นตามไปด้วย อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาผลของจำนวนครีบพบว่าการเพิ่มจำนวนครีบจาก 3 เป็น 8 ครีบไม่ได้ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ โดยค่าในแต่ละกรณีมีค่าที่ใกล้เคียงกันมาก

ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 มีค่า 18.4696 ในขณะที่ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 8 มีค่า 18.1209 หรือคิดเป็นการเปลี่ยนแปลงเพียงประมาณ 1.9% เท่านั้น

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวยังสามารถมองเห็นได้จากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่ปรากฏในรูปที่ 4.126 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มสูงขึ้นอย่างชัดเจนในทิศทางของอุณหภูมิเป้าหมาย แต่แทบไม่เปลี่ยนแปลงในทิศทางของจำนวนครีบ ซึ่งชี้ให้เห็นว่าปัจจัยอุณหภูมิเป้าหมายมีอิทธิพลมากกว่าปัจจัยจำนวนครีบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับหลักการที่ว่าการเพิ่มแรงขับเคลื่อนเชิงอุณหภูมิเป็นปัจจัยสำคัญที่สุดต่อประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน ขณะที่การเพิ่มจำนวนครีบส่งผลชัดเจนต่อการเปลี่ยนแปลงในด้านอื่น ๆ เช่น ความดันตกคร่อม มากกว่าต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยตรง (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)



รูปที่ 4.127 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าจำนวนนัสเซลต์กับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

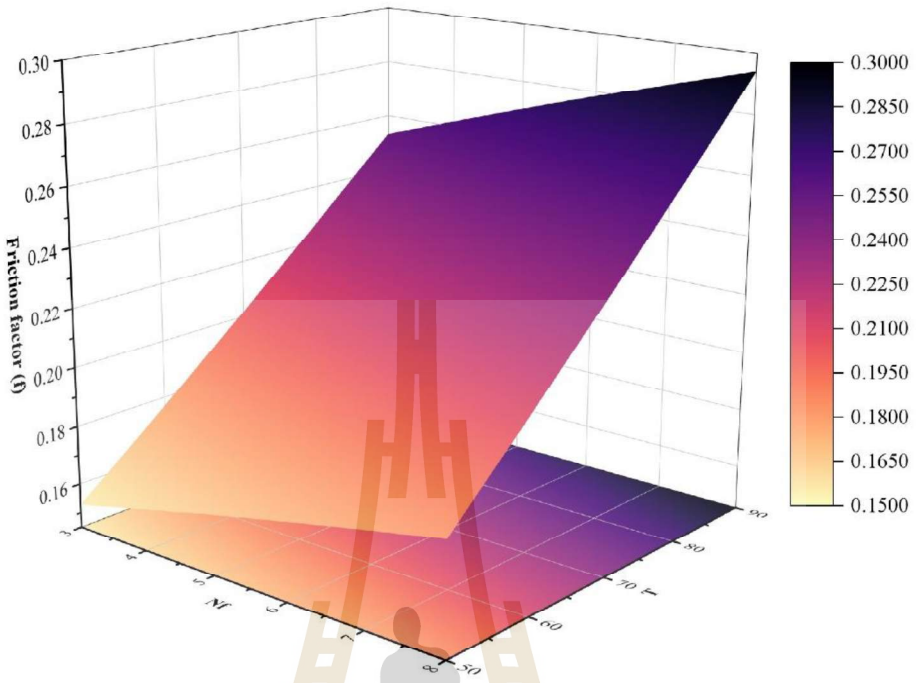
ผลการทำนายค่าจำนวนนัสเซลต์โดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3–8 ครีบ

และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50–90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มว่าค่าจำนวนนัสเซลต์มีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น และเมื่อจำนวนครีบเพิ่มมากขึ้น สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าอยู่ในช่วง 26.9524–26.0432 ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ค่าอยู่ระหว่าง 26.73941–25.82408 สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ค่าอยู่ระหว่าง 26.58670–25.66527 จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 26.4943–25.5667 จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 26.4621–25.5285 และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 26.4902–25.5505

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนกลไกการถ่ายเทความร้อนที่สอดคล้องกับทฤษฎี กล่าวคือ การเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังท่อโลหะและอากาศมีค่าสูงขึ้น แต่ในขณะเดียวกันคุณสมบัติของอากาศ เช่น ความหนืด มีการเปลี่ยนแปลงที่ส่งผลให้ประสิทธิภาพการพาความร้อนลดลง จึงทำให้ค่าเลขนัสเซลต์มีแนวโน้มลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น นอกจากนี้ การเพิ่มจำนวนครีบตั้งแต่ 3 ถึง 8 ครีบ แม้จะช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส แต่ก็ส่งผลให้การไหลของอากาศถูกขัดขวางมากขึ้นและเกิดความสูญเสียด้านพลศาสตร์ของไหล ส่งผลให้ค่าเลขนัสเซลต์มีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 มีค่า 26.04317 ในขณะที่ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 8 มีค่า 25.5505 หรือคิดเป็นการลดลงประมาณ 1.9%

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวสามารถเห็นได้จากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าจำนวนนัสเซลต์กับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่ปรากฏในรูปที่ 4.127 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มลาดต่ำลงในทั้งสองทิศทาง คือการเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายและการเพิ่มจำนวนครีบ สะท้อนให้เห็นว่าทั้งสองปัจจัยมีอิทธิพลเชิงลบต่อค่าจำนวนนัสเซลต์ ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับหลักการด้านการถ่ายเทความร้อนที่ชี้ว่าการปรับปรุงด้วยวิธีเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส เช่น การติดตั้งครีบ ไม่ได้ทำให้ค่าจำนวนนัสเซลต์เพิ่มขึ้นเสมอไป แต่จะต้องพิจารณาผลกระทบเชิงพลศาสตร์ของไหลควบคู่กัน (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



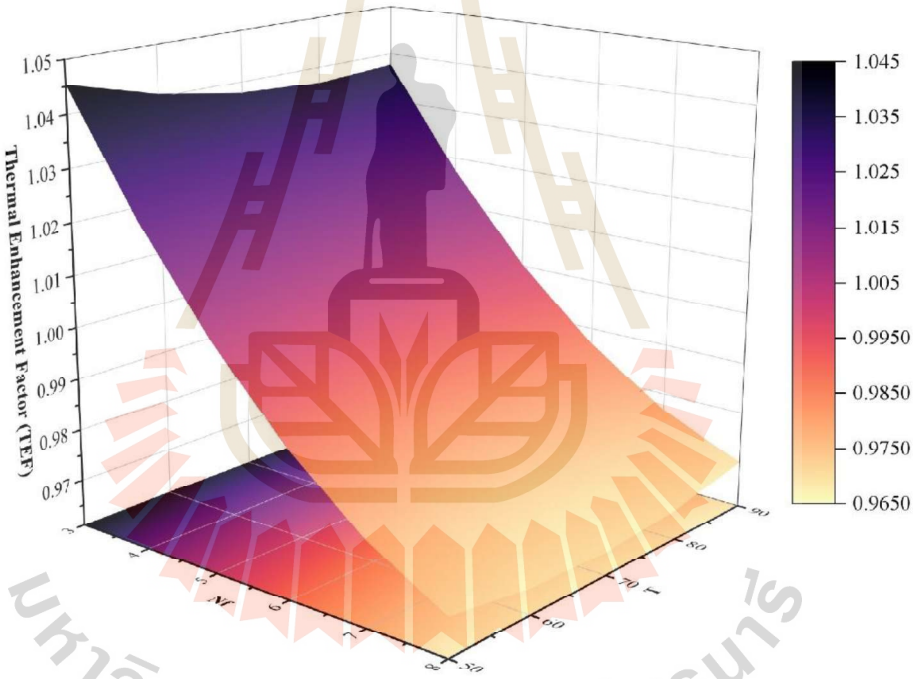
รูปที่ 4.128 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าปัจจัยความเสียดทานกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

ผลการทำนายค่าปัจจัยความเสียดทานโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้นโดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3–8 ครีบ และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50–90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มว่าค่าปัจจัยความเสียดทานมีค่ามากขึ้นอย่างต่อเนื่องทั้งเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายสูงขึ้นและเมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้น สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าอยู่ในช่วง 0.1539–0.2543 ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ค่าอยู่ระหว่าง 0.1603–0.2630 สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ค่าอยู่ระหว่าง 0.1665–0.2714 จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 0.1724–0.2796 จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 0.1780–0.2875 และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 0.1834–0.2952

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนกลไกเชิงพลศาสตร์ของไหลที่สอดคล้องกับทฤษฎี กล่าวคือ การเพิ่มอุณหภูมิเป้าหมายทำให้การไหลของอากาศมีความหนืดลดลง แต่ความเร็วเฉลี่ยและความปั่นป่วนเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดแรงเสียดทานมากขึ้นและค่าปัจจัยความเสียดทานเพิ่มขึ้นตามลำดับ ขณะเดียวกันการเพิ่มจำนวนครีบตั้งแต่ 3 จนถึง 8 ครีบก่อให้เกิดการต้านทานการไหลที่สูงขึ้นเนื่องจากพื้นที่สัมผัสและสิ่งกีดขวางการไหลเพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 มีค่า 0.2543 ในขณะที่ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 8 มีค่า 0.2952

หรือคิดเป็นการเพิ่มขึ้นประมาณ 16% ซึ่งสะท้อนให้เห็นผลกระทบโดยตรงของการเพิ่มจำนวนครีบที่แม้จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่ก็ทำให้การไหลมีความสูญเสียพลังงานมากขึ้น

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวยังสามารถมองเห็นได้จากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าปัจจัยความเสียดทานกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่ปรากฏในรูปที่ 4.128 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มสูงขึ้นชัดเจนทั้งในทิศทางของอุณหภูมิเป้าหมายและจำนวนครีบ สะท้อนให้เห็นว่าทั้งสองปัจจัยมีอิทธิพลเชิงบวกต่อค่าปัจจัยความเสียดทาน ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับหลักการด้านการถ่ายเทความร้อนที่ระบุว่าการเพิ่มองค์ประกอบเสริม เช่น ครีบ แม้จะช่วยเพิ่มสมรรถนะทางด้านการแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ก็มาพร้อมกับการสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทานที่มากขึ้น (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)



รูปที่ 4.129 กราฟพื้นผิวสามมิติแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย

ผลการทำนายค่าสมรรถนะเชิงความร้อนโดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้นโดยมีตัวแปรอิสระคือจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งครอบคลุมช่วงการศึกษาตั้งแต่จำนวน 3–8 ครีบ และอุณหภูมิเป้าหมายตั้งแต่ 50–90 °C ผลการคำนวณเชิงทำนายแสดงให้เห็นแนวโน้มว่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าลดลงเมื่อจำนวนครีบเพิ่มมากขึ้น และมีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายเพิ่มสูงขึ้น สำหรับกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนอยู่ในช่วง

1.0449–1.0373 ขณะที่เมื่อจำนวนครีบเพิ่มขึ้นเป็น 4 ค่าอยู่ระหว่าง 1.0227–1.0169 สำหรับจำนวนครีบเท่ากับ 5 ค่าอยู่ระหว่าง 1.0039–0.9999 จำนวนครีบเท่ากับ 6 อยู่ระหว่าง 0.98850–0.98635 จำนวนครีบเท่ากับ 7 อยู่ระหว่าง 0.9766–0.9762 และจำนวนครีบเท่ากับ 8 อยู่ระหว่าง 0.9680–0.9696

ผลลัพธ์ดังกล่าวสะท้อนให้เห็นว่า การเพิ่มจำนวนครีบตั้งแต่ 3 จนถึง 8 ครีบ แม้จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่ก็ทำให้เกิดความสูญเสียด้านพลศาสตร์ของไหลเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะในรูปของความดันตกคร่อมและปัจจัยความเสียดทาน ซึ่งส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีแนวโน้มลดลง ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิเป้าหมาย 50 °C ค่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 มีค่า 1.0449 ในขณะที่ค่าในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 8 มีค่า 0.9680 หรือคิดเป็นการลดลงประมาณ 7.3% สะท้อนให้เห็นว่าประสิทธิภาพเชิงสมดุลระหว่างการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากแรงเสียดทานลดลงเมื่อจำนวนครีบมากขึ้น ส่วนผลของอุณหภูมิเป้าหมาย พบว่าการเพิ่มอุณหภูมิจาก 50 °C ไปจนถึง 90 °C ส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนลดลงเล็กน้อยในทุกกรณี เช่น ในกรณีที่จำนวนครีบเท่ากับ 3 ค่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนลดลงจาก 1.0449 ที่ 50 °C เหลือ 1.0373 ที่ 90 °C หรือคิดเป็นการลดลงประมาณ 0.7% เท่านั้น

ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวยังสามารถมองเห็นได้จากกราฟพื้นผิวสามมิติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อนกับจำนวนครีบและอุณหภูมิเป้าหมาย ตามที่ปรากฏในรูปที่ 4.129 โดยพบว่าพื้นผิวมีแนวโน้มลาดต่ำลงอย่างชัดเจนในทิศทางของจำนวนครีบ และลดลงเล็กน้อยในทิศทางของอุณหภูมิเป้าหมาย ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าปัจจัยจำนวนครีบมีอิทธิพลมากกว่าปัจจัยอุณหภูมิเป้าหมายต่อค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับหลักการด้านการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ชี้ว่าการเพิ่มครีบหรือองค์ประกอบเสริมใด ๆ จะต้องพิจารณาผลกระทบด้านแรงเสียดทานและความดันตกคร่อมควบคู่กันเสมอ เพื่อหาความสมดุลระหว่างการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียด้านพลังงาน (Webb & Kim, 2005; Bergles, 1999)

4.3.4.4 การประเมินความเหมาะสมของจำนวนครีบด้วยการถ่วงน้ำหนักหลายเกณฑ์ในการหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำ

การประเมินจำนวนครีบที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการถ่วงน้ำหนักหลายเกณฑ์ (Multi-Criteria Decision Making) ถูกนำมาใช้เพื่อวิเคราะห์สมรรถนะเชิงวิศวกรรมความร้อนและพลศาสตร์ของไหลในงานวิจัยนี้ โดยใช้ข้อมูลการทำนายของแบบจำลองในช่วงจำนวนครีบ 3–8 และอุณหภูมิเป้าหมาย 50–90 °C โดยแต่ละตัวแปรถูกทำให้เป็นคะแนนมาตรฐาน (z-score) และนำไปคูณกับค่าน้ำหนักเฉพาะของแต่ละกรณี ก่อนรวมเป็นคะแนนรวมซึ่งใช้เปรียบเทียบลำดับความ

เหมาะสมของจำนวนครีบ การวิเคราะห์ในครั้งนี้ประกอบด้วยสามกรณีหลัก ได้แก่ กรณีการใช้งานทั่วไป, กรณีการใช้งานเพื่อการอบแห้ง และกรณีการปรับค่าน้ำหนักตามบริบทเฉพาะ

กรณีการใช้งานทั่วไป ได้กำหนดค่าน้ำหนักอย่างสมดุลระหว่างตัวแปร โดยให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนและอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้ำหนัก +0.33 เท่ากัน ขณะที่เวลาและความดันตกคร่อมถูกกำหนดเป็น –0.17 ตามลำดับ เหตุผลในการกำหนดน้ำหนักเช่นนี้คือเพื่อสะท้อนสมดุลระหว่างประสิทธิภาพด้านการถ่ายเทความร้อนและต้นทุนด้านพลศาสตร์ของไหล โดยไม่ได้ให้น้ำหนักกับตัวแปรใดตัวแปรหนึ่งมากเกินไป ซึ่งเป็นแนวทางที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในงานวิเคราะห์ทางวิศวกรรมที่ไม่ได้มุ่งเน้นการใช้งานเฉพาะ (Triantaphyllou, 2000) ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าครีบ 3 มีค่าเฉลี่ยคะแนนรวมมาตรฐานสูงสุดที่ 1.1610 และอยู่ในลำดับที่ 1 รองลงมาคือครีบ 4 ที่มีค่า 0.4280 ในลำดับที่ 2 ส่วนครีบ 5, 6, 7 และ 8 มีค่า –0.1017, –0.4307, –0.5613 และ –0.4954 ตามลำดับ โดยอยู่ในลำดับที่ 3 ถึง 6 ตามลำดับ การที่ครีบจำนวนน้อยสามารถรักษาคะแนนรวมได้สูงสุดแม้จะเสียเปรียบด้านเวลา สะท้อนถึงผลเชิงกลไกที่ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนและความดันตกคร่อมเป็นตัวชี้ขาดในสภาวะที่ให้ค่าน้ำหนักสมดุล ซึ่งสอดคล้องกับข้อสังเกตของ Bergles (1999) ที่อธิบายว่าการเพิ่มครีบมากเกินไป แม้จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่ต้นทุนด้านแรงเสียดทานและความดันตกคร่อมที่สูงขึ้นจะลดทอนสมรรถนะรวม

กรณีการใช้งานเพื่อการอบแห้ง ได้กำหนดค่าน้ำหนักที่เน้นความสำคัญกับเวลาและการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น เนื่องจากในการอบแห้งทางการเกษตร ความรวดเร็วของกระบวนการและการส่งผ่านพลังงานความร้อนมีบทบาทสำคัญ โดยกำหนดค่าน้ำหนักของค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ +0.40 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ +0.25 เวลาที่ –0.20 และความดันตกคร่อมที่ –0.15 การกำหนดน้ำหนักเช่นนี้สอดคล้องกับข้อเสนอของ Mujumdar (2014) ที่ระบุว่าการลดเวลาในกระบวนการอบแห้งถือเป็นปัจจัยหลักในการเพิ่มคุณภาพของผลิตผลและลดการใช้พลังงาน ผลลัพธ์ของการวิเคราะห์พบว่าครีบ 3 มีคะแนนสูงสุดที่ 1.2081 อยู่ในลำดับที่ 1 รองลงมาคือครีบ 4 ที่มีค่า 0.4631 อยู่ในลำดับที่ 2 ส่วนครีบ 5, 6, 7 และ 8 ได้คะแนน –0.0834, –0.4344, –0.5927 และ –0.5607 ตามลำดับ แม้จะคาดหวังว่าครีบจำนวนมากจะลดเวลาได้ชัดเจนและควรได้คะแนนสูง แต่ผลกลับแสดงว่าครีบ 3 และ 4 ได้คะแนนมากกว่า เนื่องจากค่าน้ำหนักที่สูงของค่าสมรรถนะเชิงความร้อน และข้อเสียจากความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นรวดเร็วเมื่อจำนวนครีบมากขึ้นจึงหักล้างข้อดีของการลดเวลาไป

กรณีสุดท้าย คือ การปรับค่าน้ำหนักตามบริบทเฉพาะ โดยกำหนดให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าน้ำหนักสูงสุดถึง +0.50 อัตราการถ่ายเทความร้อน +0.20 ขณะที่เวลาถูกกำหนดเป็น –0.25 และความดันตกคร่อม –0.05 การกำหนดเช่นนี้สะท้อนถึงการให้ความสำคัญกับสมรรถนะเชิงความร้อนเป็นหลัก โดยลดความสำคัญของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหลลง ผลลัพธ์ที่ได้

คือครีบ 3 มีคะแนนสูงสุดที่ 1.5107 อยู่ในลำดับที่ 1 รองลงมาคือครีบ 4 ที่ 0.6224 ในลำดับที่ 2 ส่วนครีบ 5, 6, 7 และ 8 ได้คะแนน –0.0500, –0.5107, –0.7629 และ –0.8095 ตามลำดับ แนวโน้มนี้สอดคล้องกับข้อเสนอของ Webb and Kim (2005) ที่ระบุว่าการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบอาจช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน แต่หากการให้ค่าน้ำหนักกับสมรรถนะเชิงความร้อนสูงมาก การเพิ่มครีบที่ทำให้ค่าดังกล่าวลดลงกลับส่งผลเสียต่อคะแนนรวมมากกว่า

จากการเปรียบเทียบทั้งสามกรณีร่วมกันจะเห็นได้ว่า ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ได้คะแนนสูงสุดสม่ำเสมอในทุกกรณี โดยมีคะแนน 1.1610 ในกรณีใช้งานทั่วไป 1.2081 ในกรณีการอบแห้ง และ 1.5107 ในกรณีปรับค่าน้ำหนักเฉพาะ ซึ่งล้วนจัดอยู่ในลำดับที่ 1 รองลงมาคือครีบ 4 ซึ่งมีคะแนน 0.4280, 0.4631 และ 0.6224 ในแต่ละกรณีตามลำดับ การที่ครีบจำนวนน้อยได้รับคะแนนสูงสุดแม้จะเสียเปรียบด้านเวลา สะท้อนว่าค่าสมรรถนะเชิงความร้อนและความดันตกคร่อมเป็นปัจจัยที่มีอิทธิพลสูงและสามารถชี้ขาดลำดับได้โดยตรง เมื่อเทียบกันแล้วกรณีการอบแห้งให้น้ำหนักกับเวลาและอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น แต่ครีบ 3 ก็ยังคงได้ลำดับสูงสุด เนื่องจากการสูญเสียจากความดันตกคร่อมและการลดลงของค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเมื่อเพิ่มจำนวนครีบมีขนาดใหญ่กว่าผลดีที่เกิดจากเวลาที่ลดลง ผลนี้ตอกย้ำหลักการของการถ่วงน้ำหนักหลายเกณฑ์ที่ว่าแม้การเปลี่ยนค่าน้ำหนักจะส่งผลต่อคะแนนรวม แต่ปัจจัยที่มีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงมากตามจำนวนครีบ เช่น ความดันตกคร่อมและค่าสมรรถนะเชิงความร้อน มีบทบาทสูงสุดในการชี้ลำดับ (Triantaphyllou, 2000) ผลลัพธ์ที่ได้ยังสนับสนุนทฤษฎีที่ว่าในระบบการแลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มองค์ประกอบเสริมไม่ควรเน้นเพียงการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น แต่ต้องพิจารณาความสมดุลกับภาระด้านพลศาสตร์ของไหลด้วย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 5
สรุปและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยฉบับนี้มีเป้าหมายหลักเพื่อสร้างชุดต้นแบบการผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า และเพื่อประเมินสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงอุทกพลศาสตร์ของต้นแบบที่สร้างขึ้น เปรียบเทียบกับการให้ความร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า รวมถึงเพื่อประเมินผลของการเปลี่ยนรูปแบบภาระเหนี่ยวนำและจำนวนครีบต่อสมรรถนะโดยรวม ทั้งนี้ยังได้พัฒนาแบบจำลองเชิงสถิติสำหรับการทำนายและการตัดสินใจเชิงพหุเกณฑ์เพื่อตอบโจทย์ด้านการออกแบบเชิงวิศวกรรม สาระสำคัญที่ได้จากการศึกษาสามารถสรุปได้ดังนี้

5.1 สรุป

ชุดทดสอบต้นแบบผลิตลมร้อนที่สร้างขึ้นสามารถใช้งานได้จริงภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด โดยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้ามีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ในช่วง 0.00937-0.09688 kWh และใช้ระยะเวลาเฉลี่ยในการทำความร้อนให้อากาศถึงอุณหภูมิเป้าหมายอยู่ในช่วง 41.56-429.54 วินาที ซึ่งมีความได้เปรียบเหนือขดลวดไฟฟ้าอย่างชัดเจน คิดเป็น 12.09%-92.22% และ 12.64%-92.33% ตามลำดับ กลไกดังกล่าวสอดคล้องกับทฤษฎีที่ว่า การเหนี่ยวนำสร้างความร้อนโดยตรงที่ผนังโลหะ จึงถ่ายเทสู่ของไหลได้มีประสิทธิภาพกว่า แม้จะมีผลกระทบต่อการใช้พลังงานและแรงดันตกคร่อม แต่เมื่อพิจารณาในภาพรวมแล้ว วิธีการเหนี่ยวนำยังคงแสดงข้อได้เปรียบเชิงสมรรถนะที่สำคัญ และหากพิจารณาถึงความคุ้มค่าด้านอัตราการใช้พลังงานและระยะเวลาการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 50–90 °C การผลิตลมร้อนภายใต้เงื่อนไขของอากาศป้อนเข้าระบบที่เลขเรย์โนลด์ 8,000 แสดงความคุ้มค่าสูงสุด แต่หากพิจารณาพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขร่วมด้วย ที่เลขเรย์โนลด์ 10,000 แสดงถึงสมดุลที่เหมาะสมระหว่างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการรักษาอุณหภูมิขาออกให้มีความสม่ำเสมอ

ส่วนการติดตั้งอุปกรณ์เสริม เช่น ครีบ แผ่นกั้น หรือแผ่นบิดเกลียว สามารถยกระดับอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าการพาความร้อนได้อย่างเด่นชัด อย่างไรก็ตาม ผลดังกล่าวมาพร้อมกับการเพิ่มขึ้นของแรงต้านการไหลและความดันตกคร่อม ซึ่งส่งผลต่อค่าดัชนีสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) จึงจำเป็นต้องหาจุดสมดุลระหว่างการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนกับการจำกัดการสูญเสียเชิงอุทกพลศาสตร์โดยการคำนวณค่า Overall Weighted Score ของภาระเหนี่ยวนำทั้งสี่รูปแบบ ผลที่ได้สะท้อนว่าภาระเหนี่ยวนำรูปแบบครีบหรือ Fin ที่ให้ค่าคะแนนสูงสุด โดยมีค่า 0.87912 และ

เมื่อศึกษาในช่วงจำนวนของครีบ 3-8 ครีบ จากการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขและการทำนายเชิงสถิติ แล้วทำการจัดลำดับด้วยวิธีผลรวมถ่วงน้ำหนักใน 3 โครงสร้างของค่าน้ำหนัก ได้แก่ การใช้งานทั่วไป การอบแห้ง และการปรับเฉพาะงาน ให้ผลสอดคล้องกันว่าภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ เป็นตัวเลือกที่เหมาะสมที่สุด โดยมีคะแนน 1.16184, 1.28447 และ 1.51294 ตามลำดับ

จึงได้ข้อสรุปที่แน่ชัดสำหรับระบบผลิตลมร้อนด้วยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้าที่สามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบเครื่องอบแห้งทางการเกษตรที่ต้องการลดต้นทุนพลังงานและเวลาการทำงาน อีกทั้งแนวทางการสร้างจำลองเชิงตัวเลข และการวิเคราะห์เชิงสถิติในงานวิจัยนี้ ยังเป็นต้นแบบของกระบวนการออกแบบที่ใช้ได้กับการวิจัยและพัฒนาด้านเทคโนโลยีการถ่ายเทความร้อนในอนาคตได้อย่างกว้างขวางอีกด้วย

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 การปรับปรุงต้นแบบและระบบการทดสอบ

แม้ว่าต้นแบบที่สร้างขึ้นจะสามารถใช้งานได้จริงและตอบสนองต่อวัตถุประสงค์ของงานวิจัย แต่ยังมีช่องว่างหรือปัญหาในการปรับปรุงหรือพัฒนาเพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นและความแม่นยำในการเก็บข้อมูล ตัวอย่างเช่น การขึ้นรูปภาระเหนี่ยวนำในส่วนที่เป็นท่อกลวงกับอุปกรณ์เสริมที่ติดตั้งเพิ่มการถ่ายเทความร้อนควรยึดติดหรือเชื่อมต่อเป็นเนื้อเดียวกันทั้งหมด เพื่อให้สามารถศึกษาสมรรถนะของอุปกรณ์ได้แม่นยำมากยิ่งขึ้น รวมถึงการเพิ่มจุดตรวจวัดอุณหภูมิและความดันเพิ่มเติมในตำแหน่งสำคัญ เพื่อให้สามารถวิเคราะห์การกระจายตัวของความร้อนและการสูญเสียแรงดันได้ละเอียดขึ้น หรือการพัฒนาระบบควบคุมการไหลและอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ เพื่อยกระดับความเสถียรในการทดสอบและลดความคลาดเคลื่อนจากปัจจัยภายนอก

5.2.2 การศึกษารูปแบบภาระเหนี่ยวนำเพิ่มเติม

งานวิจัยนี้ได้ให้ความสำคัญกับท่อเรียบ ครีบ แผ่นกั้น และแผ่นบิดเกลียว ซึ่งเป็นเรขาคณิตพื้นฐานที่สะท้อนกลไกการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียแรงดันได้ชัดเจน อย่างไรก็ตาม การต่อยอดไปสู่รูปแบบอื่น เช่น ครีบแปรผันตามแนวแกน หรือแผ่นกั้นที่มีลักษณะพรุน อาจช่วยให้ได้สมดุลใหม่ระหว่างการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการลดแรงต้านการไหล การศึกษาในแนวทางนี้จะช่วยเปิดกว้างให้กับการออกแบบอุปกรณ์ผลิตลมร้อนที่มีประสิทธิภาพยิ่งขึ้น

5.2.3 การขยายขอบเขตการทดลอง

การทดสอบในงานนี้จำกัดอยู่ในช่วงอุณหภูมิเป้าหมาย 50–90 °C และช่วงเลขเรย์โนลด์ 8,000–12,000 ซึ่งเหมาะสมกับงานอบแห้งทางการเกษตร อย่างไรก็ตาม การขยายการศึกษาไปยังช่วงการไหลที่กว้างขึ้น จะช่วยสะท้อนพลวัตของการใช้งานจริงได้มากขึ้น นอกจากนี้การทดสอบ

กับวัตถุอบแห้งจริงแทนอากาศเพียงอย่างเดียว อาจให้ข้อมูลเพิ่มเติมด้านประสิทธิภาพการใช้งานและคุณภาพของผลิตภัณฑ์หลังการอบ

5.2.4 การพัฒนาการจำลองเชิงตัวเลข

แม้ว่าการใช้ SolidWorks Flow Simulation และ ANSYS Fluent จะสามารถให้ข้อมูลเชิงลึกที่สอดคล้องกับการทดลองจริง แต่การพัฒนาแบบจำลองที่ซับซ้อนยิ่งขึ้น เช่น การรวมผลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเข้ากับสมการการไหลและการถ่ายเทความร้อน (Electro-Thermal Coupling) จะช่วยให้เข้าใจพฤติกรรมของระบบเหนี่ยวนำได้ครอบคลุมมากขึ้น รวมถึงการสร้างแบบจำลองแบบหลายสเกล (Multi-scale modeling) ที่สะท้อนทั้งระดับจุลภาคและระดับมหภาค เพื่อเพิ่มศักยภาพการทำนายและการออกแบบ

5.2.5 การใช้วิธีการตัดสินใจหลายเกณฑ์ที่ก้าวหน้า

แม้การใช้ Weighted Sum Model (WSM) จะสามารถให้ผลการจัดลำดับที่มีความน่าเชื่อถือและสอดคล้องกัน แต่การประยุกต์ใช้วิธีการตัดสินใจหลายเกณฑ์ที่ซับซ้อนขึ้น เช่น Analytic Hierarchy Process (AHP), Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution (TOPSIS) หรือวิธีการผสมผสานกับการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงคณิตศาสตร์ อาจช่วยเพิ่มความยืดหยุ่นในการกำหนดค่าน้ำหนักและสะท้อนมุมมองการออกแบบที่หลากหลายขึ้น

5.2.6 การประยุกต์ใช้งานจริงและการต่อยอด

ผลการวิจัยยืนยันว่าการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้ามีศักยภาพสูงในการผลิตลมร้อนที่มีประสิทธิภาพ แต่ยังต้องพิจารณาปัจจัยด้านเศรษฐศาสตร์พลังงาน ความทนทานของวัสดุเมื่อใช้งานระยะยาว และการบูรณาการเข้ากับกระบวนการอุตสาหกรรมที่ซับซ้อนมากขึ้น การศึกษาต้นทุนต่อหน่วยพลังงาน การประเมินอายุการใช้งานของวัสดุในสภาวะอุณหภูมิสูง และการวิเคราะห์ความเป็นไปได้ทางเทคนิคเมื่อปรับสู่ระดับโรงงานจริง จึงเป็นข้อเสนอแนะที่สำคัญสำหรับการวิจัยในอนาคต

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายการอ้างอิง

กีรติเดช เทพสถิตศิลป์. (2561). *การออกแบบระบบให้ความร้อนข้าวด้วยลมร้อนโดยใช้เทคนิคการเหนี่ยวนำความร้อน* [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิตไม่ได้ตีพิมพ์]. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.

เกษรา ศรีชำนิ, พิชิต แก้วโกสุม, และอาณัติ พิลา. (2565). การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดแผ่นกั้นเอียงรูปตัวดับเบิ้ลยู. ใน *การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 21* (น. 180–187). มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

โกเมศร์ แจ่มจันทร์. (2546). *การควบคุมความถี่ 64 กิโลเฮิรตซ์ ด้วยเทคนิค binary rate modulation สำหรับการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ* [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิตไม่ได้ตีพิมพ์]. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

จีระพงศ์ ศรีวิชัย, และคมกฤษณ์ ศรีสุวรรณ์. (2558). *กรณีศึกษาการอบแห้งลมร้อนด้วยวิธีความร้อนเหนี่ยวนำ*. วารสารวิทยาศาสตร์ลาดกระบัง, 24(1), 16–26.

นพฤทธิ์ พรหมลัง. (2564). *การควบคุมอุณหภูมิในตู้อบสับปะรดปัตตาเวียด้วยการให้ความร้อนแบบเหนี่ยวนำ* [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิตไม่ได้ตีพิมพ์]. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.

ปณดพล แย้มศรวล. (2553). *การออกแบบเครื่องให้ความร้อนเหนี่ยวนำด้วยสวิตช์ความถี่สูงแบบแถวลำดับ* [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิตไม่ได้ตีพิมพ์]. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.

ปรีดา ปรากฏมาก. (2562). แบบจำลอง CFD-DEM สำหรับพลศาสตร์ของก๊าซ-ของแข็งในระบบฟลูอิไดซ์เบดแบบต่อเนื่อง. *วารสารวิศวกรรมสารฉบับวิจัยและพัฒนา*, 30(3), 73–89.

ปรเมนทร์ มาลีหวล. (2554). *การศึกษาแบบจำลองการไหลเชิงพลศาสตร์ของเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์* [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิตไม่ได้ตีพิมพ์]. มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี.

พันธกานต์ เถระวัตร์, และรังสิวุฒิ พริ้งวานิช. (2559). *การวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนในสองมิติภายใต้สภาวะคงที่ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์* (ปริญญานิพนธ์ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล). ชลบุรี: มหาวิทยาลัยบูรพา.

พิตตินันท์ สวนชาวไร่เงิน, ขวัญจิต วงษ์ชารี, สมิทธ์ เอี่ยมสะอาด, นรินทร์ กุลนภาดล, เพชรพิสิฐ เอี่ยมสะอาด, ขวัญชัย หนาแน่น, และอนุชา สายสร้อย. (2565). การถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อกลมด้วยแผ่นบิดสั้นหลายช่องการไหล. ใน *การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 21* (น. 196–200). มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

สามารถ หมื่นรักษ์, ขวัญจิต วงษ์ชารี, และสมิทธ์ เอี่ยมสะอาด. (2565). การเพิ่มถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนที่สอดใส่แผ่นบิดหลายช่องที่มีการเว้นช่องว่างเป็นช่วง. ใน *การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการครั้งที่ 21* (น. 201–206). มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

สำนักงานนโยบายและยุทธศาสตร์การค้า. (2566). *สถิติการส่งออกสินค้าเกษตรไทย*. สืบค้นจาก https://tpso.go.th/news/2402-0000000014

สำนักงานสถิติแห่งชาติ. (2566). *สำมะโนการเกษตร*. สืบค้นจาก https://www.nso.go.th/nsoweb/main/summano/P7

อนุสรณ์ สุขเกษม. (2550). *การศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนโดยการพาของครีบแทงทรงกระบอก* [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิตไม่ได้ตีพิมพ์]. มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.

Ahmed, M., Yusup, S., & Inayat, M. (2020). Computational fluid dynamics study of heat transfer and pressure drop in enhanced heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 166, 114736.

Al-Sarkhi, A., Abu-Nada, E., & Nuhait, A. (2018). CFD study of pressure drop and heat transfer in turbulent pipe flow. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 98, 42–51.

Anderson, J. D. (1995). *Computational fluid dynamics: The basics with applications*. n.p.: McGraw-Hill.

ANSYS, Inc. (2022). *ANSYS Fluent user's guide (2022)*. n.p.: ANSYS, Inc.

ANSYS Fluent Theory Guide. (2023). *Release 2023 R1*. n.p.: ANSYS, Inc.

ANSYS, Inc. (2024). *ANSYS Fluent user's guide (2024)*. n.p.: ANSYS, Inc.

ASHRAE. (2017). *ASHRAE handbook-Fundamentals (2017)*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASME V&V 20. (2009). *Standard for verification and validation in computational fluid dynamics and heat transfer*. n.p.: The American Society of Mechanical Engineers (ASME).

Awad, M. M., El-Dessouky, H. T., & Alatiqi, I. M. (2011). Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in spirally corrugated tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(6), 948–956.

Bejan, A. (2013). *Convection heat transfer* (4th ed.). n.p.: Wiley.

Bergles, A. E. (1999). *Enhanced heat transfer: Concise survey of methods, techniques, and performance evaluation*. n.p.: Hemisphere Publishing.

Bergles, A. E., & Manglik, R. M. (2003). *Enhancement of heat and mass transfer. In Handbook of Heat Transfer* (3rd ed.). New York: McGraw-Hill.

Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). Hoboken: John Wiley & Sons.

Blazek, J. (2015). *Computational fluid dynamics: Principles and applications* (3rd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

Box, G. E. P., & Draper, N. R. (2007). *Response surfaces, mixtures, and ridge analyses* (2nd ed.). n.p.: Wiley.

Callister, W. D., Jr., & Rethwisch, D. G. (2021). *Materials Science and Engineering: An Introduction* (11th ed.). n.p.: John Wiley & Sons.

Canroon. (2024). *Comparation between resistance heating and induction heating*. Retrieved from https://www.canroon.com/Industry-Insights

Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., & Freitas, C. J. (2008). Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of Fluids Engineering*, 130(7), 078001.

Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications* (5th ed.). n.p.: McGraw-Hill Education.

Chakraborty, S., & Patil, A. K. (2019). Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in channels with different turbulence promoters. *Applied Thermal Engineering*, 148, 1223–1236.

Chandra, P., & Singh, R. K. (2016). Heat transfer enhancement using twisted tape inserts: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 63, 193–225.

Chua, K. J., & Chou, S. K. (2003). Low-cost drying methods for developing countries. *Trends in Food Science & Technology*, 14(12), 519–528.

Davies, J., and Simpson, P. (1979). *Induction heating handbook*. n.p.: McGraw-Hill.

Dhillon, B. S. (2010). *Life cycle costing for engineers*. Boca Raton: CRC Press.

Di Luozzo, N., Fontana, M., & Arcondo, B. (2012). Modelling of induction heating of carbon steel tubes: Mathematical analysis, numerical simulation and validation. *Journal of Alloys and Compounds*, 536, 564–568.

Duan, Z., Muzychka, Y. S., & Yovanovich, M. M. (2012). Analysis of heat transfer in fully developed laminar duct flows with constant heat flux. *Journal of Heat Transfer*, 134(6), 061702.

Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P. (2006). Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(10), 1225–1233.

Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P. (2007). Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators. *Solar Energy*, 78(4), 483–494.

Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P. (2010). Numerical study of heat transfer enhancement in a tube using twisted tape with alternate axes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(8), 1168–1174.

Eiamsa-ard, S., & Wongcharee, K. (2014). Thermal performance of a heat exchanger tube fitted with twisted tapes and a helical rib. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 896–907.

Eça, L., & Hoekstra, M. (2008). A procedure for the estimation of the numerical uncertainty of CFD calculations based on grid refinement studies. *Journal of Computational Physics*, 227(10), 4325–4346.

Fabrycky, W. J., & Blanchard, B. S. (1991). *Life-cycle cost and economic analysis*. Englewood Cliffs: Prentice Hall.

Ferziger, J. H., Perić, M., & Street, R. L. (2020). *Computational methods for fluid dynamics* (4th ed.). n.p.: Springer.

Fujita, H., Uchida, N., & Ozaki, K. (2007, April). Zone controlled induction heating (ZCIH): A new concept in induction heating. In *2007 Power Conversion Conference Nagoya (PCC-Nagoya)* (pp. 1674–1681). Nagoya, Japan: IEEE.

Fuller, S. K., & Petersen, S. R. (1996). *Life-cycle costing manual for the Federal Energy Management Program (NIST Handbook 135)*. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology.

Gao, Y., Feng, Y., Tang, K., & Hrnjak, P. (2020). Experimental study on forced convection hydraulic and thermal characteristics in a dimpled flat duct. *Applied Thermal Engineering*, 181, 115921.

Garcia, A., Vicente, P. G., & Viedma, A. (2005). Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar–transition–turbulent regimes at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(21–22), 4640–4651.

Garcia, A., Vicente, P. G., & Viedma, A. (2007). Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(7–8), 1483–1492.

Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16(2), 359–368.

Guo, J., Li, S., & Wang, L. (2011). A numerical study on heat transfer enhancement with helical baffles in heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 31(6–7), 1032–1040.

Guo, J., Xu, M., & Li, Y. (2016). Numerical simulation of heat transfer enhancement in tubes with longitudinal fins. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1189–1198.

Habib, M. A., Said, S. A. M., & Mobarak, A. M. (1994). Heat transfer characteristics of turbulent flow in a channel with baffles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15(1), 14–22.

Han, Huaiyu, & Enlin. (2016). Simulation analysis of electromagnetic induction heating process of metal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102, 833–842

Hasanpour, A., Farhadi, M., Sedighi, K., & Ganji, D. D. (2014). Numerical study of heat transfer enhancement using perforated baffles in a channel. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 977–986.

Holman, J. P. (2010). *Heat transfer* (10th ed.). New York: McGraw-Hill.

Hwang, C.-L., & Yoon, K. (1981). *Multiple attribute decision making: Methods and applications*. n.p.: Springer-Verlag.

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). Hoboken: Wiley.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). n.p.: Wiley.

Jang, J.-Y., & Chiu, Y.-W. (2007). Numerical and experimental thermal analysis for a metallic hollow cylinder subjected to step-wise electro-magnetic induction heating. *Applied Thermal Engineering*, 27(11–12), 1883–1894.

Jayathilakan, K., Sharma, G. K., Radhakrishna, K., & Bawa, A. S. (2012). Effect of different drying methods on the physicochemical and functional properties of mackerel (Rastrelliger kanagurta) fish protein hydrolysates. *Food and Bioproducts Processing*, 90(4), 739–746.

Kakac, S., & Liu, H. (2002). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design* (2nd ed.). Boca Raton: CRC Press.

Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design* (3rd ed.). n.p.: CRC Press.

Kays, W. M., Crawford, M. E., & Weigand, B. (2012). *Convective heat and mass transfer* (4th ed.). New York: McGraw-Hill.

Keeney, R. L., & Raiffa, H. (1993). *Decisions with multiple objectives: Preferences and value tradeoffs*. Cambridge: Cambridge University Press.

Khargotra, R., Kumar, M., & Singh, S. (2023). Heat transfer and friction factor analysis using twisted tape inserts: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 173, 113069.

Khoshvaght-Aliabadi, M. (2014). Heat transfer and pressure drop characteristics of sinusoidal corrugated tubes with different phase shifts. *Energy Conversion and Management*, 88, 142–150.

Khoshvaght-Aliabadi, M. (2015). Heat transfer and pressure drop in channels equipped with perforated ribs: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55, 389–398.

Kranjc, M., Zupanič, A., Miklavčič, D., & Jarm, T. (2010). Numerical analysis and thermographic investigation of induction heating. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(17–18), 3585–3591.

Kraus, A. D., Aziz, A., & Welty, J. (2001). *Extended surface heat transfer*. n.p.: Wiley.

Kuhwald, M., Schober, J., Seeberger, J., & Gilmore, R. (2022). Influence of coil geometry and frequency on inductive heating efficiency. *Journal of Manufacturing Processes*, 77, 223–231.

Li, H., Zhao, J., & Wang, L. (2017). Numerical analysis of fin geometry effect on heat transfer performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 773–781.

Li, Z., Zhang, C., Wang, L., & Yang, Y. (2024). Numerical analysis of induction heating process of metallic materials considering multi-frequency coupling. *Applied Thermal Engineering*, 239, 122174.

Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1993). Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part I-Laminar flows. *Journal of Heat Transfer*, 115(4), 881–889.

Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II-Transition and turbulent flows. *Journal of Heat Transfer*, 117(4), 890–896.

Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part I-Laminar flows. *Journal of Heat Transfer*, 115(4), 881–889.

Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598–1605.

Montgomery, D. C. (2017). *Design and analysis of experiments* (9th ed.). n.p.: Wiley.

Montgomery, D. C., & Runger, G. C. (2014). *Applied statistics and probability for engineers* (6th ed.). n.p.: Wiley.

Montgomery, D. C., Peck, E. A., & Vining, G. G. (2021). *Introduction to linear regression analysis* (6th ed.). n.p.: John Wiley & Sons.

Moukalled, F., Mangani, L., & Darwish, M. (2016). *The finite volume method in computational fluid dynamics: An advanced introduction with OpenFOAM® and MATLAB*. Cham: Springer.

Mujumdar, A. S. (2014). *Handbook of industrial drying* (4th ed.). n.p.: CRC Press.

Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., & Huebsch, W. W. (2013). *Fundamentals of fluid mechanics* (7th ed.). Hoboken: Wiley.

Myers, R. H., Montgomery, D. C., & Anderson-Cook, C. M. (2016). *Response surface methodology: Process and product optimization using designed experiments* (4th ed.). n.p.: Wiley.

Nalavade, S. P., Patil, R. N., & Thombare, D. G. (2022). Experimental investigation of heat transfer augmentation using twisted tape inserts. *Thermal Science and Engineering Progress*, 27, 101207.

Naphon, P. (2006). Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(2), 166–175.

Pacheco-Vega, A., Sen, M., Yang, K. T., & McClain, R. L. (2001). Neural network analysis of fin-tube refrigerating heat exchangers with limited experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(4), 763–770.

Panchal, C. B., & Wadsworth, D. C. (2018). Transient heat transfer characteristics in thermal systems. *Journal of Heat Transfer*, 140(12), 122001.

Promvonge, P., & Eiamsa-ard, S. (2006). Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(5), 591–600.

Rahimi, M., Shabanian, S. R., & Mirzaee, I. (2009). Experimental and numerical investigation of flow characteristics and heat transfer in a channel with staggered baffles. *Energy*, 34(11), 2069–2078.

Rashidi, S., Esfahani, J. A., & Hatami, M. (2016). A comprehensive review of heat transfer enhancement via twisted tape inserts. *Applied Thermal Engineering*, 95, 513–552.

Roache, P. J. (1998). *Verification and validation in computational science and engineering*. Albuquerque: Hermosa Publishers.

Roy, C. J. (2011). *Practical verification and validation of computational models*. n.p.: AIAA.

Rudnev, V., Loveless, D., Cook, R., & Black, M. (2017). *Handbook of induction heating* (2nd ed.). n.p.: CRC Press.

Saaty, T. L. (2008). Decision making with the analytic hierarchy process. *International Journal of Services Sciences*, 1(1), 83–98.

Saha, S. K., Dutta, A., & Dhal, S. K. (2001). Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(22), 4211–4223.

Saha, S. K., & Mallick, D. N. (2005). Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in rectangular and square plain ducts and ducts with twisted-tape inserts. *Transactions of the ASME*, 127(9), 966–977.

Sarma, P. K., Rao, M. V., & Subrahmanyam, T. (2003). Correlations for heat transfer and friction factor for turbulent flow in a tube with twisted tape inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(14), 2739–2749.

Sasmito, A. P., Birgersson, E., Mujumdar, A. S., & Tan, R. R. (2015). Numerical evaluation of laminar heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with various microstructures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79, 118–130.

Saysroy, A., & Eiamsa-Ard, S. (2017). Enhancing convective heat transfer in laminar and turbulent flow regions using multi-channel twisted tape inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 55–74.

Schlichting, H., & Gersten, K. (2017). *Boundary-Layer Theory* (9th ed.). Berlin: Springer.

Shaeri, M. R., & Yaghoubi, M. (2009). Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30(2), 218–228.

Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. n.p.: John Wiley & Sons.

Shih, Nian, & Huang. (2016). Electromagnetic–thermal coupling analysis of multi-coil induction heating system for metal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 839–847.

Sivan, S., & Das, S. K. (2015). Heat transfer and pressure drop in a circular tube with helical screw-tape inserts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 60, 151–160.

SolidWorks Flow Simulation Technical Reference. (2021). *SOLIDWORKS 2021*. n.p.: Dassault Systèmes SolidWorks Corporation.

Song, K., Guan, J., Li, K., & Liu, J. (2020). Experimental and numerical study of the effect of coil structure on induction nitriding temperature field. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(7), 1–14.

Srituvanont, J., Thosdeekoraphat, T., Thongsopa, C., & Santalunai, S. (2018). Experiment of induction heating application for heating multilayer metallic hollow altered cylinder. In *2018 5th International Conference on Industrial Engineering and Applications (ICIEA)* (pp. 20–24). n.p.: IEEE.

Sugimura, H., Ahmed, T., Orabi, M., Lee, H.-W., & Nakaoka, M. (2004). Commercial utility frequency AC to high frequency AC soft-switching power conversion circuit with non-smoothing DC link for IH dual packs heater. In *Proceedings of the IEEE 30th Annual Conference of the Industrial Electronics Society (IECON 2004)* (pp. 1038–1043). n.p.: IEEE.

Sukhatme, S. P., & Nayak, J. K. (2019). *Solar energy: Principles of thermal collection and storage* (4th ed.). n.p.: McGraw-Hill Education.

Sun, H., & Liaw, J. (2000). Transient thermal performance of finned surfaces under forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(6), 1059–1071.

Sundar, L. S., Sharma, K. V., Naik, M. T., & Singh, M. K. (2012). Numerical investigation of heat transfer and friction factor with helical baffles. *Chemical Engineering and Processing*, 62, 18–26.

Thepsatitsilp, K., Boonpeang, W., Saeung, P., Pukseesang, N., & Thongsopa, C. (2017). Study of magnetic field and temperature distribution in induction heating system for efficiency improvement. In *Proceedings of the 11th Conference*

on Electrical Engineering Network of Rajamangala University of Technology (EENET 2017) (pp. 332–336). Rajamangala University of Technology Lanna. n.p..

Triantaphyllou, E. (2000). *Multi-criteria decision making methods: A comparative study*. Dordrecht: Springer.

Vega-Gálvez, A., Di Scala, K., Rodríguez, K., Lemus-Mondaca, R., Miranda, M., López, J., & Perez-Won, M. (2009). Effect of air-drying temperature on physico-chemical properties, antioxidant capacity, colour and total phenolic content of red pepper (Capsicum annuum, L. var. Hungarian). *Food Chemistry*, 117(4), 647–653.

Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method* (2nd ed.). n.p.: Pearson Education.

Vivid Metrawatt. (2025). *Induction heating vs. resistance heating*. Retrieved from https://vividmetrawattglobal.com/blogs/induction-heating-vs-resistance-heating/

Wang, L., Sundén, B., & Manglik, R. M. (2012). *Plates and fins for compact heat exchangers*. n.p.: Nova Science Publishers.

Webb, R. L., & Kim, N.-H. (2005). *Principles of enhanced heat transfer* (2nd ed.). New York: Taylor & Francis.

White, D. A. (2011). *Induction heating: A comprehensive guide to theory and applications*. n.p.: ASM International.

White, F. M. (2016). *Fluid mechanics* (8th ed.). New York: McGraw-Hill.

Wilcox, D. C. (2006). *Turbulence modeling for CFD* (3rd ed.). La Cañada: DCW Industries.

Xie, G., Liu, J., & Sunden, B. (2014). Performance evaluation criteria for single-phase heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 76, 227–238.

Xie, G., Liu, X., & Wang, Q. (2020). Influence of flow velocity on thermal performance of enhanced tubes. *Applied Thermal Engineering*, 169, 114908.

Zinn, S., & Semiatin, S. L. (1998). *Elements of induction heating: Design, control, and applications*. Materials Park: ASM International.

ภาคผนวก ก
ข้อมูลดิบจากการทดสอบผลิตลมร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ข้อมูลจากการทดสอบผลิตลมร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้า

Outlet fluid Temperature (°C)	Re	Time (s)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
		Run 1	Run 2	Run 3						
50	8,000	90	89	89	89.33	0.58	0.33	0.33	1.43	89.33±0.58
	10,000	117	118	116	117.00	1.00	1.00	0.58	2.48	117.00±1.00
	12,000	135	135	136	135.33	0.58	0.33	0.33	1.43	135.33±0.58
60	8,000	254	250	255	253.00	2.65	7.00	1.53	6.57	253.00±2.65
	10,000	286	284	290	286.67	3.06	9.33	1.76	7.59	286.67±3.06
	12,000	301	306	306	304.33	2.89	8.33	1.67	7.17	304.33±2.89
70	8,000	424	414	425	421.00	6.08	37.00	3.51	15.11	421.00±6.08
	10,000	460	458	462	460.00	2.00	4.00	1.15	4.97	460.00±2.00
	12,000	474	480	472	475.33	4.16	17.33	2.40	10.34	475.33±4.16
80	8,000	590	585	588	587.67	2.52	6.33	1.45	6.25	587.67±2.52
	10,000	631	627	618	625.23	6.53	42.66	3.77	16.23	625.23±6.53
	12,000	642	641	635	639.43	3.89	15.16	2.25	9.67	639.43±3.89
90	8,000	757	768	749	758.00	9.54	91.00	5.51	23.70	758.00±9.54
	10,000	802	797	804	801.07	3.64	13.21	2.10	9.03	801.07±3.64
	12,000	812	808	809	809.60	1.97	3.88	1.14	4.89	809.60±1.97

Outlet fluid Temperature (°C)	Re	Power consumption rate (kWh			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
		Run 1	Run 2	Run 3						
50	8,000	0.00932	0.00921	0.00959	0.00937	0.00020	0.00000	0.00011	0.00049	0.00937±0.00020
	10,000	0.01789	0.01856	0.01738	0.01794	0.00059	0.00000	0.00034	0.00147	0.01794±0.00059
	12,000	0.02646	0.02646	0.02708	0.02667	0.00036	0.00000	0.00021	0.00089	0.02667±0.00036
60	8,000	0.03504	0.03429	0.03504	0.03479	0.00043	0.00000	0.00025	0.00107	0.03479±0.00043
	10,000	0.04361	0.04432	0.04275	0.04356	0.00079	0.00000	0.00045	0.00196	0.04356±0.00079
	12,000	0.01030	0.01005	0.01040	0.01025	0.00018	0.00000	0.00010	0.00045	0.01025±0.00018
70	8,000	0.02293	0.02303	0.02302	0.02299	0.00005	0.00000	0.00003	0.00013	0.02299±0.00005
	10,000	0.03556	0.03417	0.03514	0.03496	0.00071	0.00000	0.00041	0.00177	0.03496±0.00071
	12,000	0.04819	0.04691	0.04826	0.04779	0.00076	0.00000	0.00044	0.00189	0.04779±0.00076
80	8,000	0.06083	0.06107	0.06036	0.06075	0.00036	0.00000	0.00021	0.00089	0.06075±0.00036
	10,000	0.01075	0.01091	0.01078	0.01081	0.00009	0.00000	0.00005	0.00021	0.01081±0.00009
	12,000	0.03218	0.03229	0.03261	0.03236	0.00022	0.00000	0.00013	0.00055	0.03236±0.00022
90	8,000	0.05361	0.05348	0.05531	0.05413	0.00102	0.00000	0.00059	0.00253	0.05413±0.00102
	10,000	0.07504	0.07458	0.07318	0.07427	0.00097	0.00000	0.00056	0.00241	0.07427±0.00097
	12,000	0.09646	0.09361	0.10058	0.09688	0.00350	0.00001	0.00202	0.00870	0.09688±0.00350

ข้อมูลจากการทดสอบผลิตลมร้อนด้วยการทำความร้อนแบบเหนี่ยวนำ

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Time (s)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Hollow	8,000	50	41	41	43	41.56	0.87	0.75	0.50	2.16	41.56±0.87
		60	79	82	77	79.55	2.62	6.84	1.51	6.50	79.55±2.62
		70	117	117	120	118.23	1.59	2.51	0.92	3.94	118.23±1.59
		80	155	152	155	154.25	1.91	3.63	1.10	4.74	154.25±1.91
		90	193	197	190	193.13	3.49	12.20	2.02	8.68	193.13±3.49
	10,000	50	46	45	46	45.44	0.79	0.63	0.46	1.97	45.44±0.79
		60	102	102	102	101.95	0.24	0.06	0.14	0.60	101.95±0.24
		70	158	151	156	154.98	3.17	10.02	1.83	7.87	154.98±3.17
		80	214	208	214	211.88	3.37	11.33	1.94	8.36	211.88±3.37
		90	270	271	268	269.33	1.60	2.55	0.92	3.97	269.33±1.60
	12,000	50	48	48	48	47.94	0.38	0.14	0.22	0.94	47.94±0.38
		60	143	143	145	143.46	0.98	0.96	0.57	2.44	143.46±0.98
		70	238	237	245	240.00	4.52	20.43	2.61	11.23	240.00±4.52
		80	333	331	324	329.26	4.29	18.45	2.48	10.67	329.26±4.29
		90	428	415	446	429.54	15.53	241.18	8.97	38.58	429.54±15.53

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Time (s)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Fin	8,000	50	44	44	44	44.02	0.27	0.07	0.16	0.67	44.02±0.27
		60	83	82	85	83.47	1.90	3.62	1.10	4.73	83.47±1.90
		70	122	123	121	122.01	1.28	1.64	0.74	3.18	122.01±1.28
		80	161	158	163	160.83	2.22	4.94	1.28	5.52	160.83±2.22
		90	200	198	203	200.59	2.73	7.43	1.57	6.77	200.59±2.73
	10,000	50	49	51	48	49.35	1.19	1.41	0.68	2.95	49.35±1.19
		60	108	107	108	107.47	0.25	0.06	0.15	0.63	107.47±0.25
		70	166	166	164	165.65	1.09	1.19	0.63	2.71	165.65±1.09
		80	223	218	220	220.34	2.21	4.90	1.28	5.50	220.34±2.21
		90	283	280	282	281.67	1.54	2.38	0.89	3.83	281.67±1.54
	12,000	50	54	54	52	53.26	0.81	0.66	0.47	2.01	53.26±0.81
		60	153	154	158	154.83	2.56	6.55	1.48	6.36	154.83±2.56
		70	252	254	256	253.90	2.42	5.85	1.40	6.01	253.90±2.42
		80	351	346	348	348.24	2.18	4.76	1.26	5.42	348.24±2.18
		90	450	447	451	449.19	1.94	3.78	1.12	4.83	449.19±1.94

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Time (s)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Baffles	8,000	50	34	35	34	34.26	0.45	0.20	0.26	1.11	34.26±0.45
		60	72	72	72	72.21	0.11	0.01	0.06	0.27	72.21±0.11
		70	110	112	111	111.18	0.75	0.56	0.43	1.87	111.18±0.75
		80	148	153	151	150.69	2.27	5.14	1.31	5.63	150.69±2.27
		90	186	185	182	184.55	2.37	5.62	1.37	5.89	184.55±2.37
	10,000	50	44	43	43	43.34	0.15	0.02	0.09	0.37	43.34±0.15
		60	89	92	88	89.66	1.91	3.66	1.11	4.76	89.66±1.91
		70	135	137	133	134.60	1.91	3.66	1.10	4.75	134.60±1.91
		80	180	178	186	181.56	4.24	18.00	2.45	10.54	181.56±4.24
		90	226	228	227	226.92	1.27	1.62	0.73	3.16	226.92±1.27
	12,000	50	45	45	44	44.65	0.58	0.33	0.33	1.43	44.65±0.58
		60	126	124	128	126.05	1.77	3.13	1.02	4.40	126.05±1.77
		70	206	207	215	209.42	4.79	22.95	2.77	11.90	209.42±4.79
		80	287	276	293	284.99	8.57	73.44	4.95	21.29	284.99±8.57
		90	367	355	356	359.23	6.92	47.87	3.99	17.19	359.23±6.92

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Time (s)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Twisted plates	8,000	50	33	32	31	32.09	0.65	0.42	0.37	1.60	32.09±0.65
		60	64	63	63	63.41	0.30	0.09	0.17	0.74	63.41±0.30
		70	95	97	96	95.71	1.00	1.01	0.58	2.49	95.71±1.00
		80	126	127	126	126.19	0.46	0.21	0.27	1.14	126.19±0.46
		90	157	151	155	154.18	2.80	7.85	1.62	6.96	154.18±2.80
	10,000	50	42	42	42	42.03	0.23	0.05	0.13	0.56	42.03±0.23
		60	77	76	76	76.55	0.40	0.16	0.23	0.99	76.55±0.40
		70	112	110	111	111.05	0.82	0.68	0.48	2.05	111.05±0.82
		80	147	149	149	148.43	1.29	1.66	0.74	3.20	148.43±1.29
		90	182	186	183	183.68	1.91	3.63	1.10	4.73	183.68±1.91
	12,000	50	42	43	41	42.09	0.68	0.47	0.40	1.70	42.09±0.68
		60	97	96	99	97.37	1.69	2.87	0.98	4.20	97.37±1.69
		70	157	156	158	157.33	0.97	0.94	0.56	2.41	157.33±0.97
		80	217	219	221	218.99	1.78	3.16	1.03	4.41	218.99±1.78
		90	277	283	281	280.30	2.74	7.53	1.58	6.81	280.30±2.74

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Power consumption rate (kWh)			Mean	SD	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3					
Hollow	8000	50	0.00932	0.00921	0.00959	0.00937	0.00020	0.00011	0.00049	0.00937±0.00020
		60	0.01789	0.01856	0.01738	0.01794	0.00059	0.00034	0.00147	0.01794±0.00059
		70	0.02646	0.02646	0.02708	0.02667	0.00036	0.00021	0.00089	0.02667±0.00036
		80	0.03504	0.03429	0.03504	0.03479	0.00043	0.00025	0.00107	0.03479±0.00043
		90	0.04361	0.04432	0.04275	0.04356	0.00079	0.00045	0.00196	0.04356±0.00079
	10000	50	0.01030	0.01005	0.01040	0.01025	0.00018	0.00010	0.00045	0.01025±0.00018
		60	0.02293	0.02303	0.02302	0.02299	0.00005	0.00003	0.00013	0.02299±0.00005
		70	0.03556	0.03417	0.03514	0.03496	0.00071	0.00041	0.00177	0.03496±0.00071
		80	0.04819	0.04691	0.04826	0.04779	0.00076	0.00044	0.00189	0.04779±0.00076
		90	0.06083	0.06107	0.06036	0.06075	0.00036	0.00021	0.00089	0.06075±0.00036
	12000	50	0.01075	0.01091	0.01078	0.01081	0.00009	0.00005	0.00021	0.01081±0.00009
		60	0.03218	0.03229	0.03261	0.03236	0.00022	0.00013	0.00055	0.03236±0.00022
		70	0.05361	0.05348	0.05531	0.05413	0.00102	0.00059	0.00253	0.05413±0.00102
		80	0.07504	0.07458	0.07318	0.07427	0.00097	0.00056	0.00241	0.07427±0.00097
		90	0.09646	0.09361	0.10058	0.09688	0.00350	0.00202	0.00870	0.09688±0.00350

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Power consumption rate (kWh)			Mean	SD	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3					
Fin	8000	50	0.01000	0.00989	0.00990	0.00993	0.00006	0.00004	0.00015	0.00993±0.00006
		60	0.01880	0.01841	0.01927	0.01883	0.00043	0.00025	0.00107	0.01883±0.00043
		70	0.02759	0.02777	0.02720	0.02752	0.00029	0.00017	0.00072	0.02752±0.00029
		80	0.03639	0.03573	0.03671	0.03628	0.00050	0.00029	0.00125	0.03628±0.00050
		90	0.04519	0.04466	0.04589	0.04524	0.00061	0.00035	0.00153	0.04524±0.00061
	10000	50	0.01109	0.01142	0.01088	0.01113	0.00027	0.00015	0.00066	0.01113±0.00027
		60	0.02429	0.02418	0.02426	0.02424	0.00006	0.00003	0.00014	0.02424±0.00006
		70	0.03748	0.03753	0.03708	0.03736	0.00025	0.00014	0.00061	0.03736±0.00025
		80	0.05022	0.04923	0.04964	0.04970	0.00050	0.00029	0.00124	0.04970±0.00050
		90	0.06387	0.06318	0.06355	0.06353	0.00035	0.00020	0.00086	0.06353±0.00035
	12000	50	0.01211	0.01213	0.01180	0.01201	0.00018	0.00011	0.00045	0.01201±0.00018
		60	0.03444	0.03477	0.03556	0.03492	0.00058	0.00033	0.00143	0.03492±0.00058
		70	0.05677	0.05719	0.05785	0.05727	0.00055	0.00031	0.00136	0.05727±0.00055
		80	0.07910	0.07815	0.07840	0.07855	0.00049	0.00028	0.00122	0.07855±0.00049
		90	0.10143	0.10083	0.10169	0.10132	0.00044	0.00025	0.00109	0.10132±0.00044

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Power consumption rate (kWh)			Mean	SD	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3					
Baffles	8000	50	0.00774	0.00782	0.00762	0.00773	0.00010	0.00006	0.00025	0.00773±0.00010
		60	0.01631	0.01627	0.01628	0.01629	0.00002	0.00001	0.00006	0.01629±0.00002
		70	0.02489	0.02521	0.02514	0.02508	0.00017	0.00010	0.00042	0.02508±0.00017
		80	0.03346	0.03448	0.03404	0.03399	0.00051	0.00030	0.00127	0.03399±0.00051
		90	0.04203	0.04183	0.04102	0.04163	0.00053	0.00031	0.00133	0.04163±0.00053
	10000	50	0.00981	0.00977	0.00975	0.00977	0.00003	0.00002	0.00008	0.00977±0.00003
		60	0.02007	0.02071	0.01988	0.02022	0.00043	0.00025	0.00107	0.02022±0.00043
		70	0.03034	0.03080	0.02994	0.03036	0.00043	0.00025	0.00107	0.03036±0.00043
		80	0.04060	0.04022	0.04203	0.04095	0.00096	0.00055	0.00238	0.04095±0.00096
		90	0.05086	0.05141	0.05127	0.05118	0.00029	0.00017	0.00071	0.05118±0.00029
	12000	50	0.01019	0.01009	0.00993	0.01007	0.00013	0.00008	0.00032	0.01007±0.00013
		60	0.02835	0.02808	0.02887	0.02843	0.00040	0.00023	0.00099	0.02843±0.00040
		70	0.04650	0.04673	0.04848	0.04724	0.00108	0.00062	0.00268	0.04724±0.00108
		80	0.06466	0.06219	0.06600	0.06428	0.00193	0.00112	0.00480	0.06428±0.00193
		90	0.08282	0.07996	0.08030	0.08103	0.00156	0.00090	0.00388	0.08103±0.00156

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Power consumption rate (kWh)			Mean	SD	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3					
Twisted plates	8000	50	0.00737	0.00726	0.00708	0.00724	0.00015	0.00008	0.00036	0.00724±0.00015
		60	0.01436	0.01423	0.01432	0.01430	0.00007	0.00004	0.00017	0.01430±0.00007
		70	0.02135	0.02180	0.02160	0.02159	0.00023	0.00013	0.00056	0.02159±0.00023
		80	0.02835	0.02854	0.02850	0.02846	0.00010	0.00006	0.00026	0.02846±0.00010
		90	0.03534	0.03409	0.03490	0.03478	0.00063	0.00036	0.00157	0.03478±0.00063
	10000	50	0.00947	0.00953	0.00943	0.00948	0.00005	0.00003	0.00013	0.00948±0.00005
		60	0.01737	0.01723	0.01720	0.01727	0.00009	0.00005	0.00022	0.01727±0.00009
		70	0.02526	0.02492	0.02496	0.02505	0.00019	0.00011	0.00046	0.02505±0.00019
		80	0.03316	0.03356	0.03372	0.03348	0.00029	0.00017	0.00072	0.03348±0.00029
		90	0.04105	0.04190	0.04134	0.04143	0.00043	0.00025	0.00107	0.04143±0.00043
	12000	50	0.00948	0.00965	0.00935	0.00949	0.00015	0.00009	0.00038	0.00949±0.00015
		60	0.02195	0.02158	0.02235	0.02196	0.00038	0.00022	0.00095	0.02196±0.00038
		70	0.03549	0.03527	0.03570	0.03549	0.00022	0.00013	0.00054	0.03549±0.00022
		80	0.04902	0.04934	0.04982	0.04939	0.00040	0.00023	0.00100	0.04939±0.00040
		90	0.06255	0.06377	0.06334	0.06322	0.00062	0.00036	0.00154	0.06322±0.00062

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Pressure drop (Pa)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Hollow	8000	50	1.014	1.023	1.013	1.017	0.005	0.000	0.003	0.013	1.017±0.005
		60	1.178	1.198	1.195	1.19	0.011	0.000	0.006	0.027	1.190±0.011
		70	1.343	1.362	1.323	1.34	0.020	0.000	0.011	0.049	1.343±0.020
		80	1.507	1.522	1.518	1.52	0.008	0.000	0.004	0.019	1.516±0.008
		90	1.672	1.664	1.659	1.66	0.007	0.000	0.004	0.017	1.665±0.007
	10000	50	1.498	1.515	1.480	1.50	0.017	0.000	0.010	0.043	1.498±0.017
		60	1.741	1.721	1.738	1.73	0.011	0.000	0.006	0.027	1.733±0.011
		70	1.984	1.977	1.953	1.97	0.016	0.000	0.009	0.040	1.971±0.016
		80	2.227	2.211	2.209	2.22	0.010	0.000	0.006	0.025	2.215±0.010
		90	2.470	2.473	2.426	2.46	0.027	0.001	0.015	0.066	2.456±0.027
	12000	50	2.061	2.133	2.122	2.11	0.039	0.001	0.022	0.096	2.105±0.039
		60	2.396	2.329	2.397	2.37	0.039	0.002	0.023	0.097	2.374±0.039
		70	2.730	2.758	2.701	2.73	0.028	0.001	0.016	0.070	2.730±0.028
		80	3.064	2.990	3.074	3.04	0.046	0.002	0.026	0.114	3.043±0.046
		90	3.399	3.375	3.393	3.39	0.013	0.000	0.007	0.031	3.389±0.013

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Pressure drop (Pa)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Fin	8000	50	1.254	1.261	1.255	1.26	0.004	0.000	0.002	0.010	1.257±0.004
		60	1.394	1.376	1.428	1.40	0.027	0.001	0.015	0.066	1.399±0.027
		70	1.535	1.539	1.503	1.53	0.019	0.000	0.011	0.048	1.526±0.019
		80	1.675	1.676	1.632	1.66	0.025	0.001	0.015	0.062	1.661±0.025
		90	1.816	1.785	1.814	1.81	0.018	0.000	0.010	0.044	1.805±0.018
	10000	50	1.959	1.970	1.970	1.97	0.006	0.000	0.004	0.016	1.966±0.006
		60	2.179	2.197	2.178	2.18	0.011	0.000	0.006	0.027	2.185±0.011
		70	2.398	2.437	2.324	2.39	0.058	0.003	0.033	0.143	2.386±0.058
		80	2.618	2.659	2.615	2.63	0.025	0.001	0.014	0.062	2.631±0.025
		90	2.837	2.778	2.781	2.80	0.033	0.001	0.019	0.082	2.799±0.033
	12000	50	2.821	2.781	2.849	2.82	0.034	0.001	0.020	0.085	2.817±0.034
		60	3.137	3.161	3.154	3.15	0.012	0.000	0.007	0.031	3.151±0.012
		70	3.453	3.480	3.404	3.45	0.038	0.001	0.022	0.095	3.446±0.038
		80	3.769	3.798	3.740	3.77	0.029	0.001	0.017	0.072	3.769±0.029
		90	4.086	4.322	4.021	4.14	0.158	0.025	0.091	0.394	4.143±0.158

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Pressure drop (Pa)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Baffles	8000	50	2.785	2.811	2.871	2.82	0.044	0.002	0.025	0.110	2.822±0.044
		60	2.979	2.941	3.057	2.99	0.060	0.004	0.034	0.148	2.992±0.060
		70	3.173	3.122	3.161	3.15	0.027	0.001	0.015	0.066	3.152±0.027
		80	3.368	3.392	3.417	3.39	0.025	0.001	0.014	0.061	3.392±0.025
		90	3.562	3.550	3.596	3.57	0.024	0.001	0.014	0.060	3.570±0.024
	10000	50	4.352	4.399	4.441	4.40	0.045	0.002	0.026	0.111	4.397±0.045
		60	4.655	4.688	4.588	4.64	0.051	0.003	0.030	0.127	4.644±0.051
		70	4.959	4.954	5.010	4.97	0.031	0.001	0.018	0.077	4.974±0.031
		80	5.262	5.195	5.346	5.27	0.075	0.006	0.043	0.187	5.268±0.075
		90	5.566	5.440	5.419	5.47	0.080	0.006	0.046	0.198	5.475±0.080
	12000	50	6.266	6.224	6.155	6.21	0.056	0.003	0.032	0.140	6.215±0.056
		60	6.703	6.789	6.498	6.66	0.150	0.022	0.086	0.372	6.663±0.150
		70	7.140	7.163	7.111	7.14	0.026	0.001	0.015	0.064	7.138±0.026
		80	7.577	7.435	7.659	7.56	0.113	0.013	0.065	0.280	7.557±0.113
		90	8.014	8.035	8.195	8.08	0.099	0.010	0.057	0.245	8.081±0.099

Model	Re	Outlet fluid Temperature (°C)	Pressure drop (Pa)			Mean	SD	Veriance	SE	95%CI	Mean±SD
			Run 1	Run 2	Run 3						
Twisted plates	8000	50	2.168	2.203	2.161	2.18	0.023	0.001	0.013	0.057	2.177±0.023
		60	2.286	2.288	2.307	2.29	0.012	0.000	0.007	0.029	2.294±0.012
		70	2.403	2.364	2.430	2.40	0.033	0.001	0.019	0.083	2.399±0.033
		80	2.521	2.494	2.501	2.51	0.014	0.000	0.008	0.035	2.505±0.014
		90	2.638	2.665	2.615	2.64	0.025	0.001	0.014	0.062	2.639±0.025
	10000	50	3.388	3.351	3.374	3.37	0.019	0.000	0.011	0.047	3.371±0.019
		60	3.571	3.583	3.448	3.53	0.075	0.006	0.043	0.186	3.534±0.075
		70	3.755	3.758	3.670	3.73	0.050	0.003	0.029	0.124	3.727±0.050
		80	3.938	3.900	4.019	3.95	0.061	0.004	0.035	0.151	3.952±0.061
		90	4.122	4.255	4.224	4.20	0.069	0.005	0.040	0.172	4.200±0.069
	12000	50	4.878	4.924	4.860	4.89	0.033	0.001	0.019	0.083	4.887±0.033
		60	5.143	4.987	5.187	5.11	0.105	0.011	0.061	0.262	5.106±0.105
		70	5.407	5.422	5.432	5.42	0.013	0.000	0.007	0.032	5.420±0.013
		80	5.671	5.615	5.933	5.74	0.170	0.029	0.098	0.422	5.740±0.170
		90	5.935	6.011	6.035	5.99	0.052	0.003	0.030	0.129	5.994±0.052

ภาคผนวก ข
การจัดอันดับหารูปแบบที่เหมาะสมของภาระเหนี่ยวนำ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Metric	Weight	Direction
Nu/Nu0	0.15	Higher is better
f/f0	0.25	Lower is better
TEF	0.1	Higher is better
Ease_Maint	0.25	Higher is better
LCC	0.25	Higher is better

Outlet fluid Temperature (°C)	Weight_T
50	0.10
60	0.15
70	0.20
80	0.25
90	0.30

Re	Weight_Re
8,000	0.30
10,000	0.40
12,000	0.30

Model	Ease_Maint	LCC
Hollow	0.85	0.85
Fin	0.95	0.92
Baffles	0.70	0.75
Twisted plates	0.65	0.70

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Outlet fluid Temperature (°C)	Re	Weight_raw = Weight_T × Weight_Re	Weight_norm
50	8,000	0.030	0.030
	10,000	0.040	0.040
	12,000	0.030	0.030
60	8,000	0.045	0.045
	10,000	0.060	0.060
	12,000	0.045	0.045
70	8,000	0.060	0.060
	10,000	0.080	0.080
	12,000	0.060	0.060
80	8,000	0.075	0.075
	10,000	0.100	0.100
	12,000	0.075	0.075
90	8,000	0.090	0.090
	10,000	0.120	0.120
	12,000	0.090	0.090

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Temp. (°C)	Re	Model	Norm_Nu/Nu_0	Norm_f/f_0	Norm_TEF	Norm_Ease	Norm_LCC	Weighted_Score
50	8,000	Hollow	0.65382	1.00000	0.84280	0.89474	0.92391	0.88702
		Fin	0.63956	0.80881	0.76812	1.00000	1.00000	0.87495
		Baffles	0.85612	0.36018	0.78519	0.73684	0.81522	0.68500
		Twisted plates	1.00000	0.46687	1.00000	0.68421	0.76087	0.72799
	10,000	Hollow	0.64075	1.00000	0.83971	0.89474	0.92391	0.88475
		Fin	0.63085	0.76172	0.75502	1.00000	1.00000	0.86056
		Baffles	0.84022	0.34060	0.76898	0.73684	0.81522	0.67610
		Twisted plates	1.00000	0.44431	1.00000	0.68421	0.76087	0.72235
	12,000	Hollow	0.64596	1.00000	0.85534	0.89474	0.92391	0.88709
		Fin	0.64585	0.74723	0.77604	1.00000	1.00000	0.86129
		Baffles	0.87102	0.33872	0.80397	0.73684	0.81522	0.68374
		Twisted plates	1.00000	0.43072	1.00000	0.68421	0.76087	0.71895

Temp. (°C)	Re	Model	Norm_Nu/Nu_0	Norm_f/f_0	Norm_TEF	Norm_Ease	Norm_LCC	Weighted_Score
60	8,000	Hollow	0.63895	1.00000	0.79511	0.89474	0.92391	0.88002
		Fin	0.63867	0.85072	0.75306	1.00000	1.00000	0.88379
		Baffles	0.82806	0.39778	0.75783	0.73684	0.81522	0.68745
		Twisted plates	1.00000	0.51894	1.00000	0.68421	0.76087	0.74100
	10,000	Hollow	0.63234	1.00000	0.80181	0.89474	0.92391	0.87969
		Fin	0.62895	0.79338	0.73830	1.00000	1.00000	0.86652
		Baffles	0.83095	0.37328	0.75865	0.73684	0.81522	0.68184
		Twisted plates	1.00000	0.49051	1.00000	0.68421	0.76087	0.73390
	12,000	Hollow	0.63118	1.00000	0.81472	0.89474	0.92391	0.88081
		Fin	0.64225	0.75347	0.75437	1.00000	1.00000	0.86014
		Baffles	0.82976	0.35628	0.75929	0.73684	0.81522	0.67748
		Twisted plates	1.00000	0.46498	1.00000	0.68421	0.76087	0.72751

Temp. (°C)	Re	Model	Norm_Nu/Nu_0	Norm_f/f_0	Norm_TEF	Norm_Ease	Norm_LCC	Weighted_Score
70	8,000	Hollow	0.64665	1.00000	0.78467	0.89474	0.92391	0.88013
		Fin	0.64471	0.88018	0.74972	1.00000	1.00000	0.89172
		Baffles	0.81885	0.42600	0.74764	0.73684	0.81522	0.69211
		Twisted plates	1.00000	0.55969	1.00000	0.68421	0.76087	0.75119
	10,000	Hollow	0.62886	1.00000	0.77762	0.89474	0.92391	0.87675
		Fin	0.64401	0.82616	0.74723	1.00000	1.00000	0.87786
		Baffles	0.82528	0.39632	0.74960	0.73684	0.81522	0.68585
		Twisted plates	1.00000	0.52889	1.00000	0.68421	0.76087	0.74349
	12,000	Hollow	0.62252	1.00000	0.78245	0.89474	0.92391	0.87629
		Fin	0.63208	0.79225	0.73513	1.00000	1.00000	0.86639
		Baffles	0.81026	0.38243	0.73923	0.73684	0.81522	0.67908
		Twisted plates	1.00000	0.50361	1.00000	0.68421	0.76087	0.73717

Temp. (°C)	Re	Model	Norm_Nu/Nu_0	Norm_f/f_0	Norm_TEF	Norm_Ease	Norm_LCC	Weighted_Score
80	8,000	Hollow	0.62995	1.00000	0.74482	0.89474	0.92391	0.87364
		Fin	0.63286	0.91240	0.72575	1.00000	1.00000	0.89561
		Baffles	0.81163	0.44678	0.73362	0.73684	0.81522	0.69482
		Twisted plates	1.00000	0.60500	1.00000	0.68421	0.76087	0.76252
	10,000	Hollow	0.64251	1.00000	0.77924	0.89474	0.92391	0.87896
		Fin	0.64511	0.84217	0.73885	1.00000	1.00000	0.88119
		Baffles	0.82770	0.42058	0.75210	0.73684	0.81522	0.69253
		Twisted plates	1.00000	0.56057	1.00000	0.68421	0.76087	0.75141
	12,000	Hollow	0.62134	1.00000	0.76774	0.89474	0.92391	0.87464
		Fin	0.62403	0.80726	0.71794	1.00000	1.00000	0.86721
		Baffles	0.79266	0.40262	0.72321	0.73684	0.81522	0.67989
		Twisted plates	1.00000	0.53011	1.00000	0.68421	0.76087	0.74380

Temp. (°C)	Re	Model	Norm_Nu/Nu_0	Norm_f/f_0	Norm_TEF	Norm_Ease	Norm_LCC	Weighted_Score
90	8,000	Hollow	0.62925	1.00000	0.73371	0.89474	0.92391	0.87242
		Fin	0.64482	0.92234	0.73187	1.00000	1.00000	0.90049
		Baffles	0.79871	0.46643	0.72225	0.73684	0.81522	0.69665
		Twisted plates	1.00000	0.63081	1.00000	0.68421	0.76087	0.76897
	10,000	Hollow	0.62984	1.00000	0.75317	0.89474	0.92391	0.87445
		Fin	0.64317	0.87755	0.73635	1.00000	1.00000	0.88950
		Baffles	0.82304	0.44863	0.75344	0.73684	0.81522	0.69897
		Twisted plates	1.00000	0.58480	1.00000	0.68421	0.76087	0.75747
	12,000	Hollow	0.62008	1.00000	0.74986	0.89474	0.92391	0.87266
		Fin	0.62975	0.81801	0.71223	1.00000	1.00000	0.87019
		Baffles	0.79073	0.41938	0.71576	0.73684	0.81522	0.68305
		Twisted plates	1.00000	0.56546	1.00000	0.68421	0.76087	0.75263

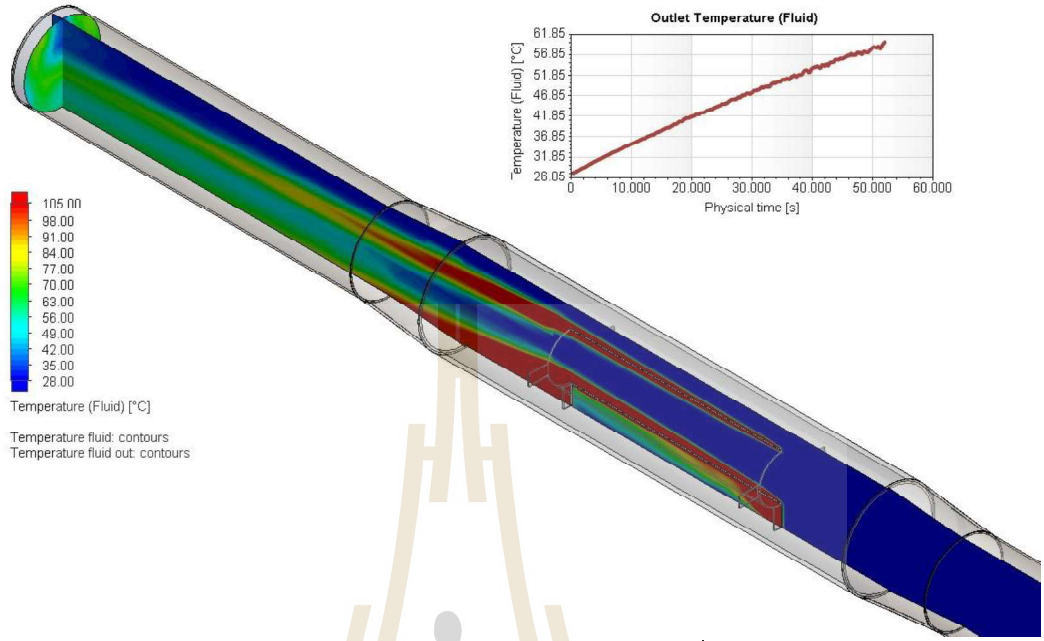
Model	Overall Weighted Score	Rank
Hollow	0.87717	2
Fin	0.87912	1
Baffles	0.68798	4
Twisted plates	0.74716	3

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

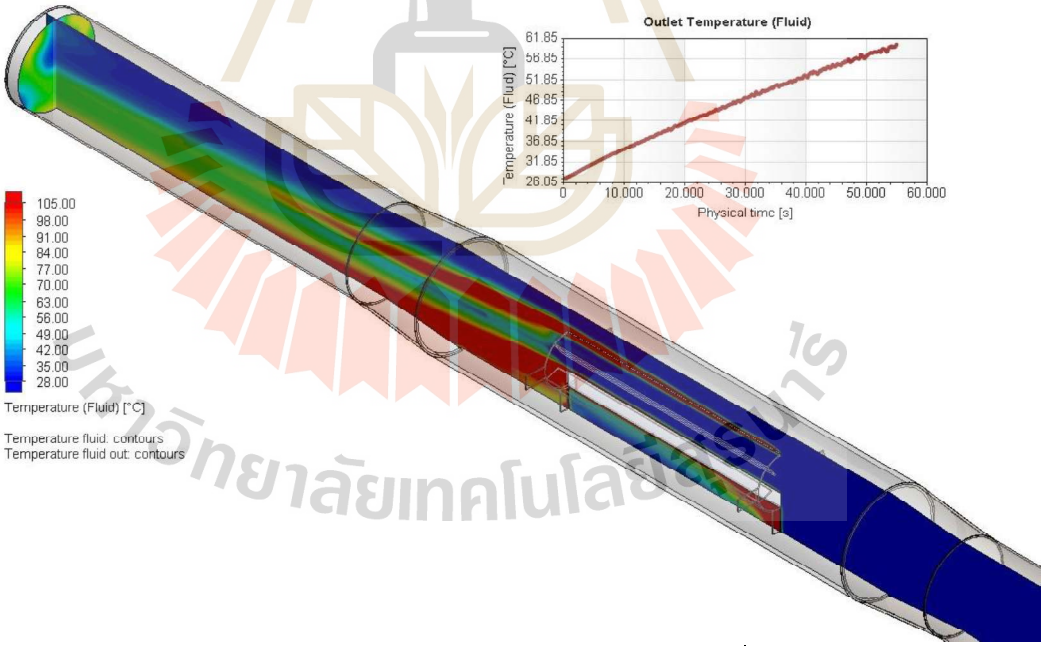
ภาคผนวก ค

การสร้างแบบจำลองตามเวลาของกระบวนการผลิตลมร้อน

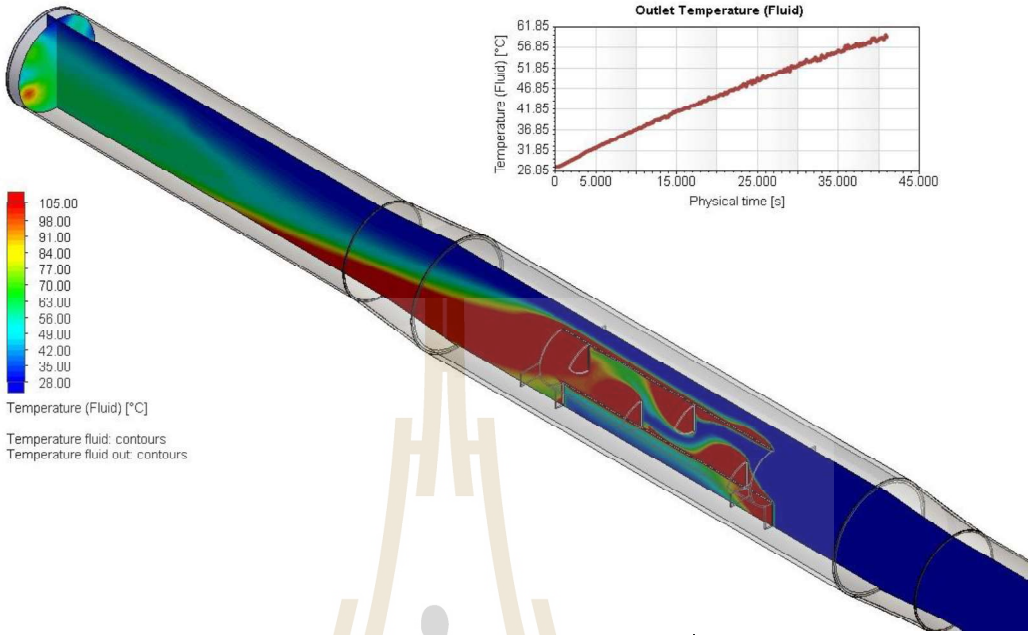
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



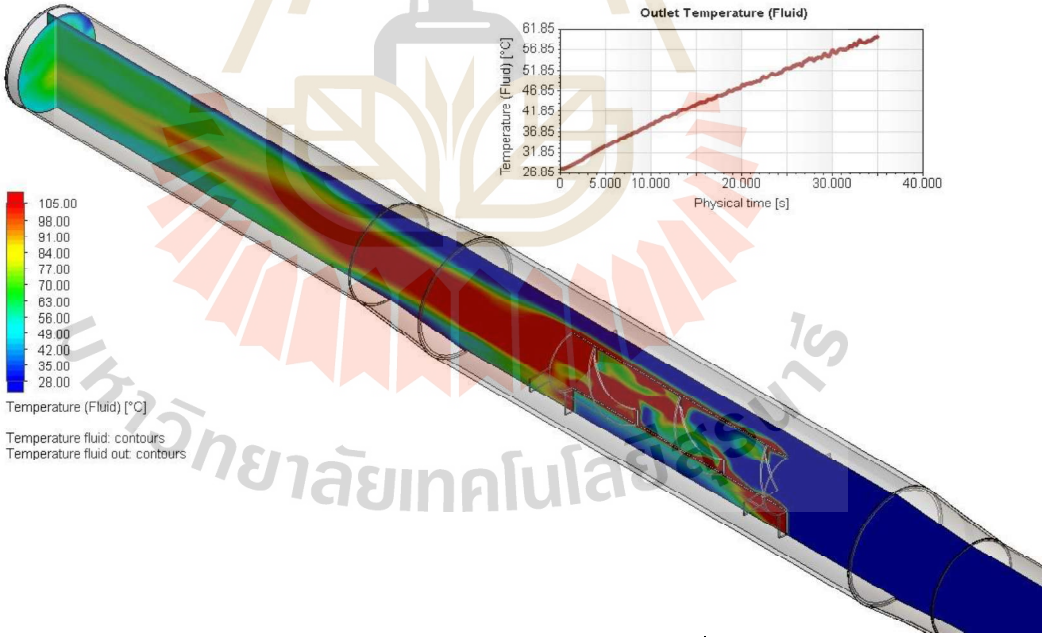
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



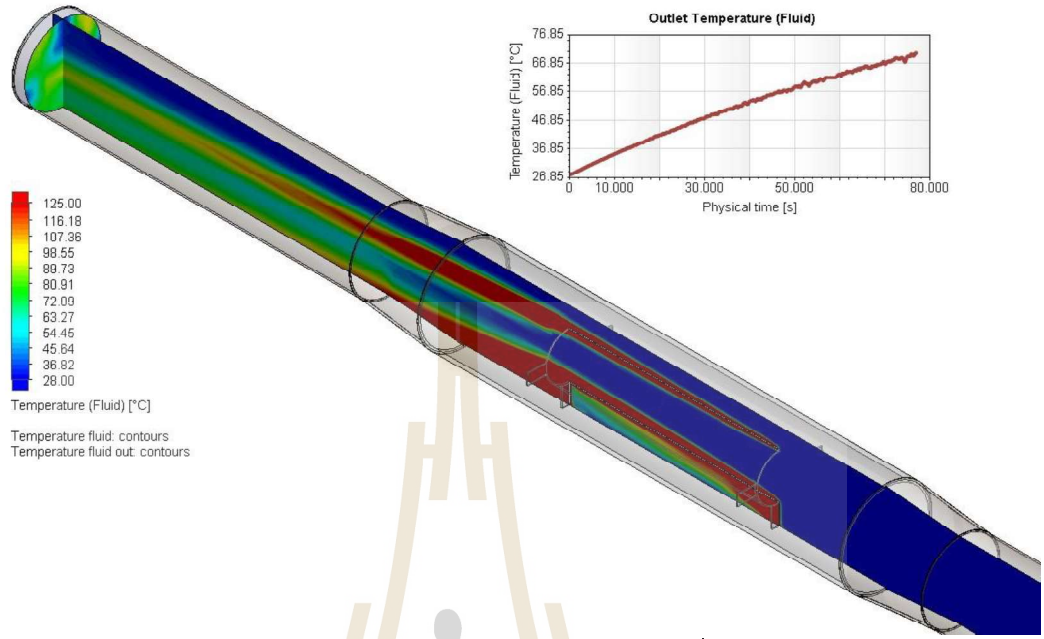
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



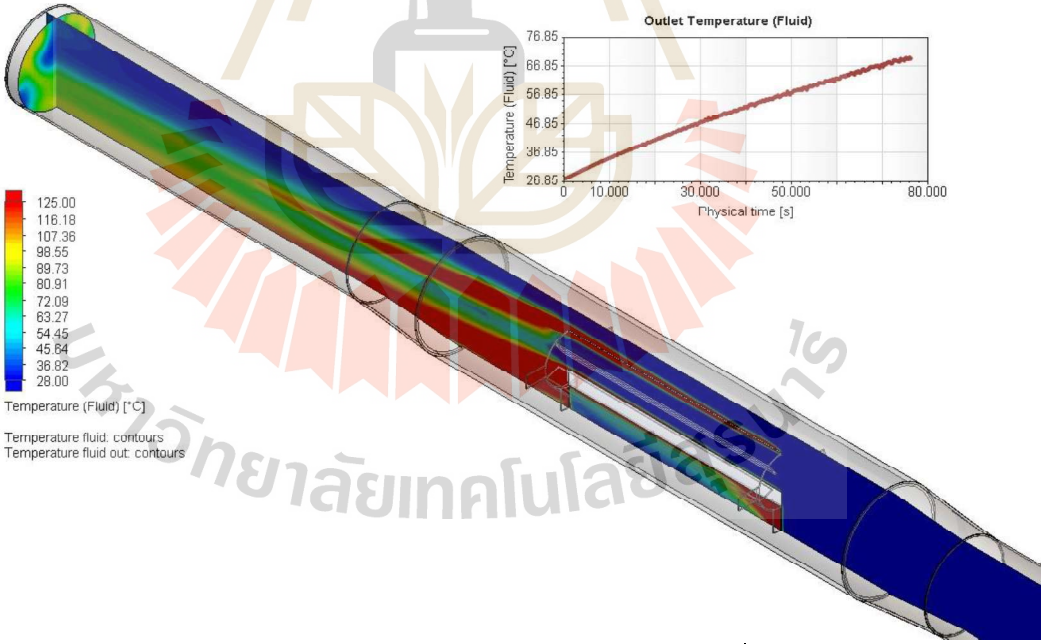
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



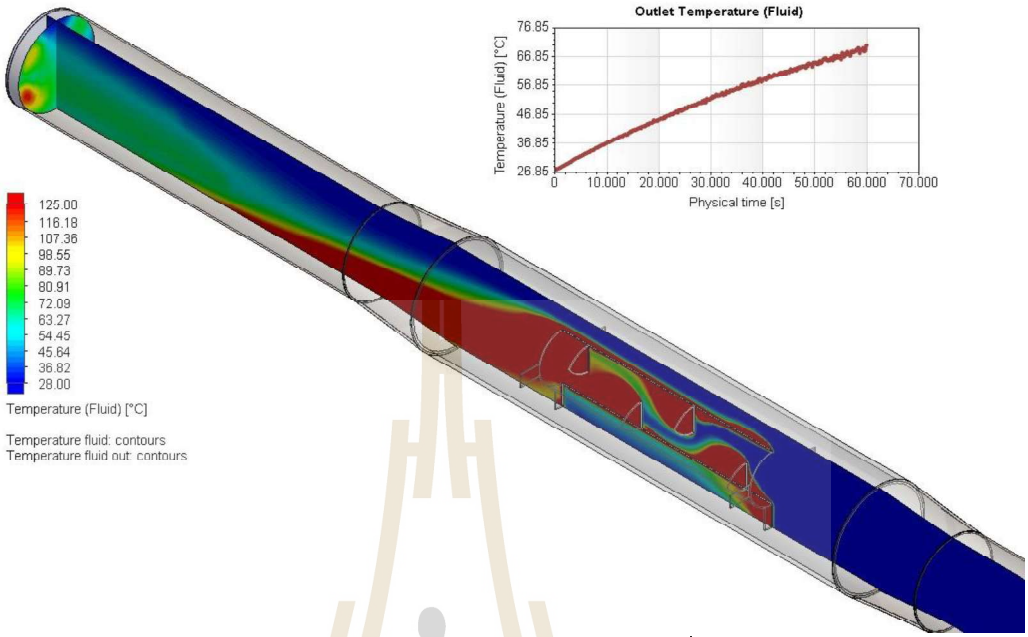
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



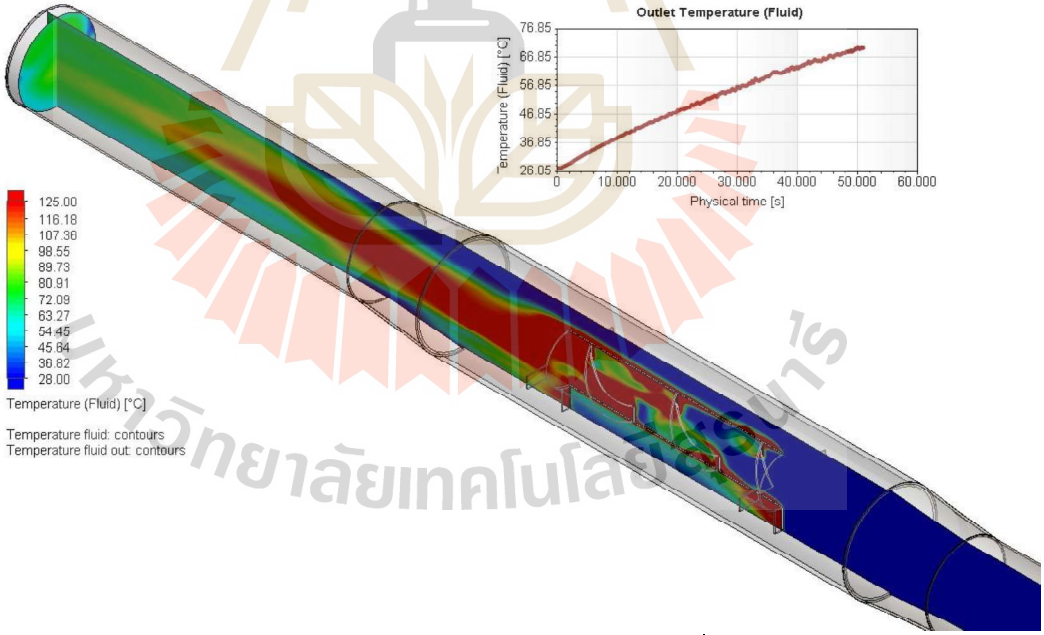
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



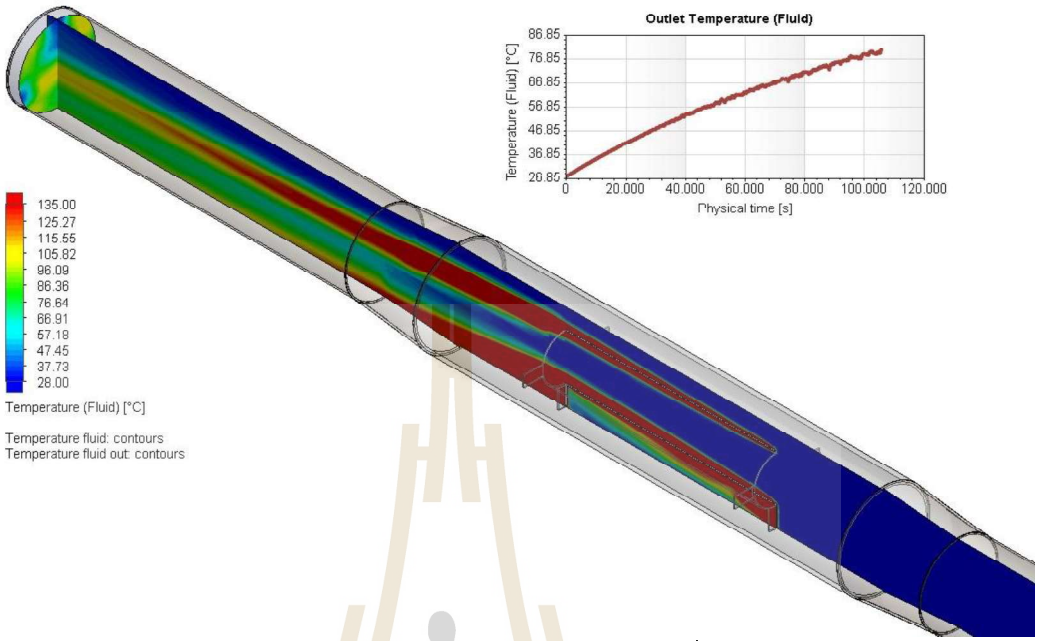
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



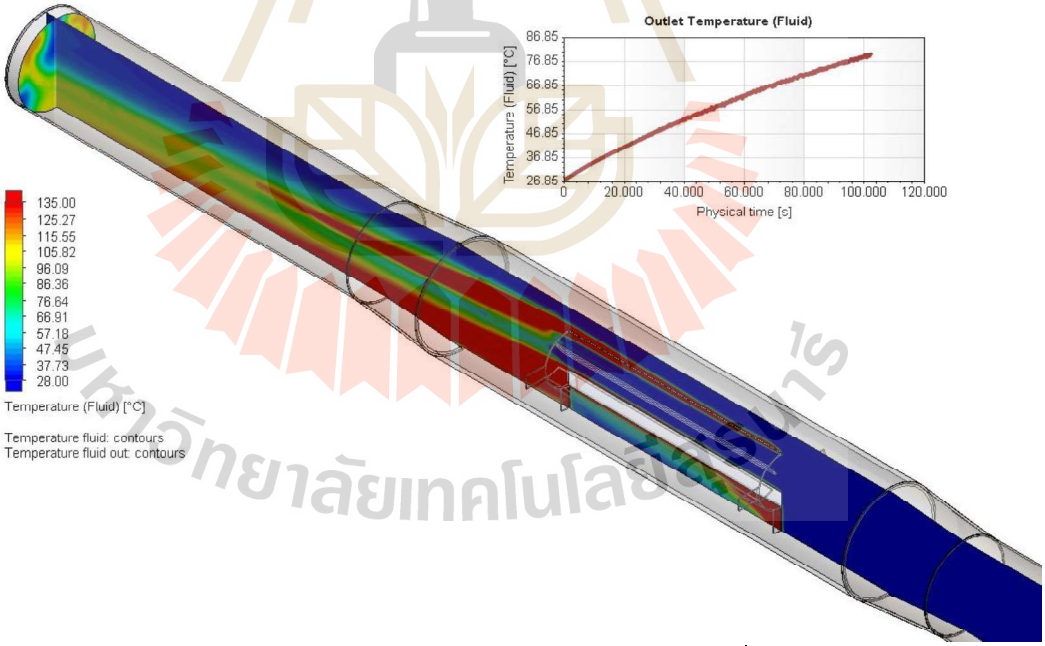
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



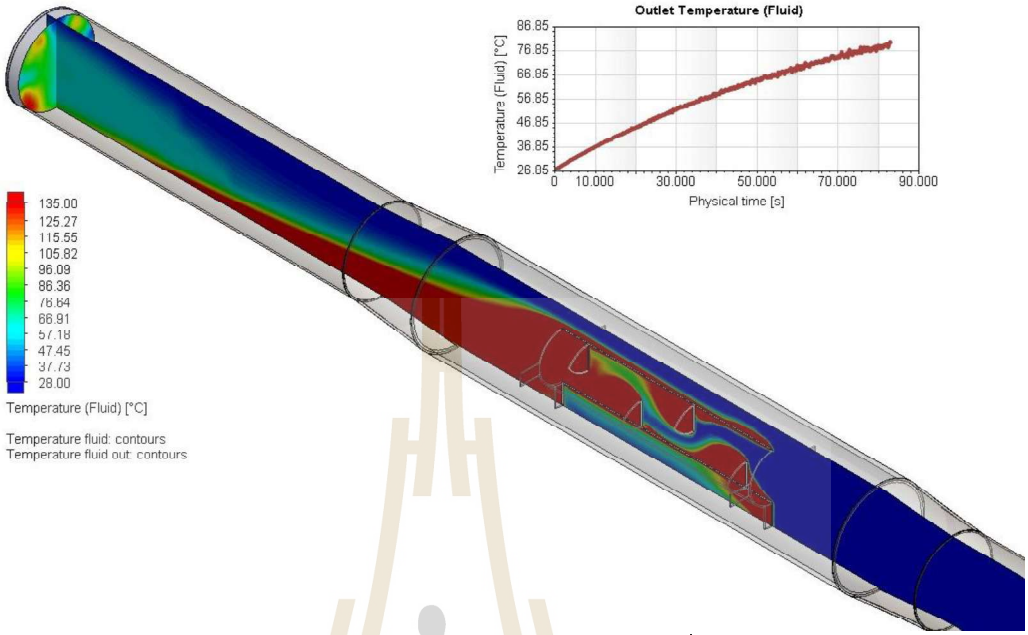
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



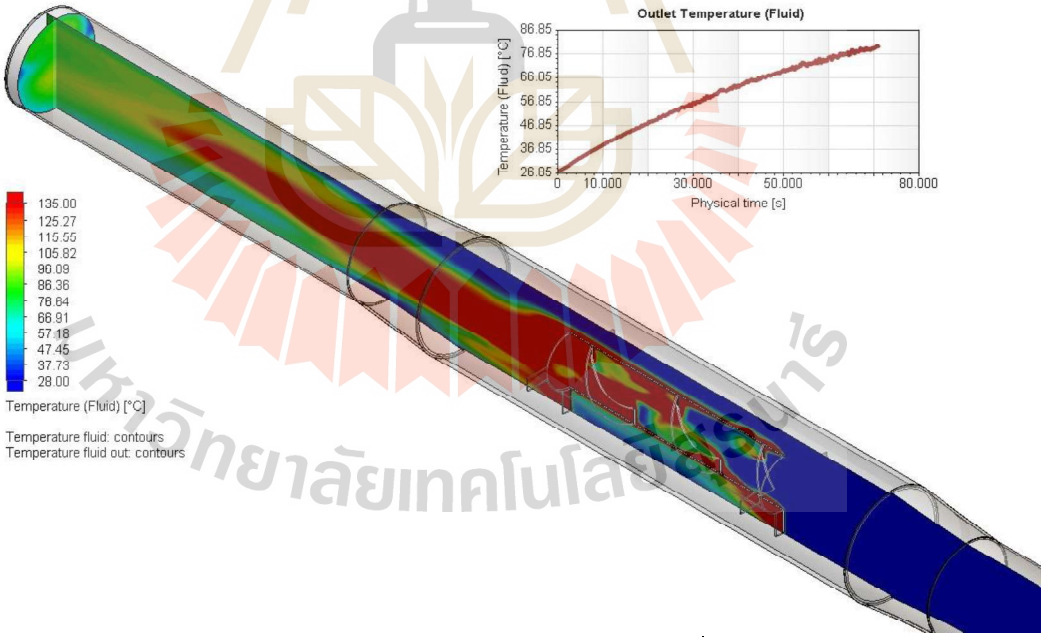
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



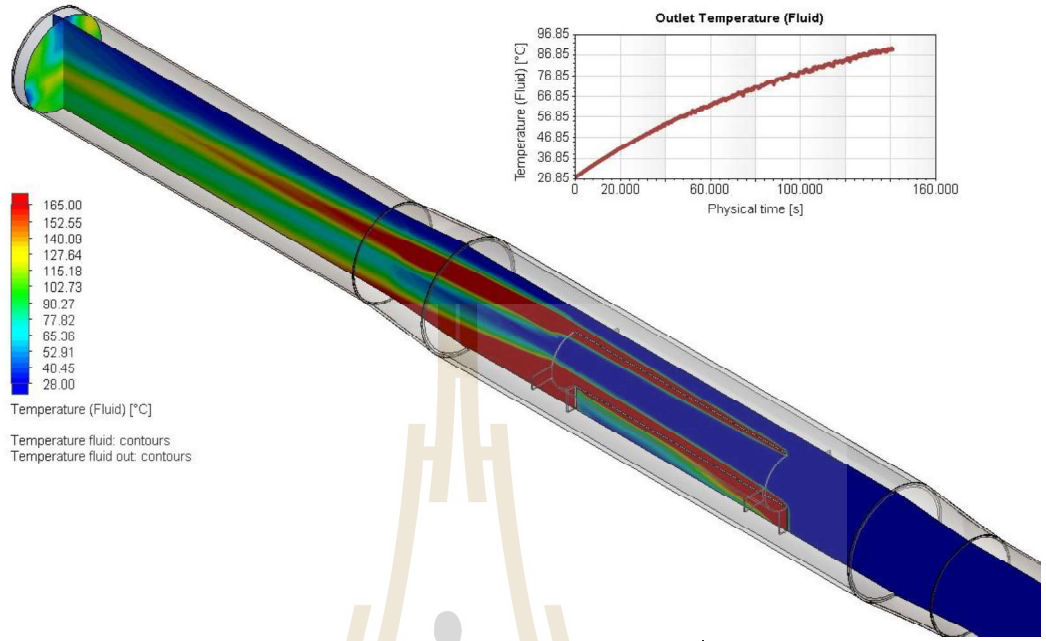
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



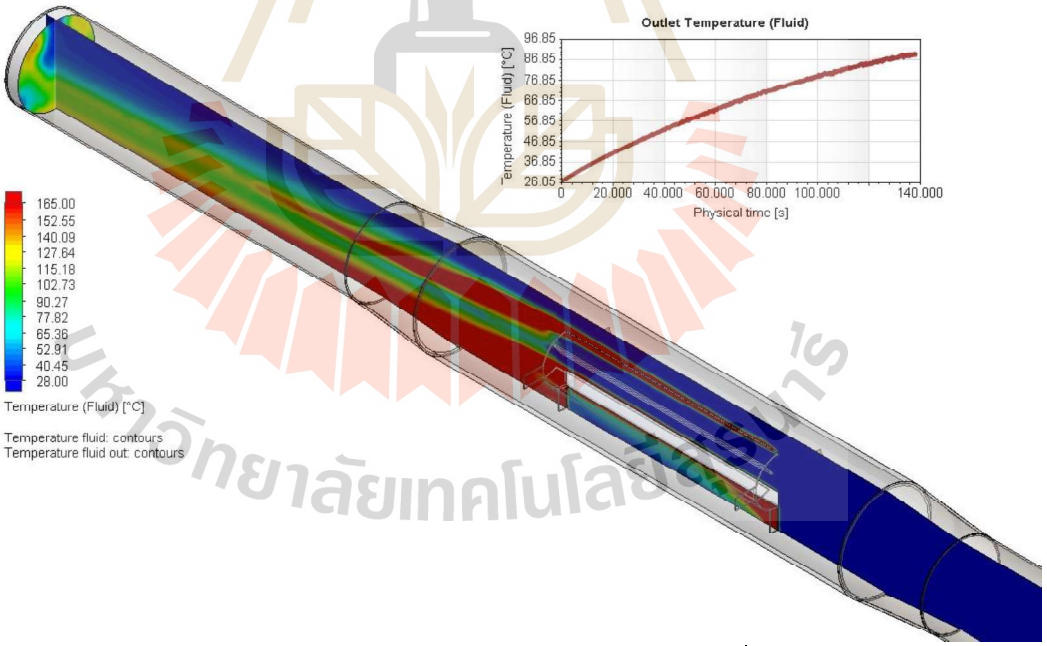
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



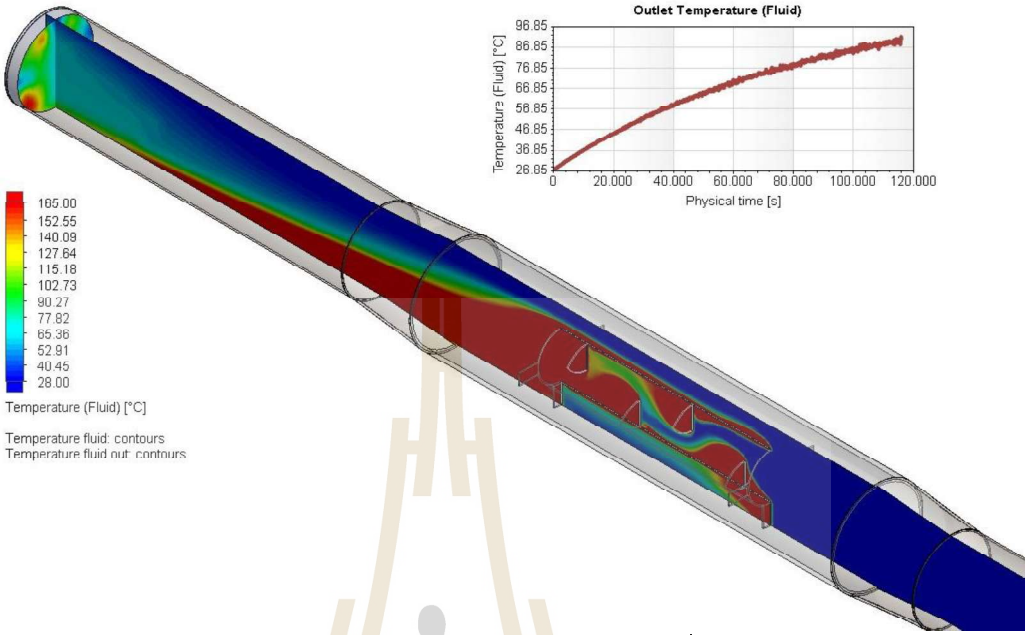
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



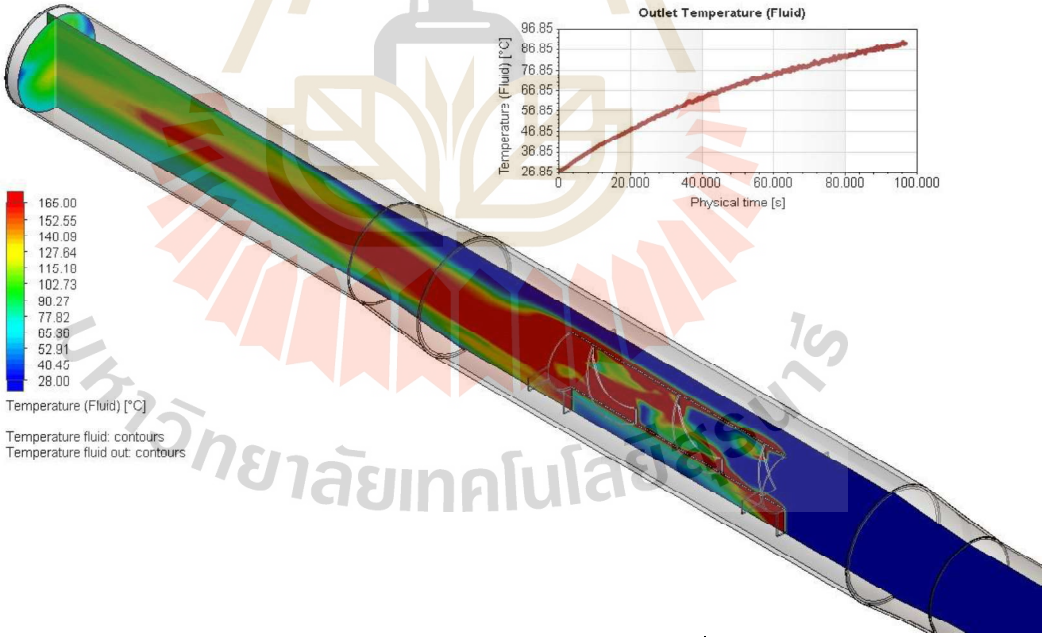
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



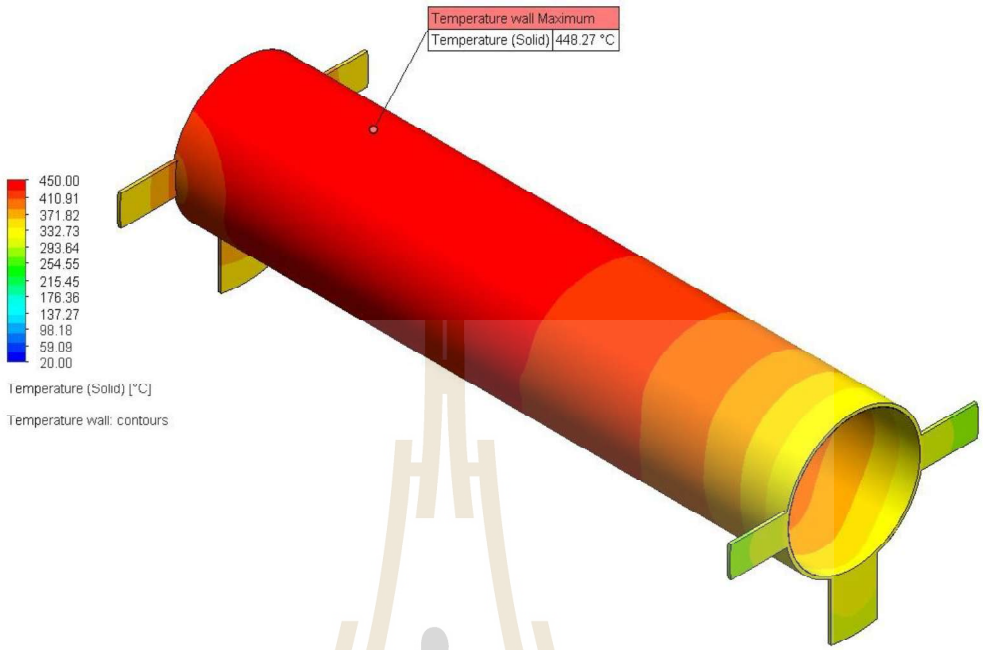
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



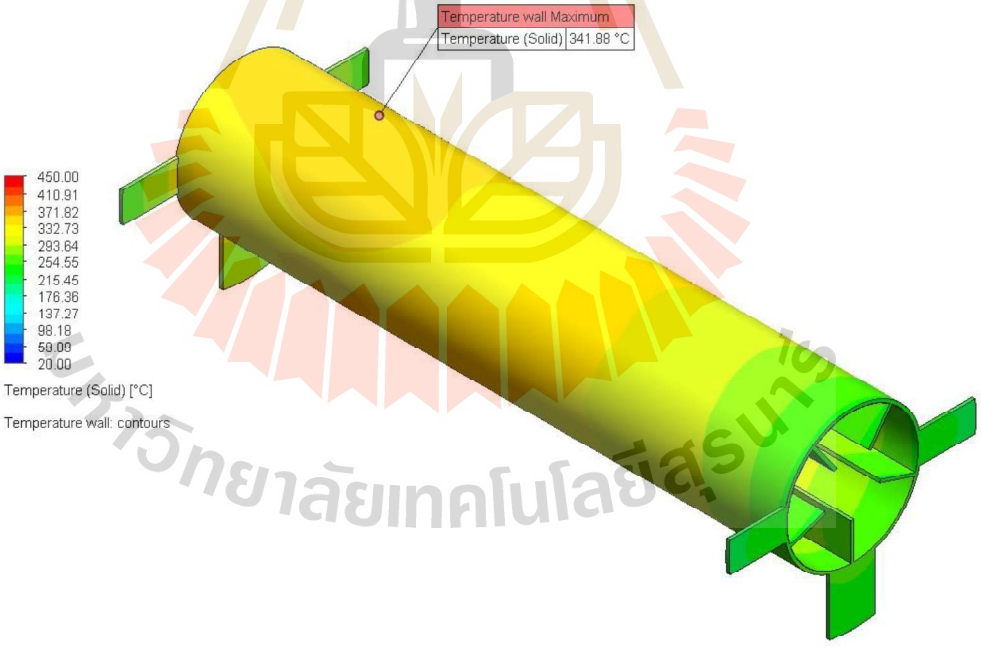
รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



รูปแสดงระยะเวลาและอุณหภูมิของอากาศภายในระบบของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

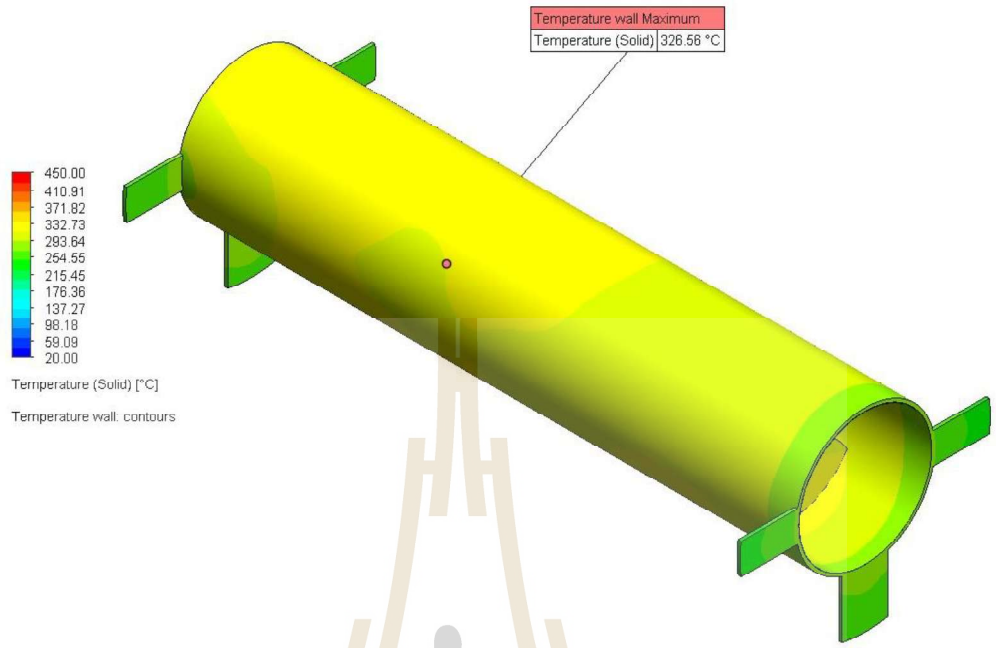


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C

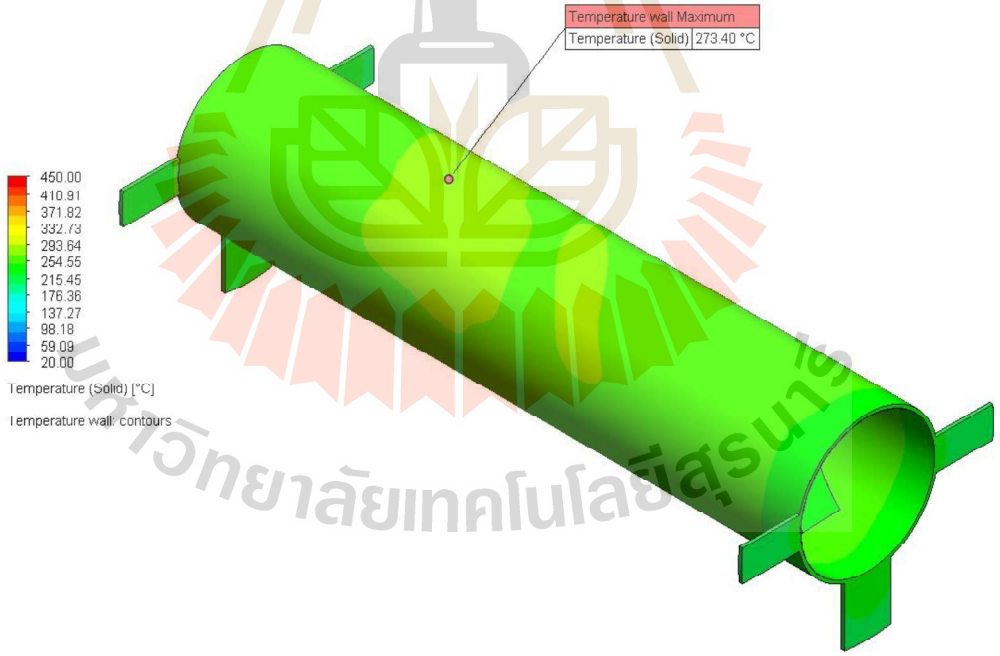


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

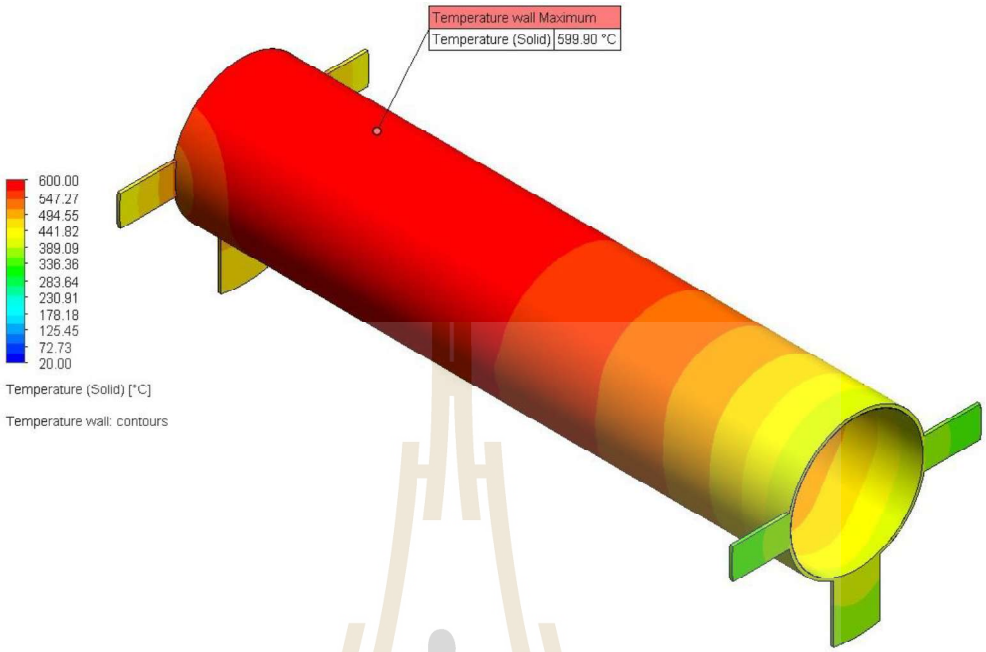


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C

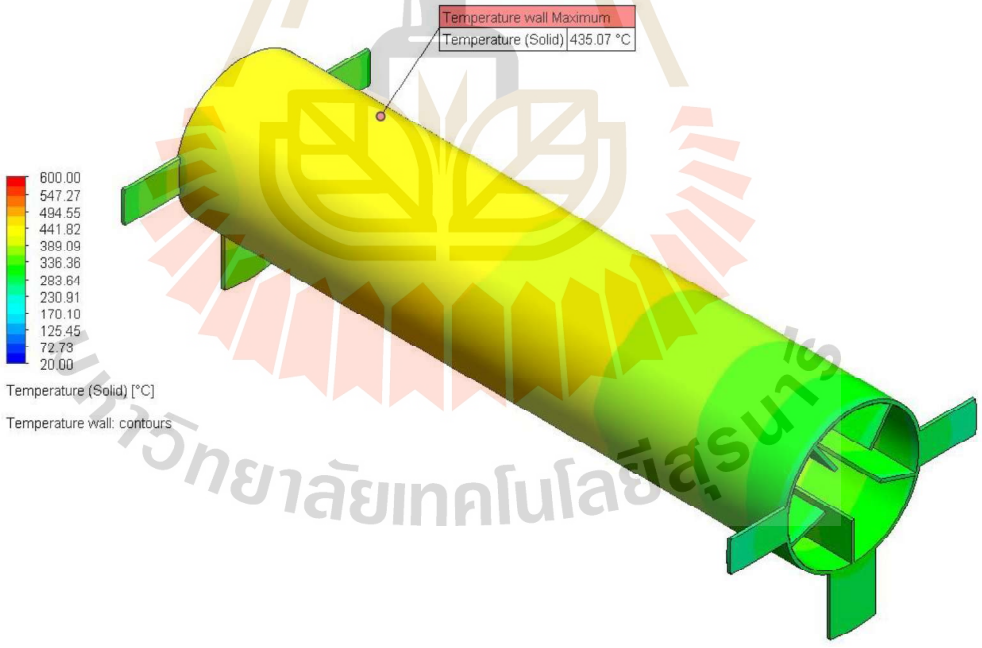


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

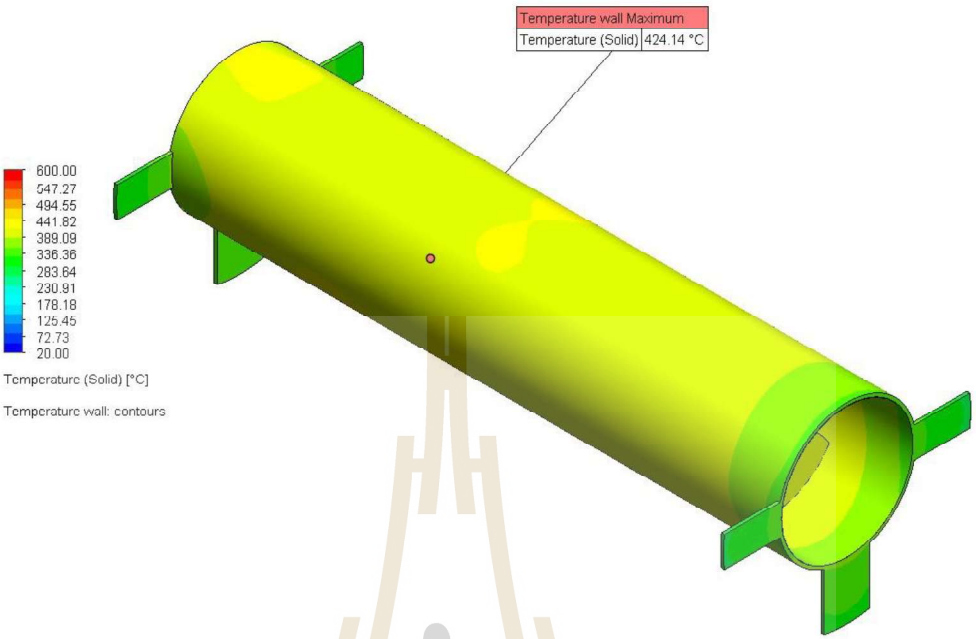


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

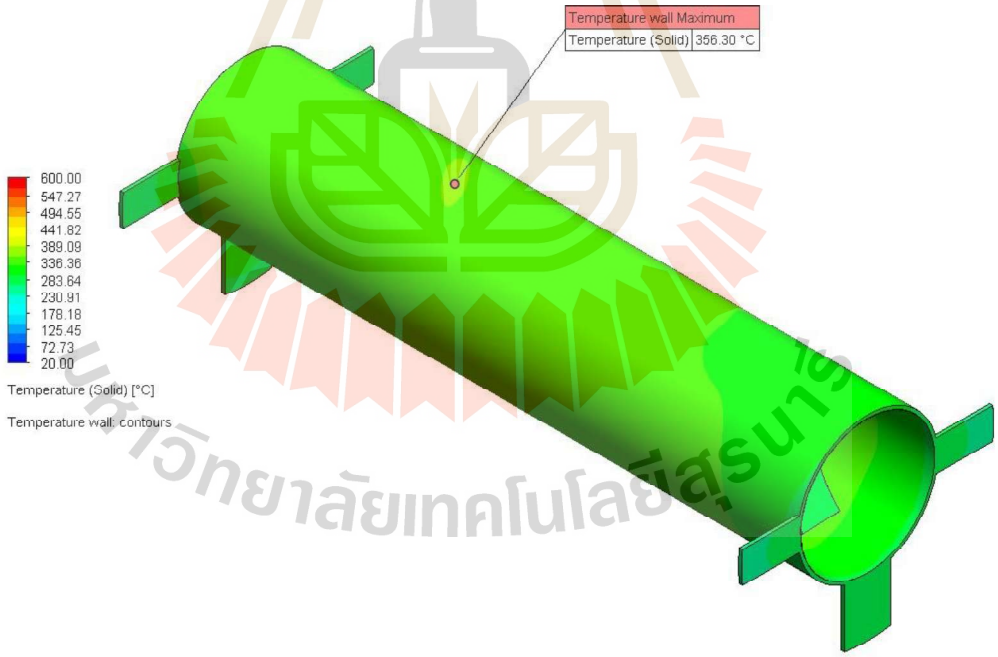


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

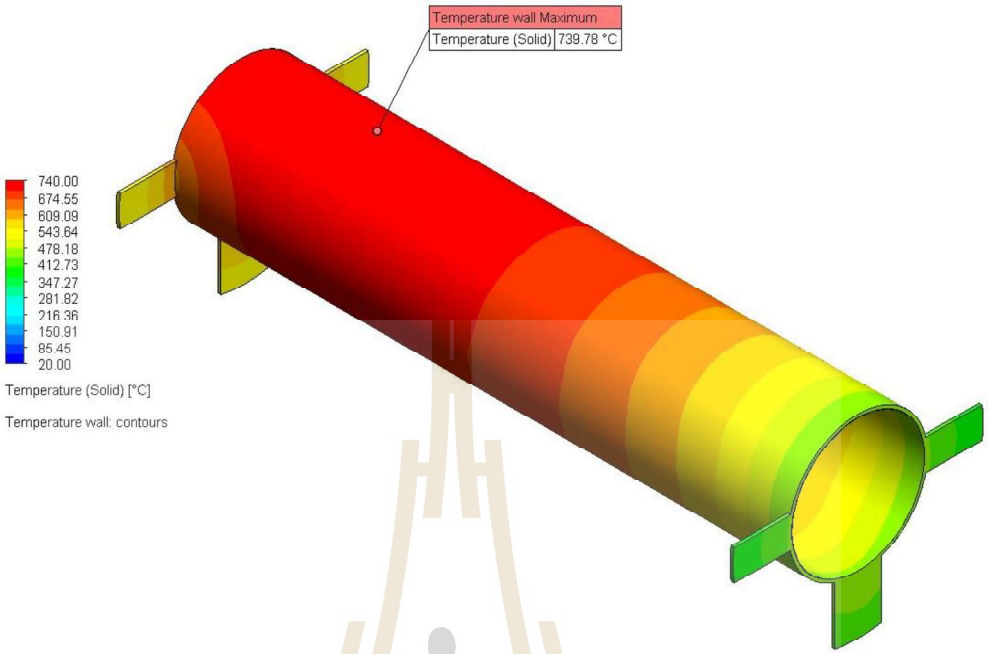


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

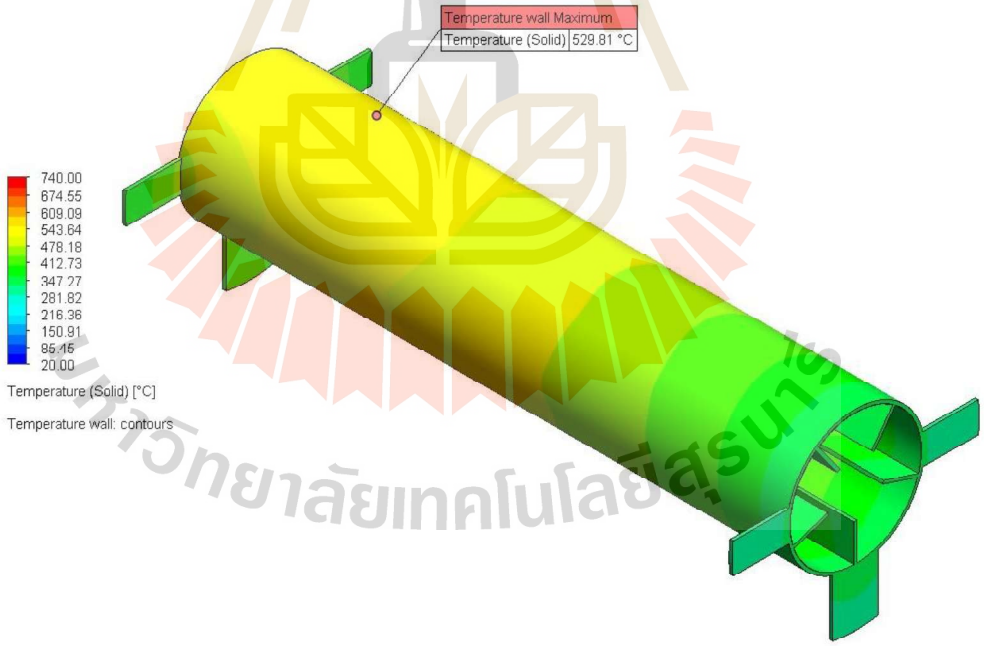


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

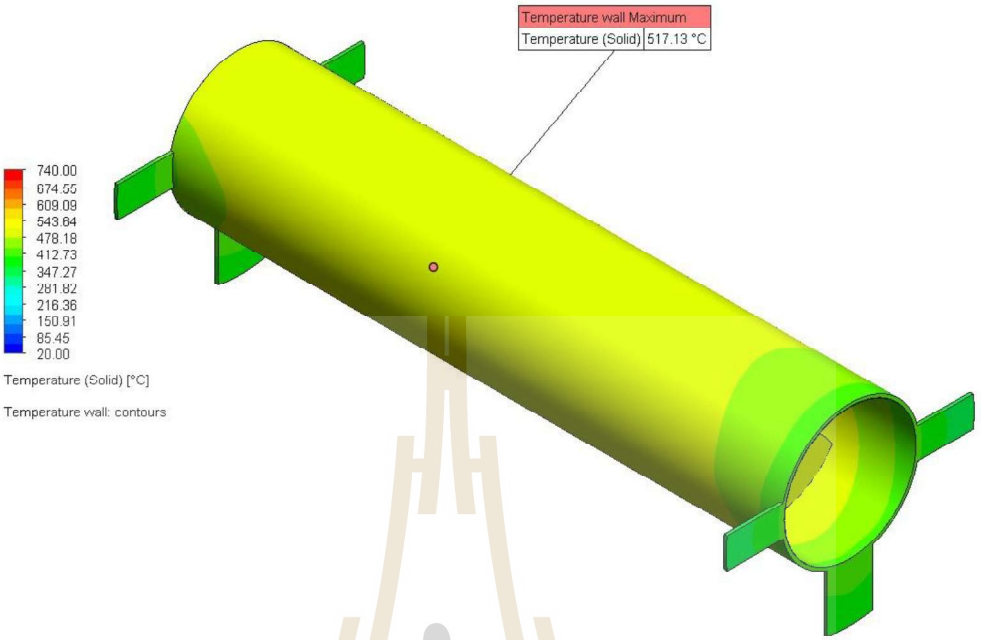


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C

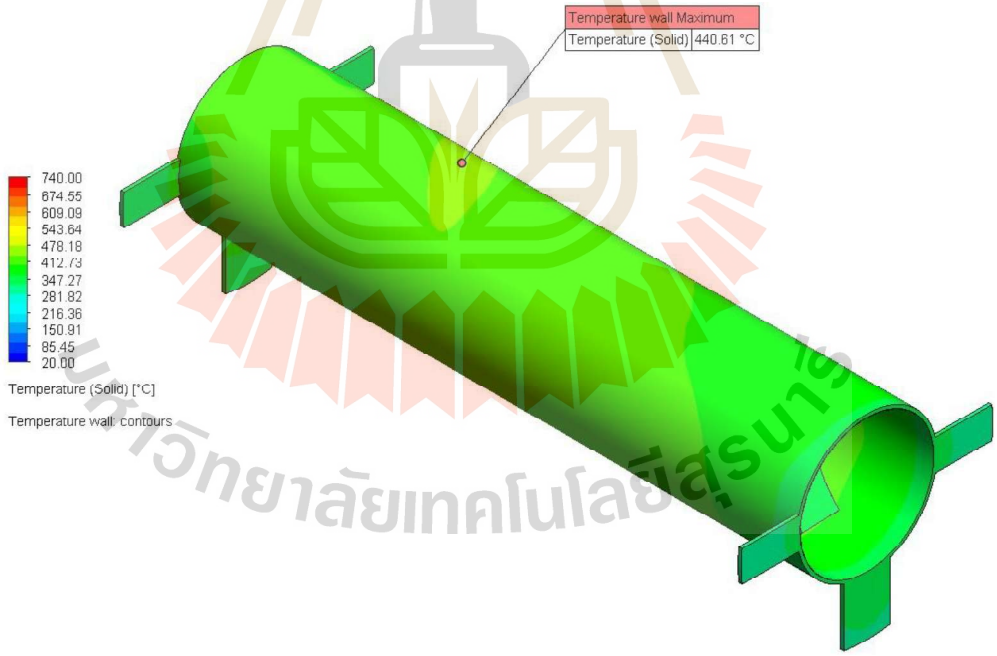


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

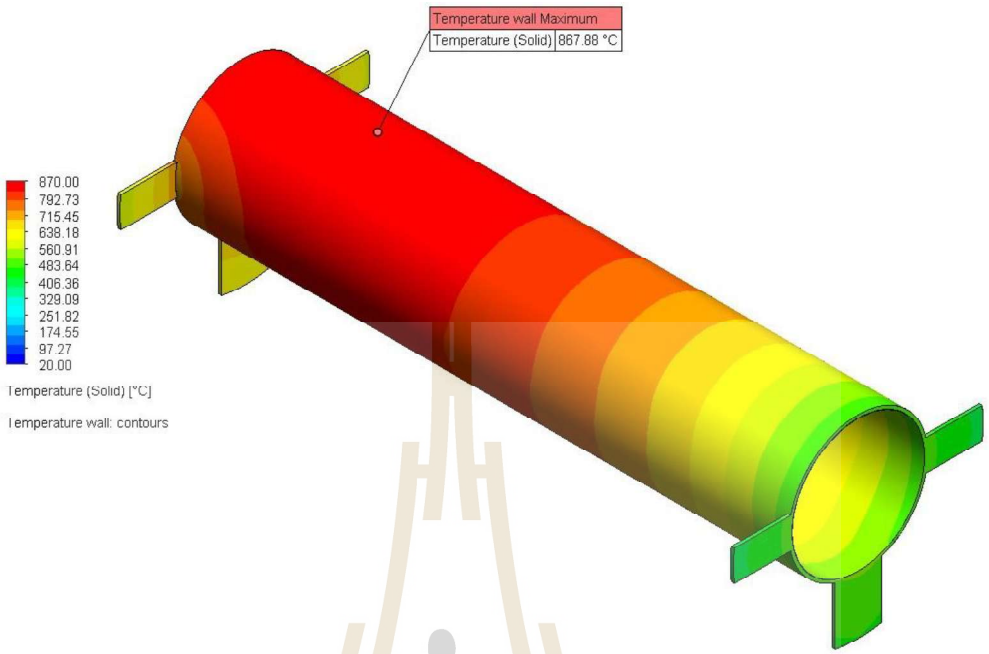


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C

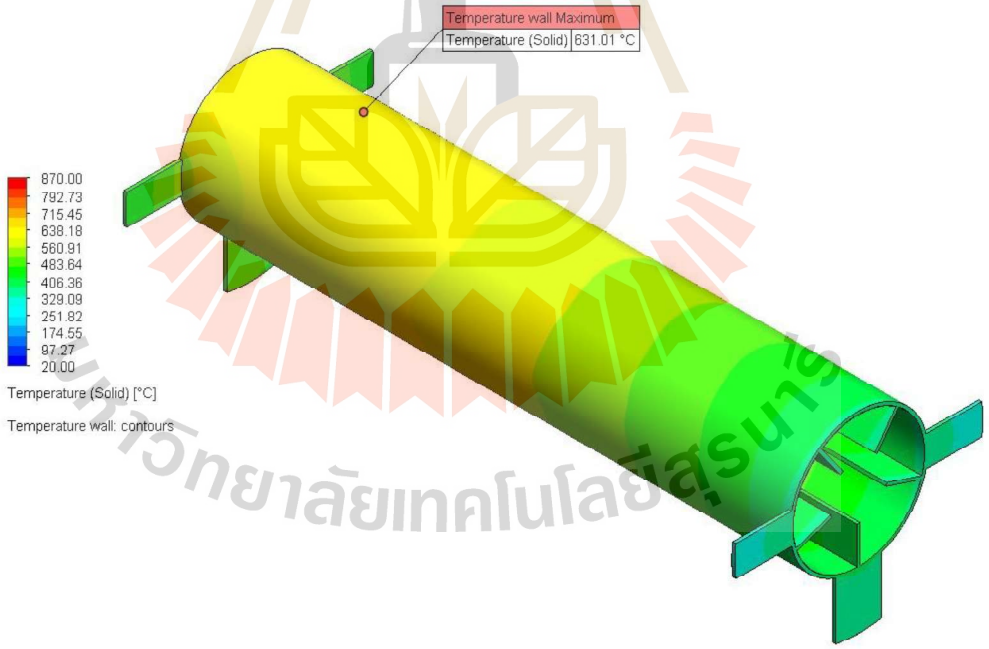


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

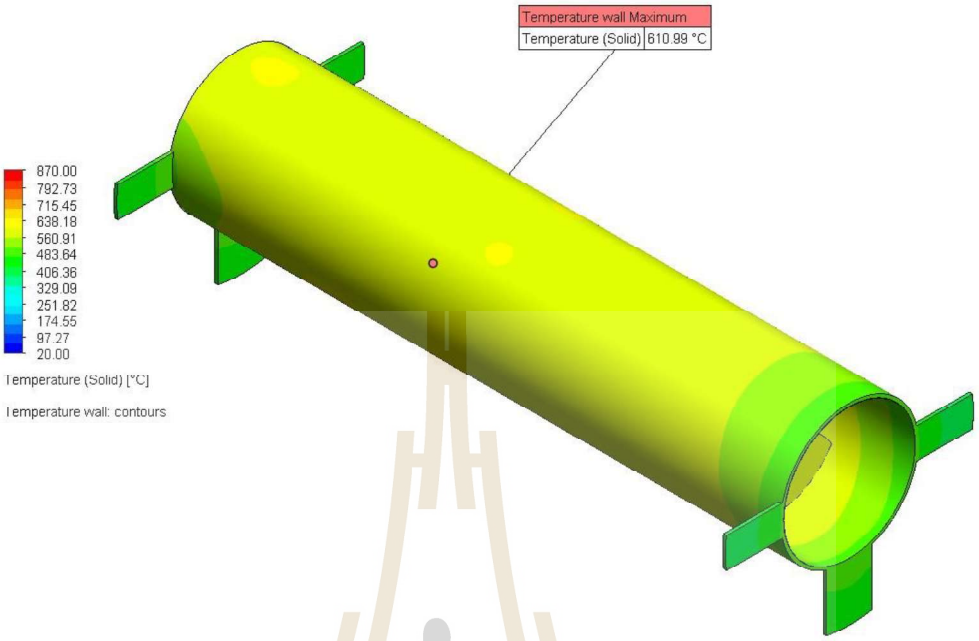


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Hollow ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

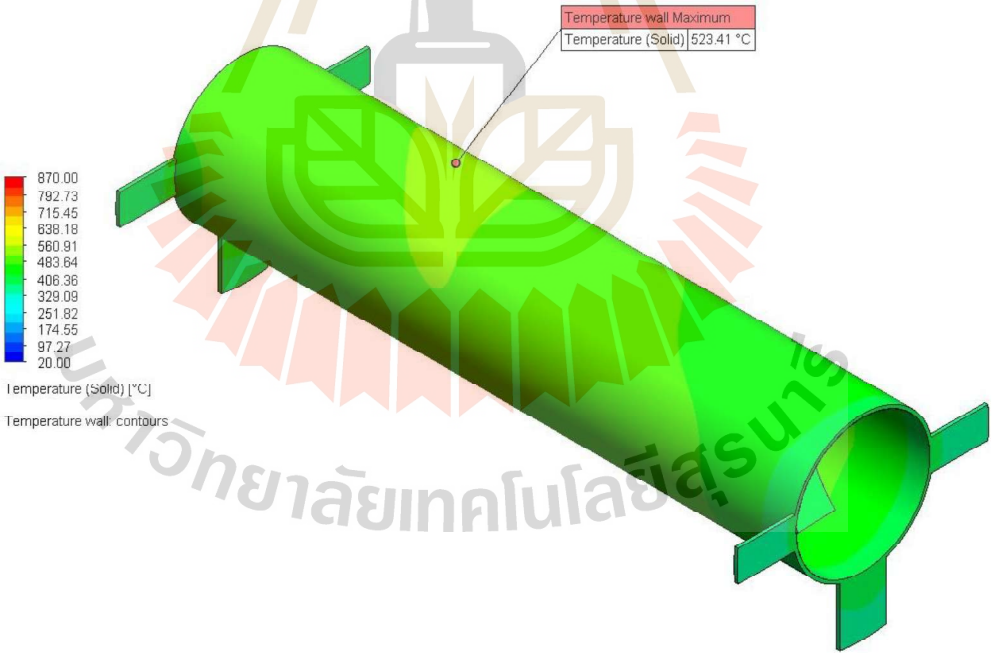


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Fin ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

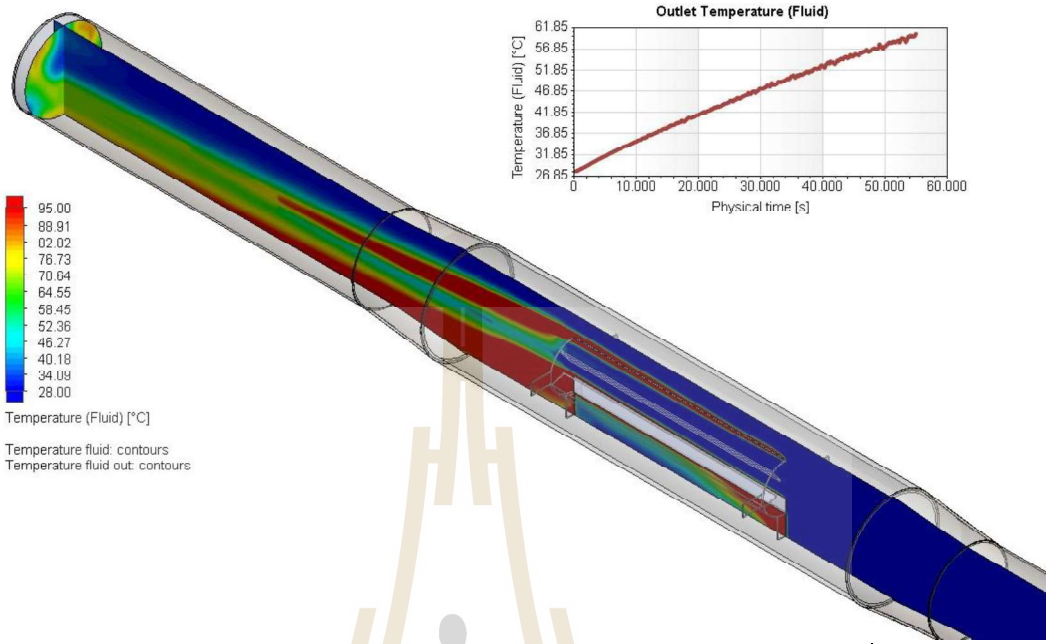


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Baffles ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

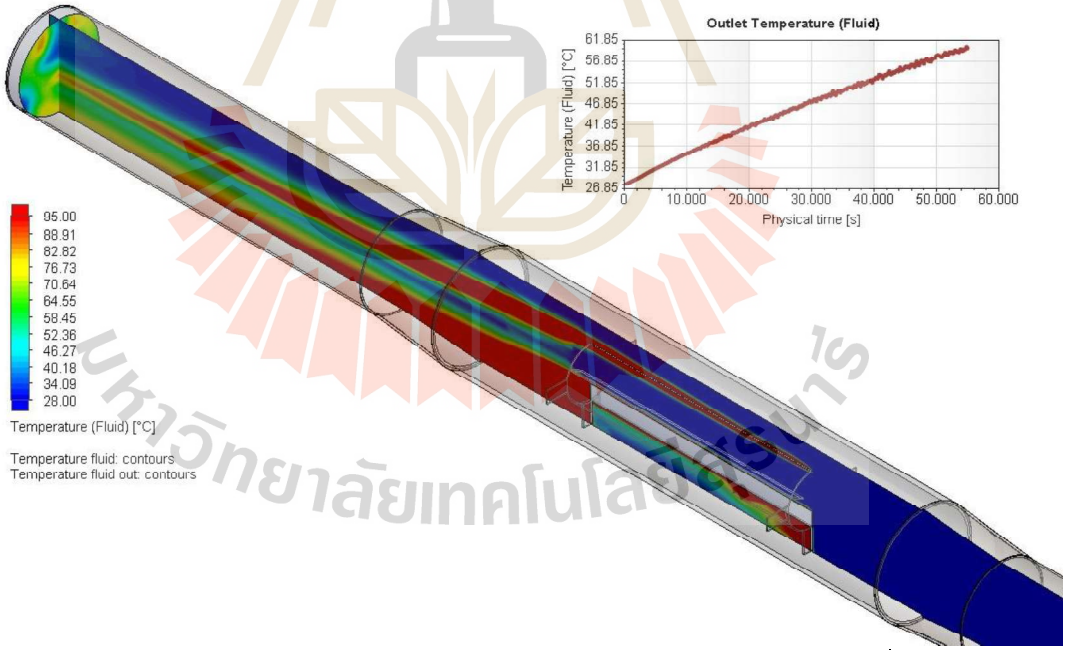


รูปแสดงอุณหภูมิที่ผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ Twisted plates ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

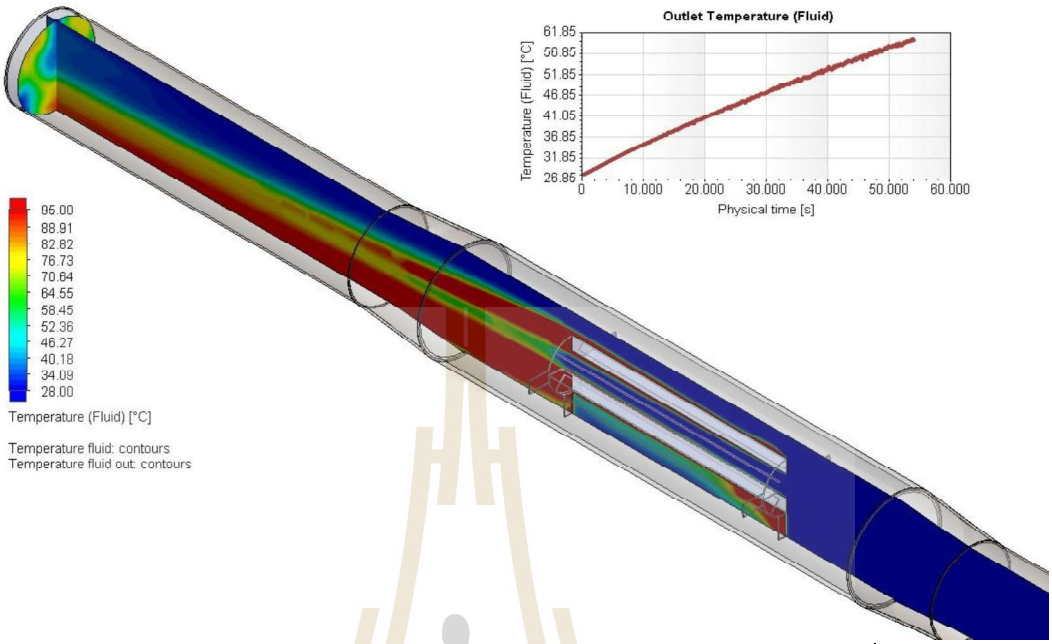
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



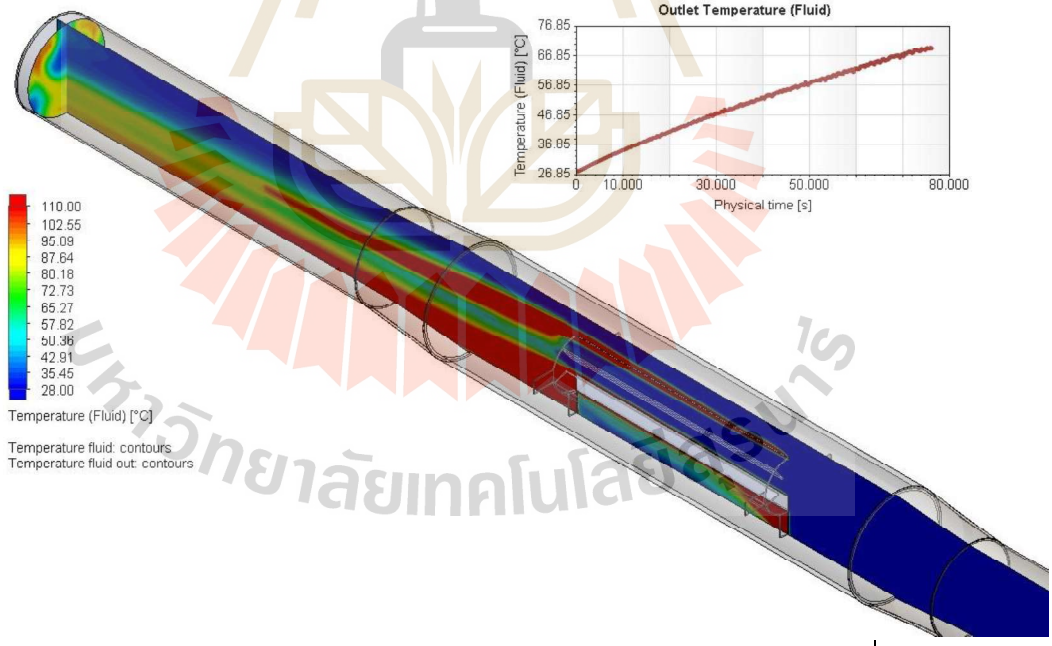
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



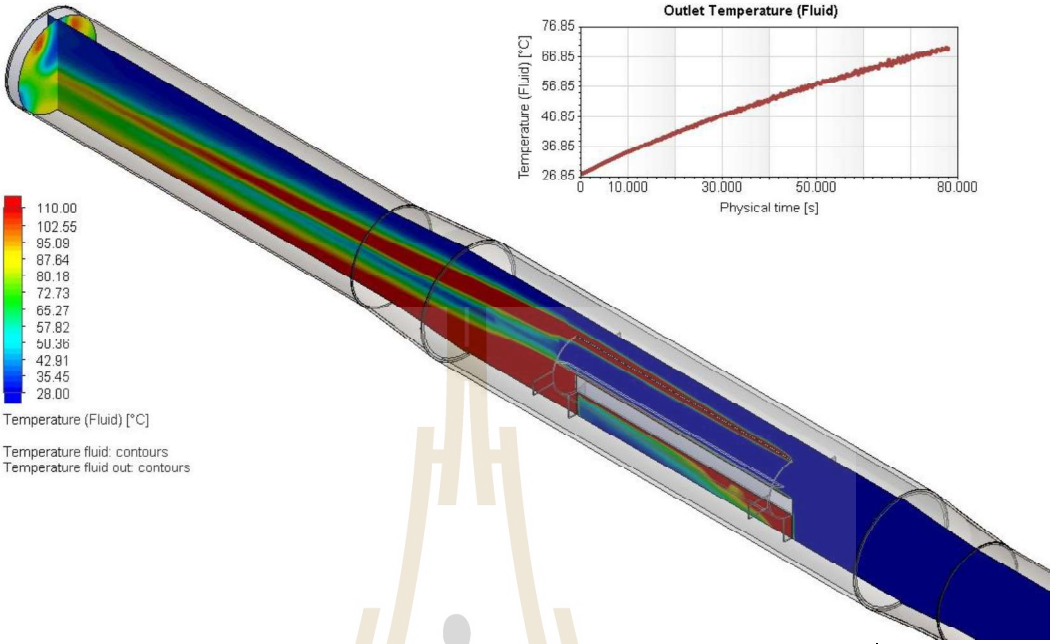
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



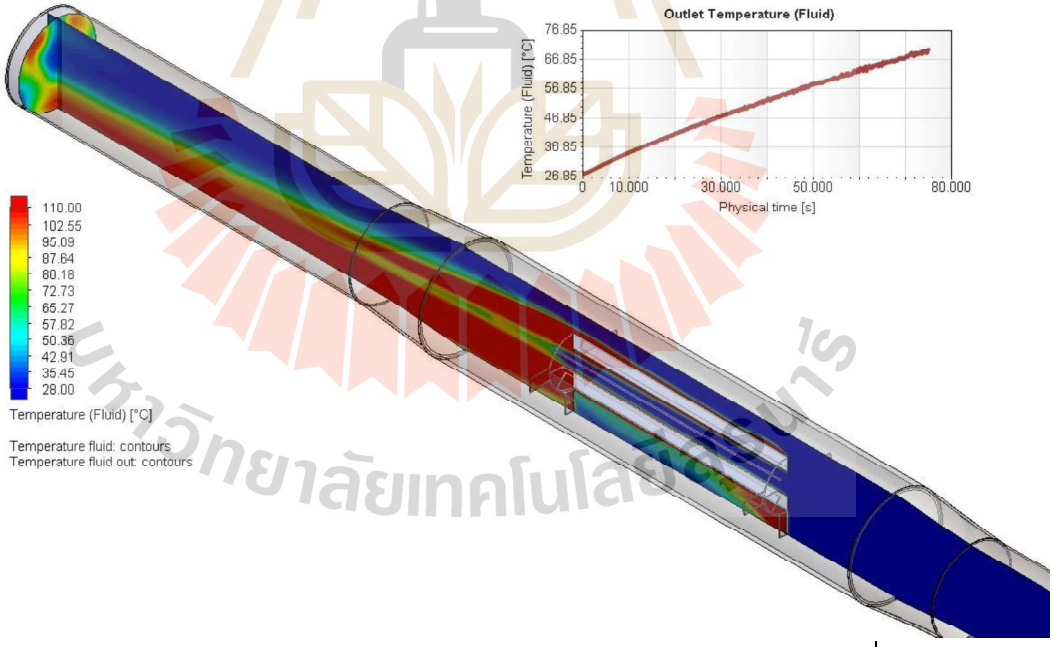
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



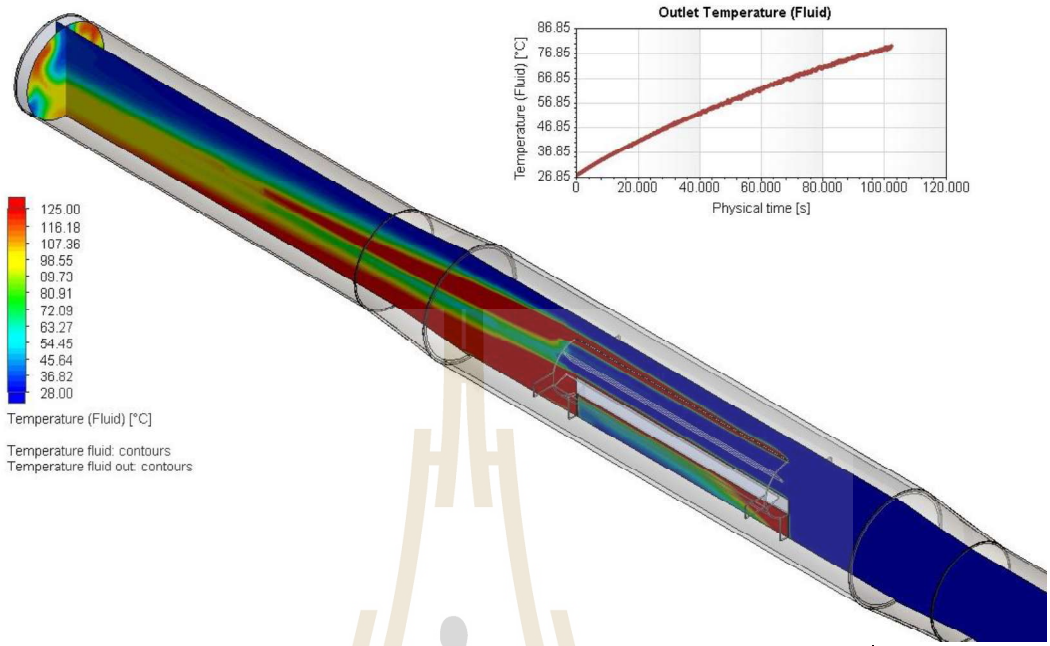
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



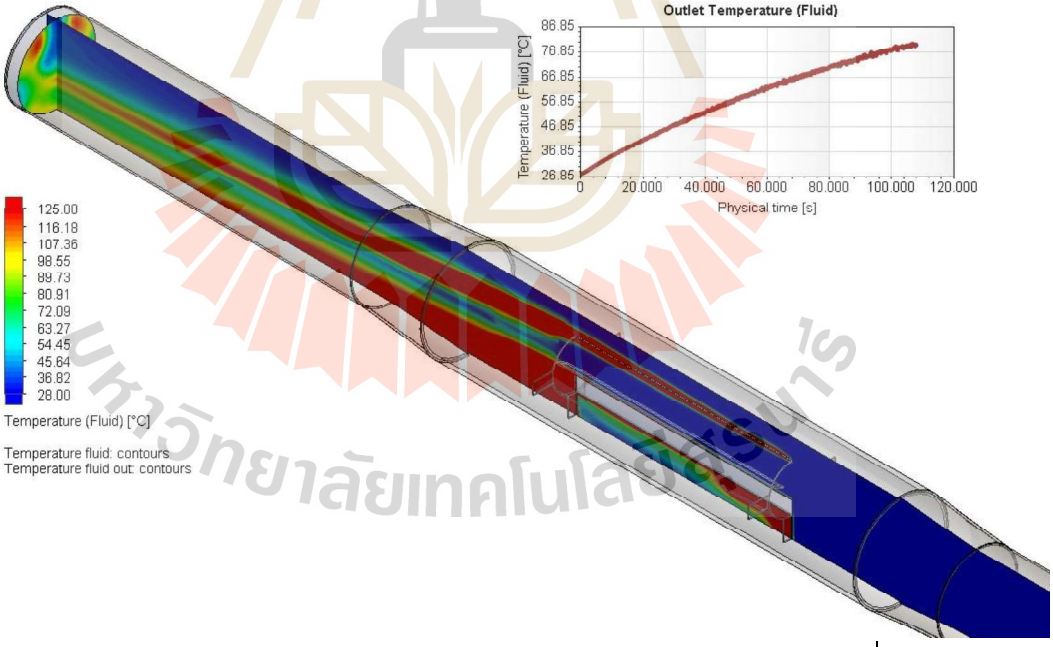
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



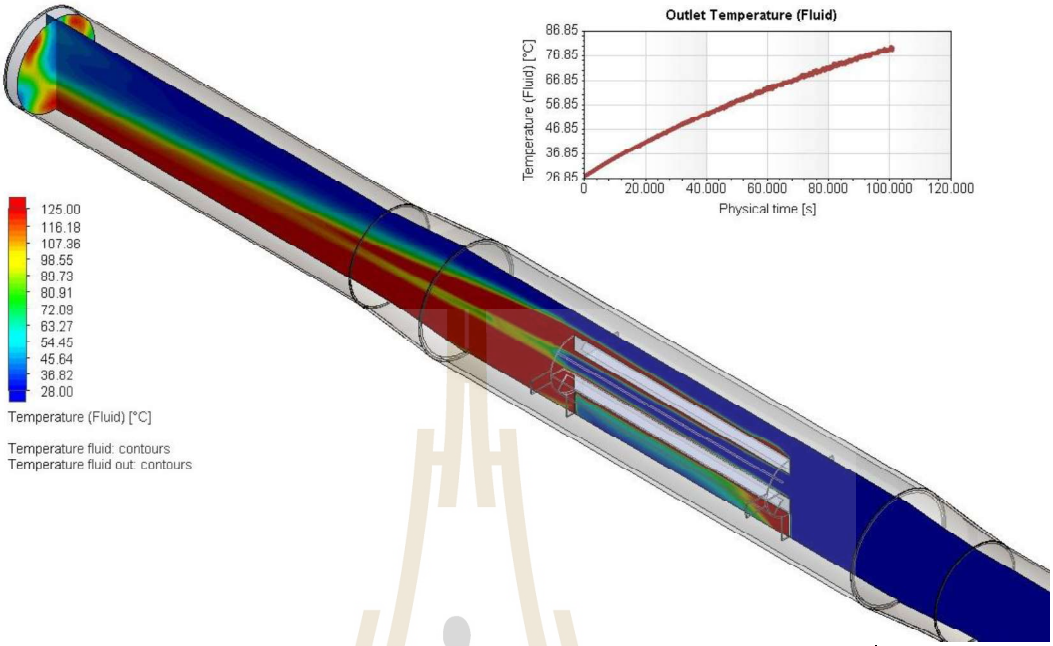
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



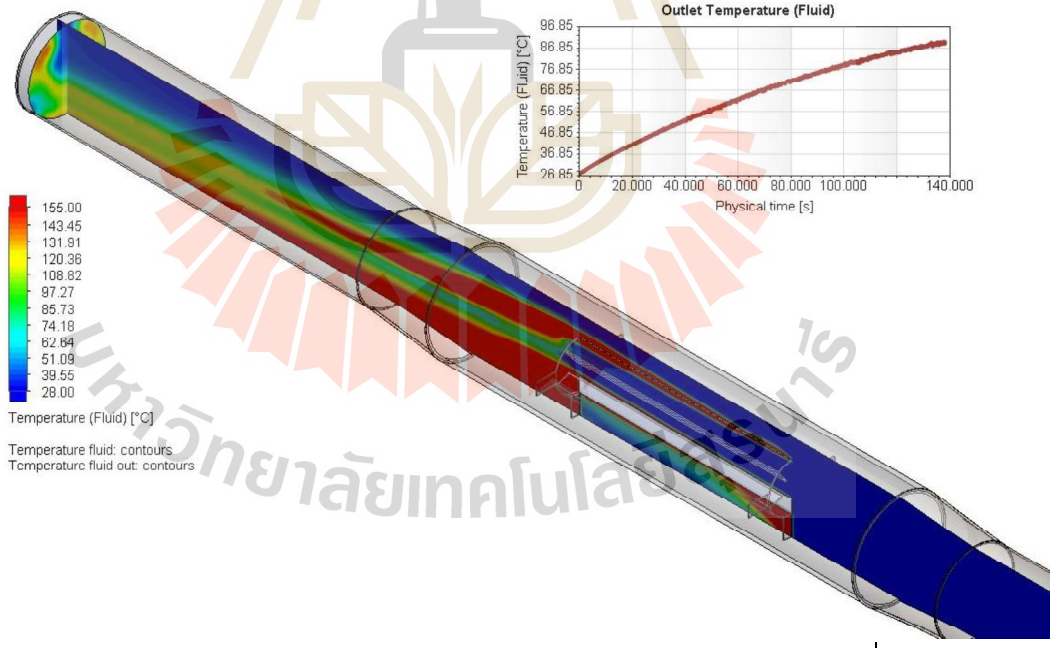
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



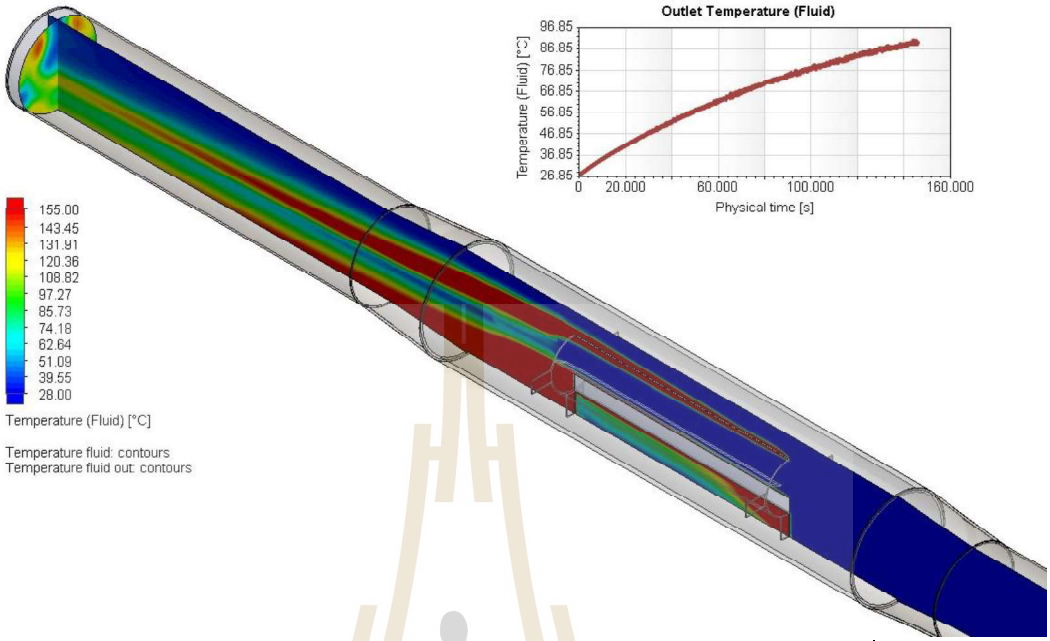
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



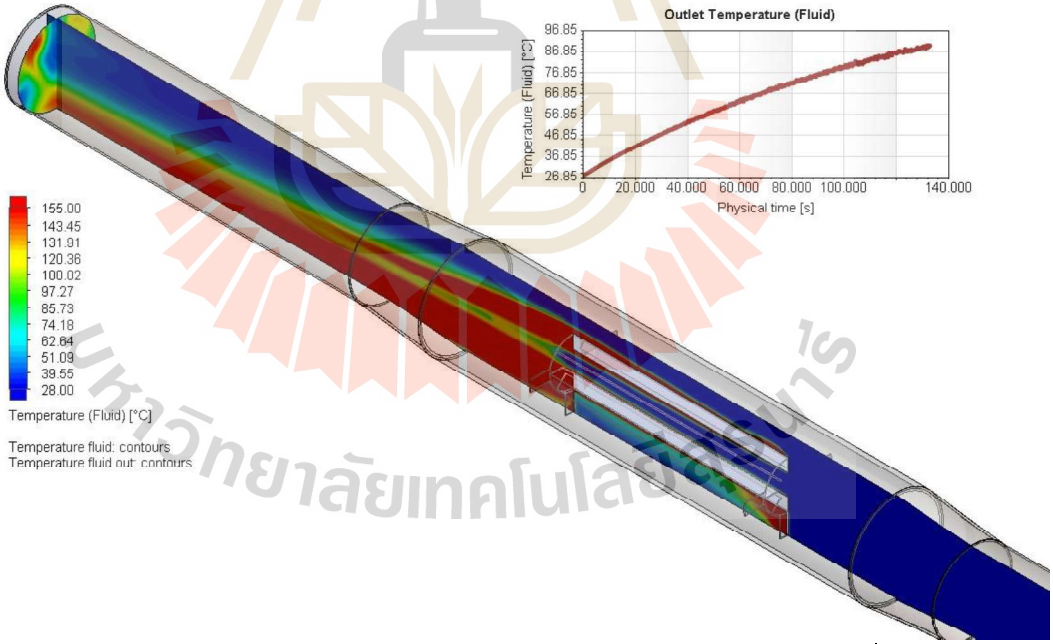
รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา



รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา

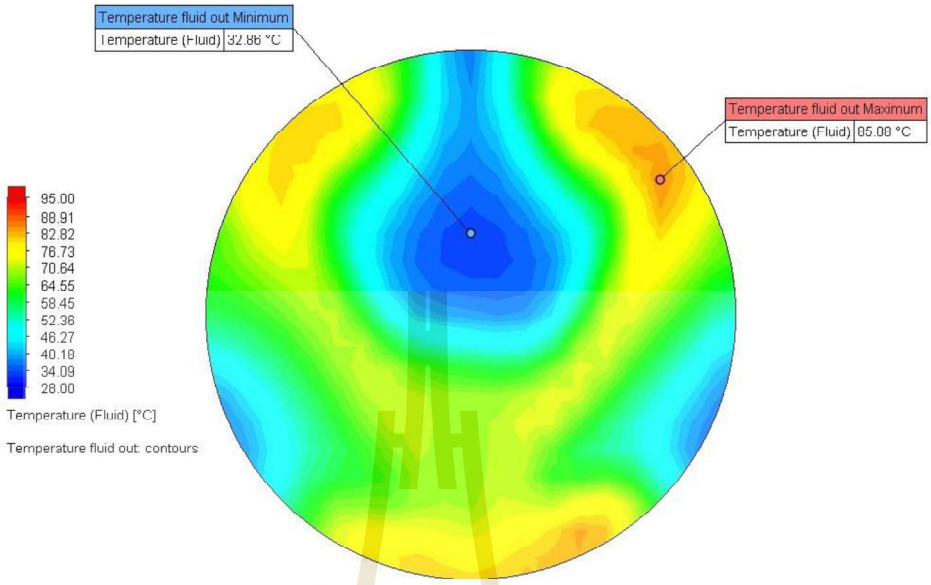


รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา

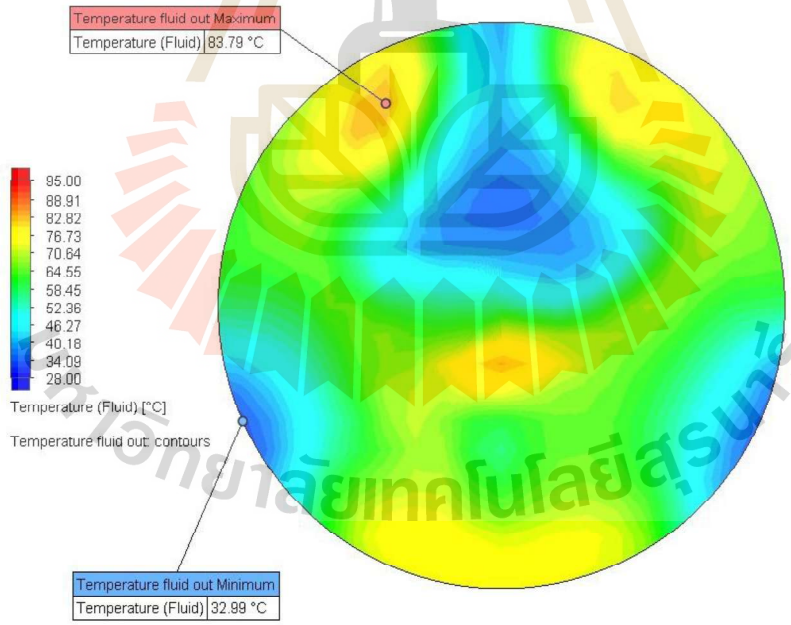


รูปแสดงระยะเวลาในการทำความร้อนถึงอุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C ของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ที่ได้จากการสร้างแบบจำลองเชิงเวลา

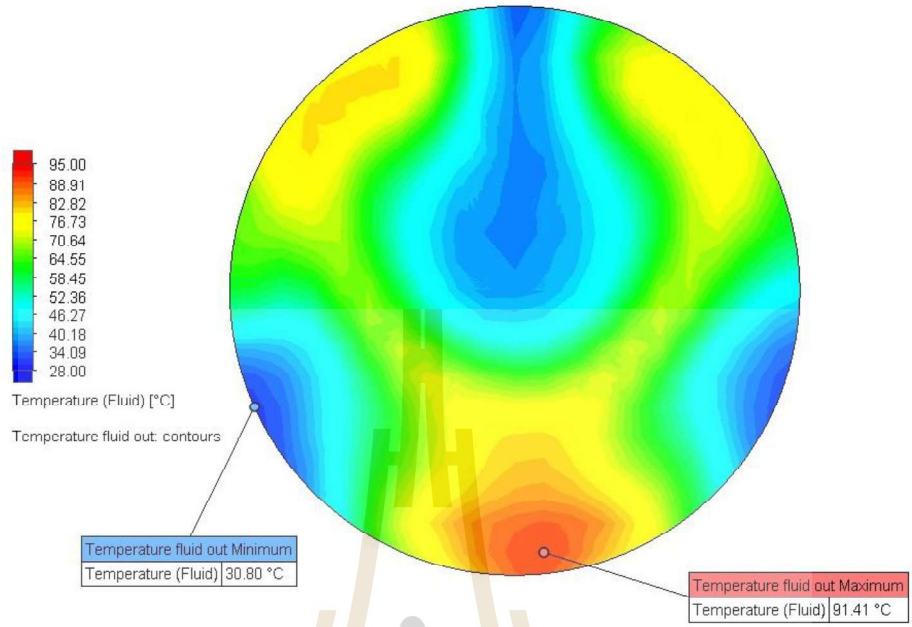
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



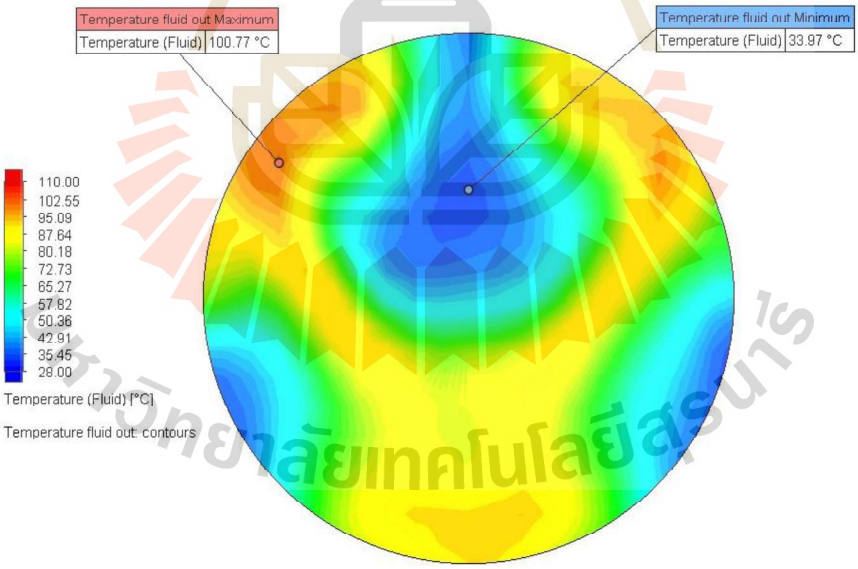
รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C

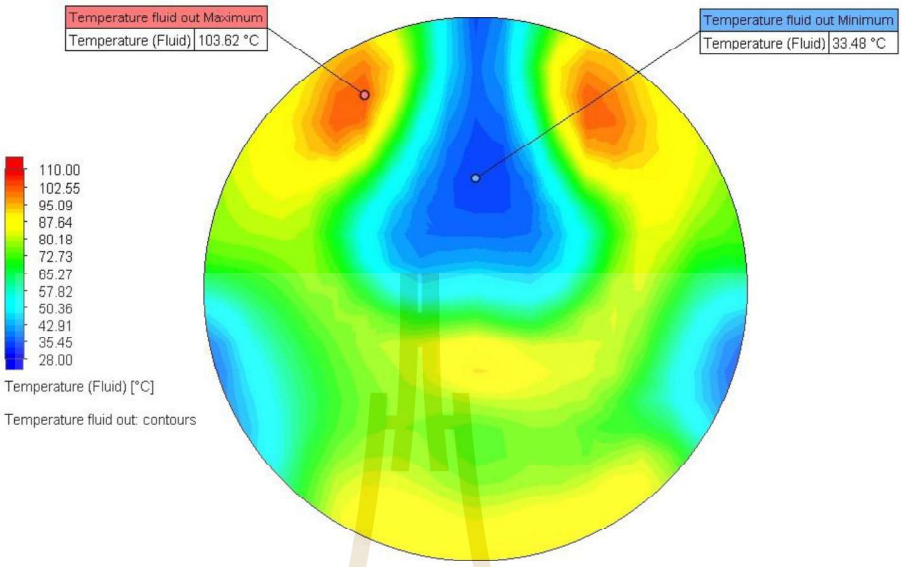


รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C

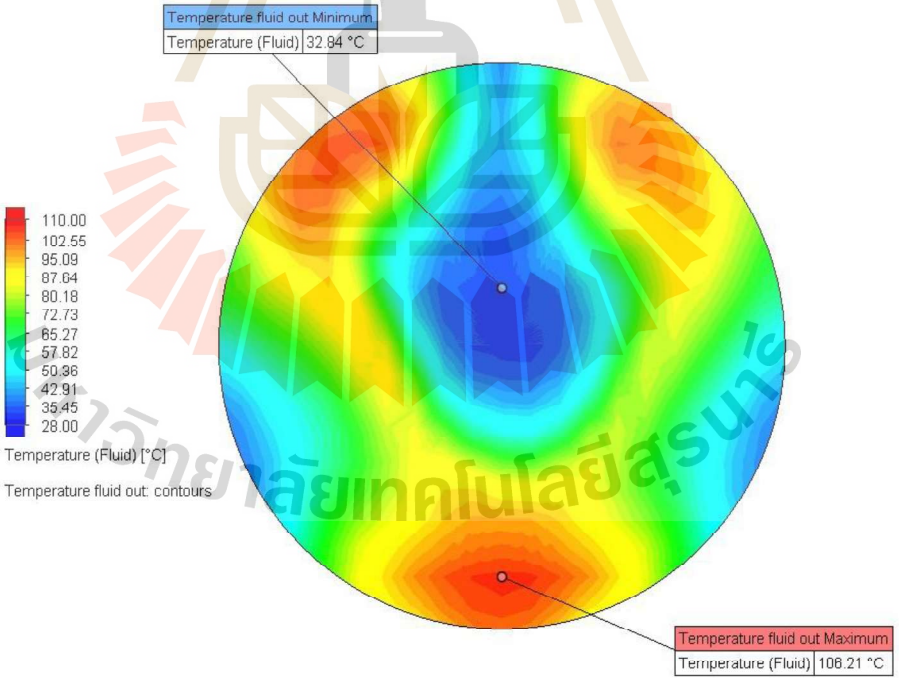


รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

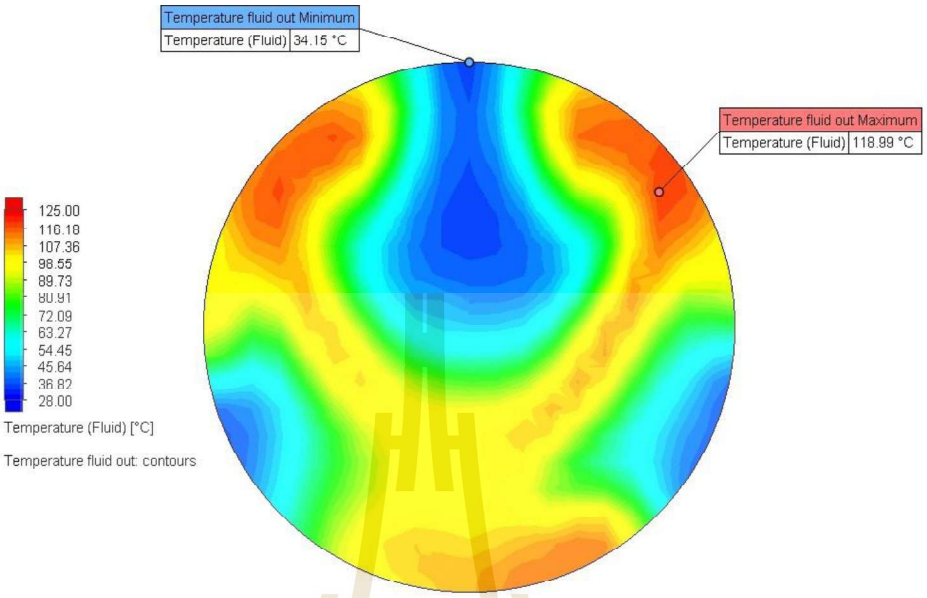


รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

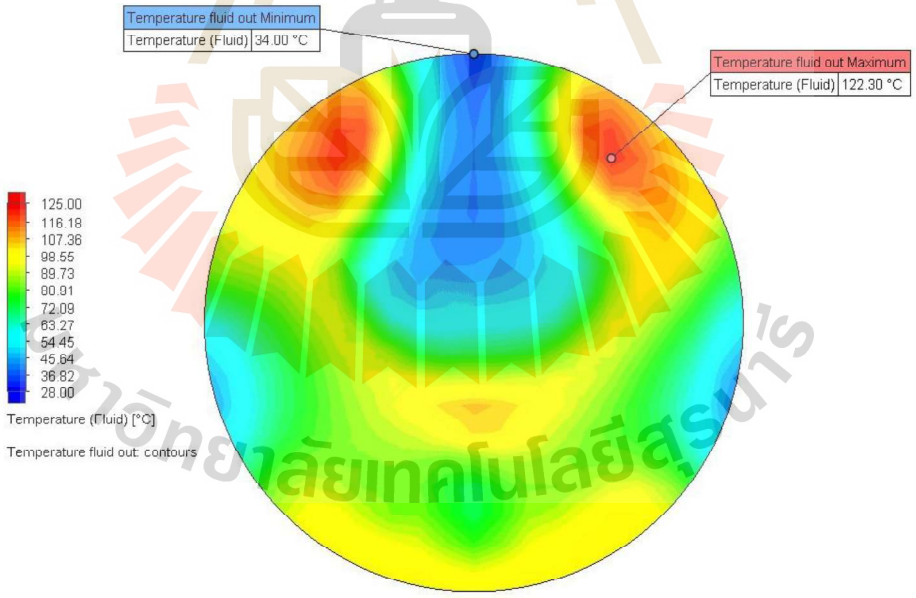


รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C

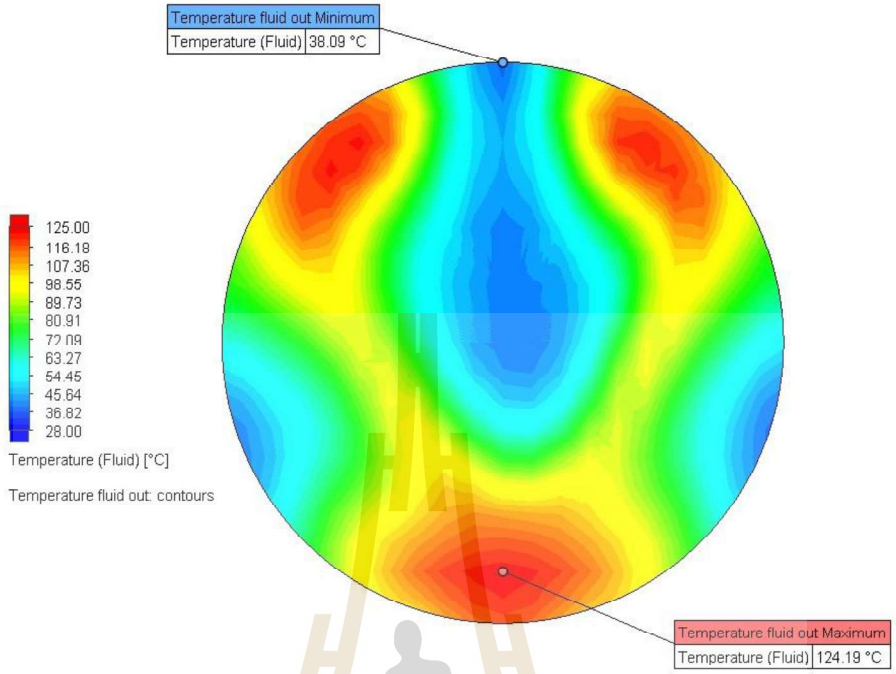
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



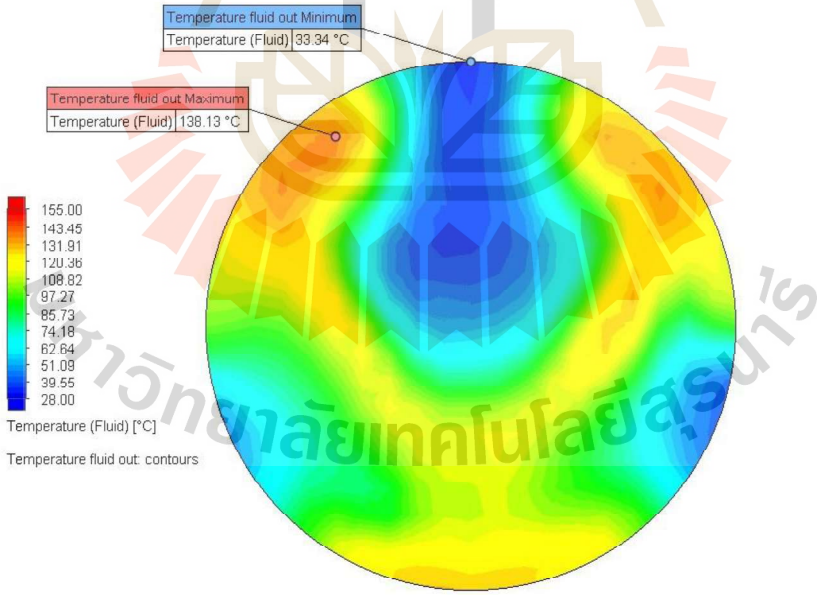
รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C

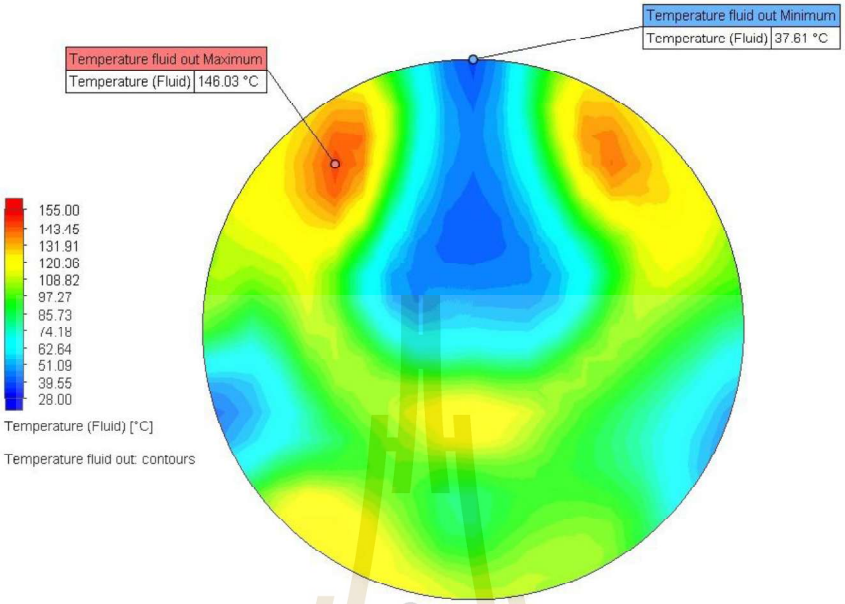


รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C

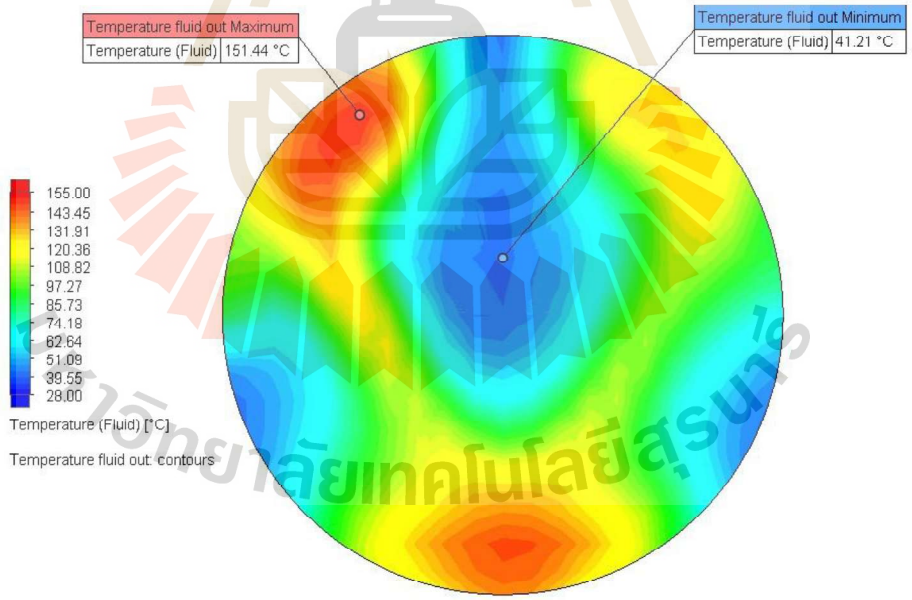


รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

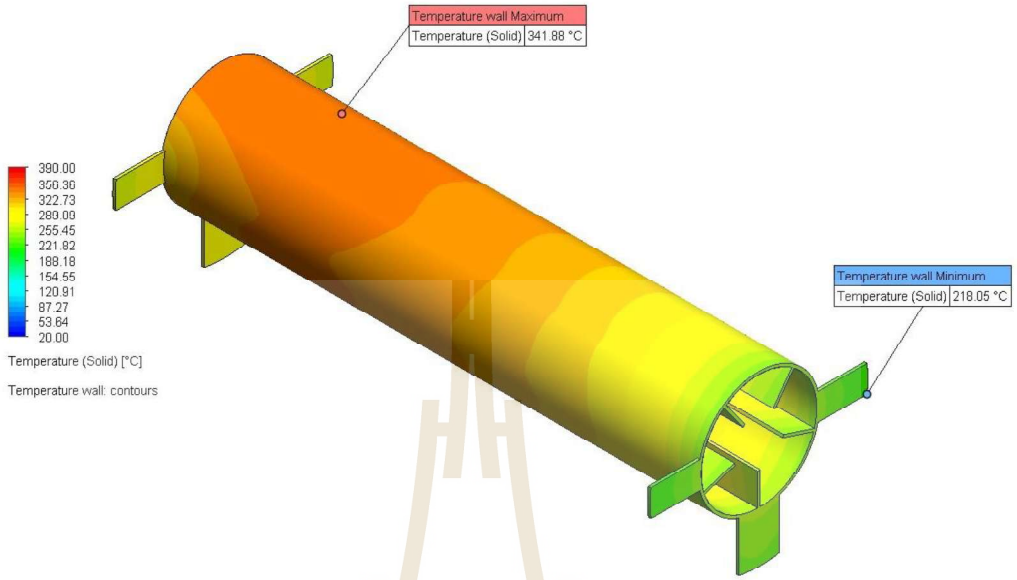
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



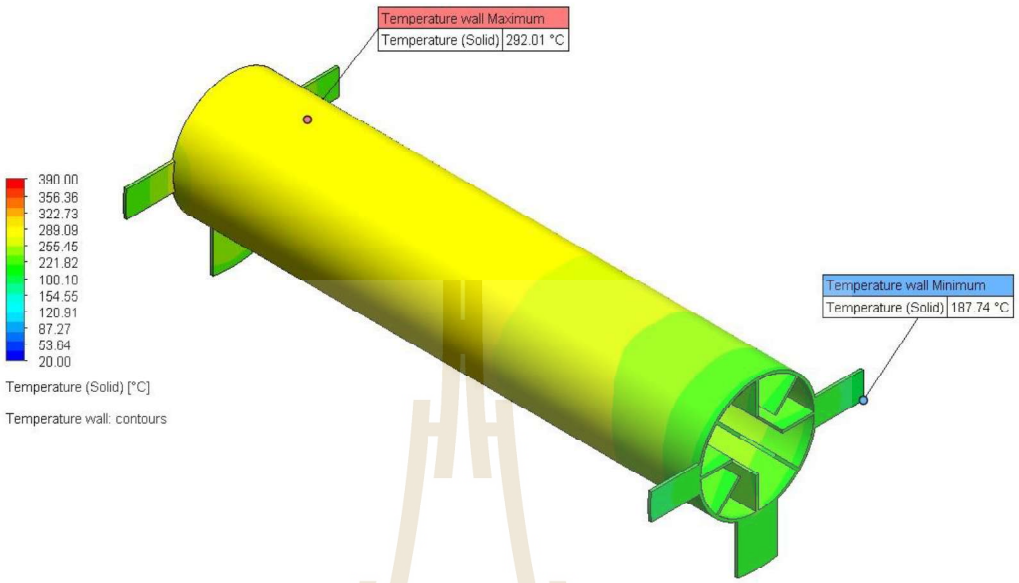
รูปแสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของแบบจำลองในการทำความร้อนแก่ภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ณ อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



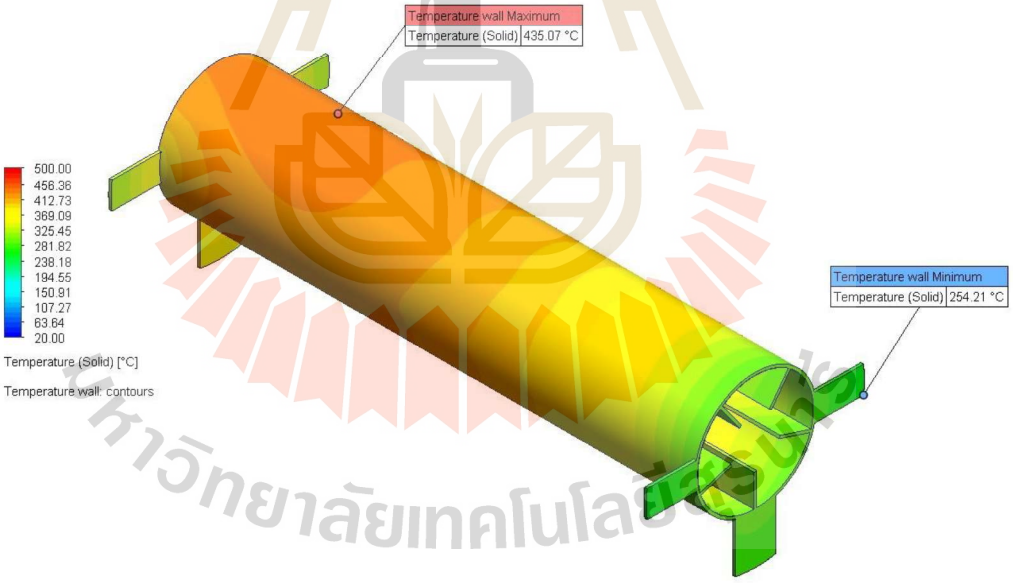
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



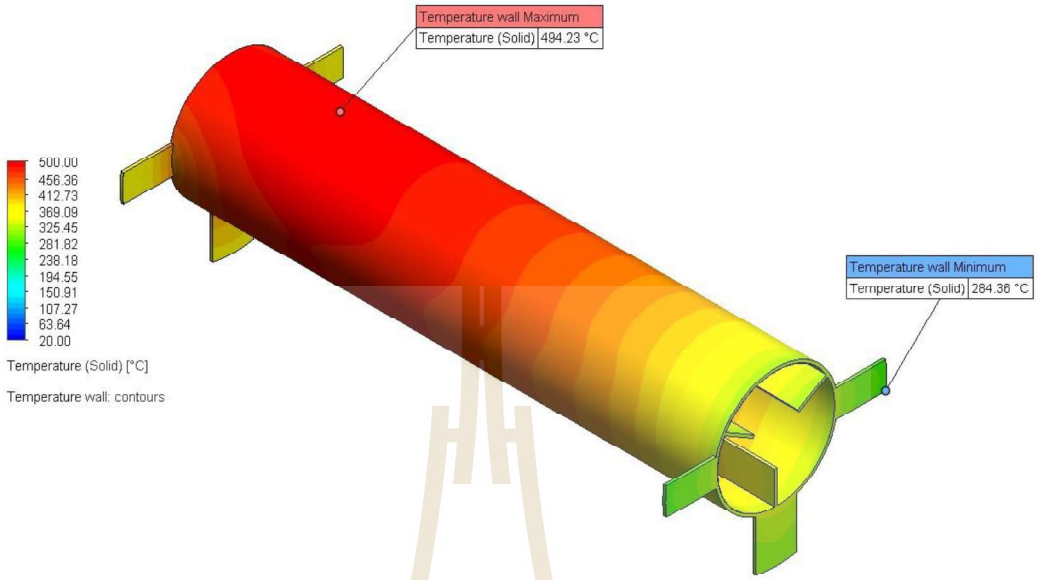
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



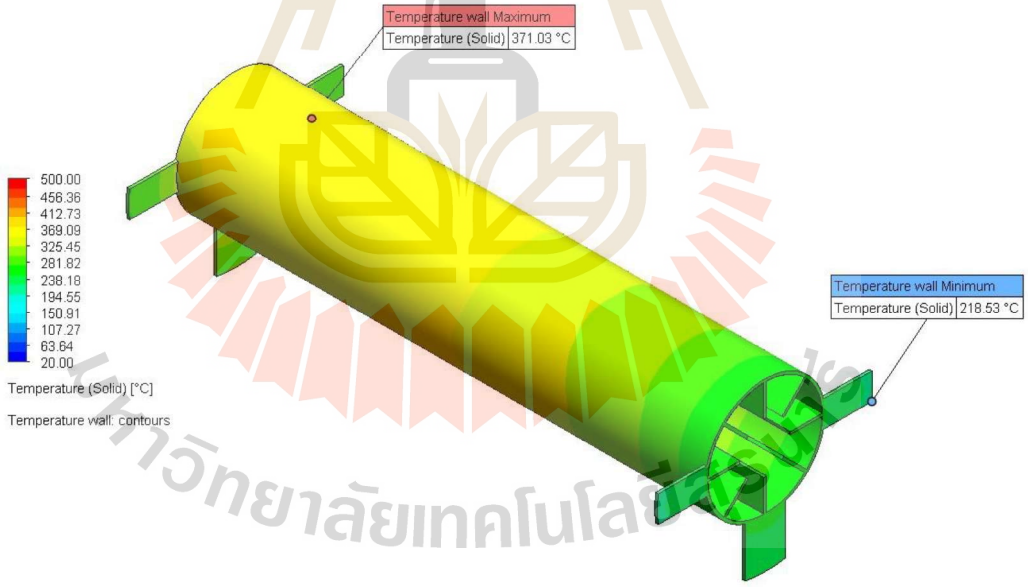
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 60 °C



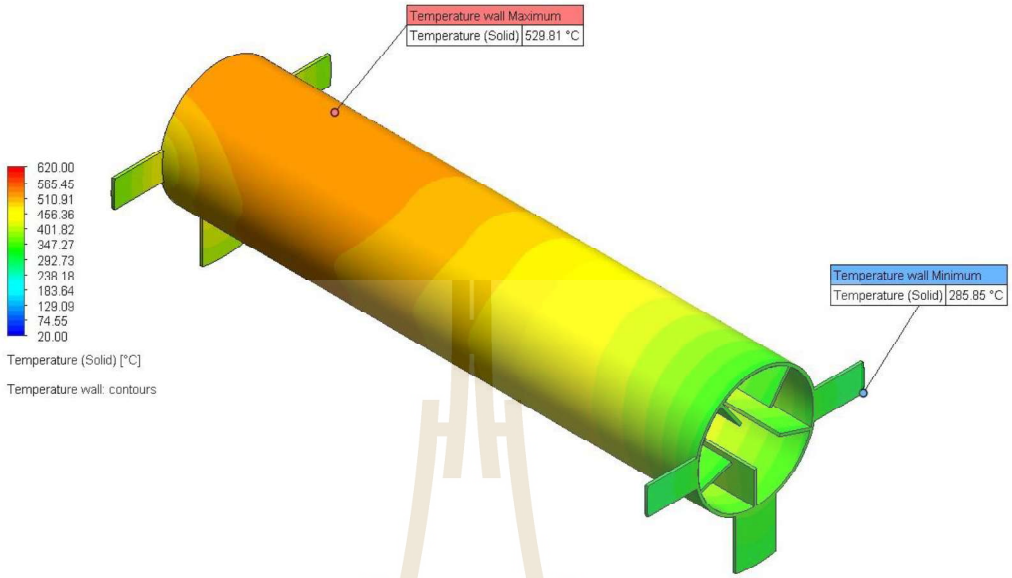
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



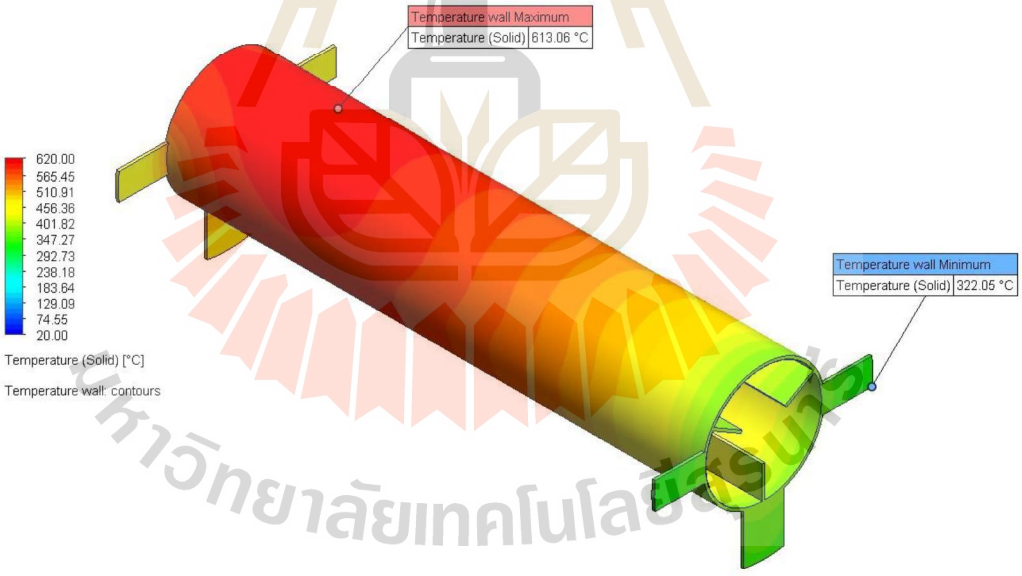
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



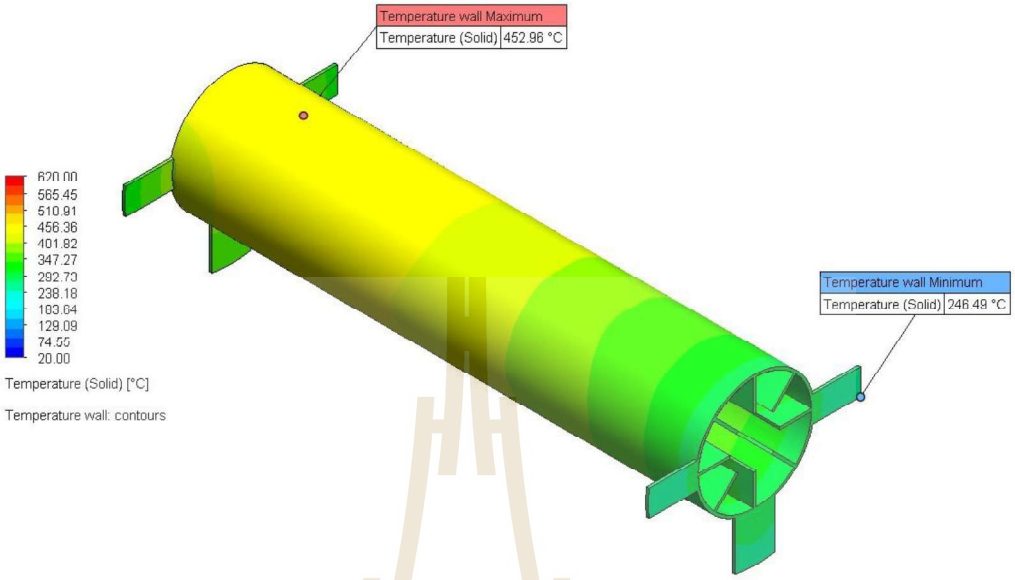
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 70 °C



รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



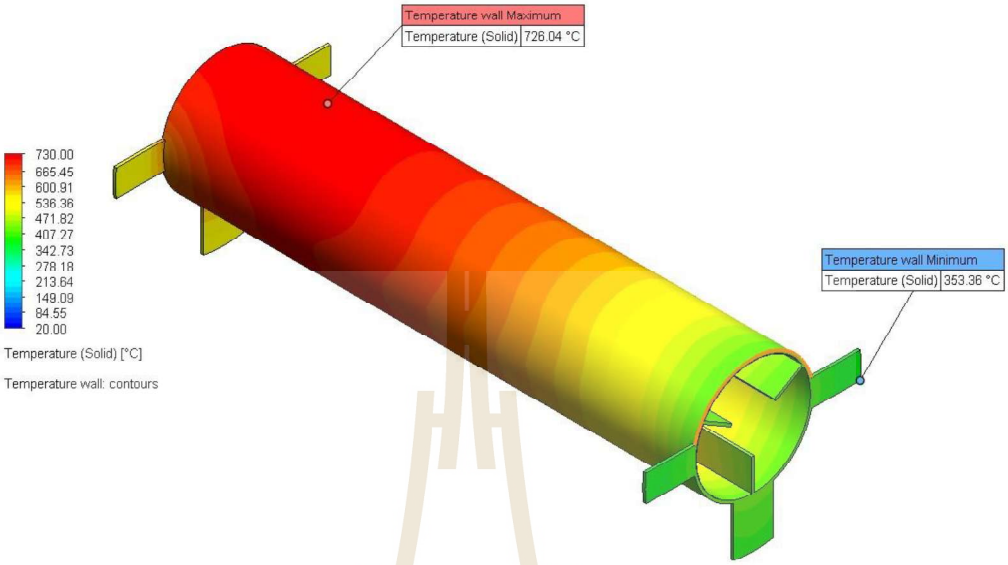
รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 80 °C



รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 5 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 3 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C



รูปแสดงอุณหภูมิผิวของภาระเหนี่ยวนำรูปแบบ 8 ครีบ ขณะทำความร้อนที่อุณหภูมิเป้าหมาย 90 °C

ภาคผนวก ง
การจัดอันดับหารูปแบบที่เหมาะสมสุดของภาระเหนี่ยวนำ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

กรณีการใช้งานทั่วไป

Weight_TEF	Weight_Q	Weight_t	Weight_dp
0.33	0.33	0.17	0.17

T (°C)	Nf	z_TEF	z_Q	z_t	z_dp	score	Rank
50	3	1.65959	1.97020	0.70038	-1.50639	1.06081	1
	4	0.82394	0.37941	-0.57306	-0.86919	0.15192	2
	5	0.11715	-0.60934	-1.10154	-0.25797	-0.39354	4
	6	-0.46078	-0.99607	-0.88504	0.32726	-0.57558	6
	7	-0.90985	-0.78077	0.07642	0.88651	-0.39420	5
	8	-1.23005	0.03656	1.78285	1.41977	0.15060	3
60	3	1.66485	1.91286	1.95755	-1.50418	1.25772	1
	4	0.82196	0.65894	0.58647	-0.86969	0.44055	2
	5	0.11178	-0.22840	-0.34357	-0.25982	-0.14106	3
	6	-0.46568	-0.74915	-0.83256	0.32544	-0.48711	5
	7	-0.91043	-0.90333	-0.88050	0.88610	-0.59759	6
	8	-1.22247	-0.69092	-0.48740	1.42214	-0.47251	4
70	3	1.67039	1.81044	1.77907	-1.50218	1.19574	1
	4	0.81983	0.74929	0.76857	-0.87015	0.50054	2
	5	0.10608	-0.05913	-0.01778	-0.26148	-0.03198	3
	6	-0.47088	-0.61482	-0.57997	0.32381	-0.40183	4
	7	-0.91103	-0.91778	-0.91801	0.88573	-0.60899	5
	8	-1.21439	-0.96801	-1.03188	1.42427	-0.65348	6

T (°C)	Nf	z_TEF	z_Q	z_t	z_dp	score	Rank
80	3	1.67622	1.74007	1.68444	-1.50038	1.15867	1
	4	0.81755	0.78934	0.81426	-0.87055	0.52070	2
	5	0.10001	0.02964	0.09138	-0.26298	0.01361	3
	6	-0.47638	-0.53904	-0.48419	0.32233	-0.36261	4
	7	-0.91164	-0.91669	-0.91246	0.88539	-0.60795	5
	8	-1.20576	-1.10332	-1.19342	1.42619	-0.72242	6
90	3	1.68239	1.69203	1.63237	-1.49873	1.13628	1
	4	0.81509	0.81114	0.83367	-0.87092	0.53032	2
	5	0.09355	0.08330	0.14429	-0.26435	0.03795	3
	6	-0.48224	-0.49147	-0.43578	0.32099	-0.34084	4
	7	-0.91226	-0.91318	-0.90655	0.88508	-0.60604	5
	8	-1.19653	-1.18182	-1.26800	1.42794	-0.75767	6

Nf	Mean_score	Overall_rank
3	1.16184	1
4	0.42881	2
5	-0.10300	3
6	-0.43359	4
7	-0.56296	6
8	-0.49110	5

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

กรณีการใช้งานเพื่อการอบแห้ง

Weight_TEF	Weight_Q	Weight_t	Weight_dp
0.40	0.25	0.20	0.10

T (°C)	Nf	z_TEF	z_Q	z_t	z_dp	score	Rank
50	3	1.65959	1.97020	0.70038	-1.50639	1.14582	1
	4	0.82394	0.37941	-0.57306	-0.86919	0.22290	2
	5	0.11715	-0.60934	-1.10154	-0.25797	-0.35158	4
	6	-0.46078	-0.99607	-0.88504	0.32726	-0.57761	6
	7	-0.90985	-0.78077	0.07642	0.88651	-0.45520	5
	8	-1.23005	0.03656	1.78285	1.41977	0.01567	3
60	3	1.66485	1.91286	1.95755	-1.50418	1.38525	1
	4	0.82196	0.65894	0.58647	-0.86969	0.52384	2
	5	0.11178	-0.22840	-0.34357	-0.25982	-0.10708	3
	6	-0.46568	-0.74915	-0.83256	0.32544	-0.50753	4
	7	-0.91043	-0.90333	-0.88050	0.88610	-0.67750	6
	8	-1.22247	-0.69092	-0.48740	1.42214	-0.61698	5
70	3	1.67039	1.81044	1.77907	-1.50218	1.32636	1
	4	0.81983	0.74929	0.76857	-0.87015	0.58195	2
	5	0.10608	-0.05913	-0.01778	-0.26148	-0.00205	3
	6	-0.47088	-0.61482	-0.57997	0.32381	-0.42567	4
	7	-0.91103	-0.91778	-0.91801	0.88573	-0.68889	5
	8	-1.21439	-0.96801	-1.03188	1.42427	-0.79171	6

T (°C)	Nf	z_TEF	z_Q	z_t	z_dp	score	Rank
80	3	1.67622	1.74007	1.68444	-1.50038	1.29236	1
	4	0.81755	0.78934	0.81426	-0.87055	0.60015	2
	5	0.10001	0.02964	0.09138	-0.26298	0.03939	3
	6	-0.47638	-0.53904	-0.48419	0.32233	-0.38992	4
	7	-0.91164	-0.91669	-0.91246	0.88539	-0.68778	5
	8	-1.20576	-1.10332	-1.19342	1.42619	-0.85420	6
90	3	1.68239	1.69203	1.63237	-1.49873	1.27256	1
	4	0.81509	0.81114	0.83367	-0.87092	0.60846	2
	5	0.09355	0.08330	0.14429	-0.26435	0.06067	3
	6	-0.48224	-0.49147	-0.43578	0.32099	-0.37082	4
	7	-0.91226	-0.91318	-0.90655	0.88508	-0.68600	5
	8	-1.19653	-1.18182	-1.26800	1.42794	-0.88487	6

Nf	Mean_score	Overall_rank
3	1.28447	1
4	0.50746	2
5	-0.07213	3
6	-0.45431	4
7	-0.63907	6
8	-0.62642	5

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

กรณีปรับค่าน้ำหนักตามบริบทเฉพาะ

Weight_TEF	Weight_Q	Weight_t	Weight_dp
0.50	0.20	0.25	0.05

T (°C)	Nf	z_TEF	z_Q	z_t	z_dp	score	Rank
50	3	1.65959	1.97020	0.70038	-1.50639	1.32361	1
	4	0.82394	0.37941	-0.57306	-0.86919	0.30113	2
	5	0.11715	-0.60934	-1.10154	-0.25797	-0.35158	4
	6	-0.46078	-0.99607	-0.88504	0.32726	-0.63450	6
	7	-0.90985	-0.78077	0.07642	0.88651	-0.54765	5
	8	-1.23005	0.03656	1.78285	1.41977	-0.09101	3
60	3	1.66485	1.91286	1.95755	-1.50418	1.62918	1
	4	0.82196	0.65894	0.58647	-0.86969	0.64590	2
	5	0.11178	-0.22840	-0.34357	-0.25982	-0.08867	3
	6	-0.46568	-0.74915	-0.83256	0.32544	-0.57454	4
	7	-0.91043	-0.90333	-0.88050	0.88610	-0.81170	6
	8	-1.22247	-0.69092	-0.48740	1.42214	-0.80016	5
70	3	1.67039	1.81044	1.77907	-1.50218	1.56694	1
	4	0.81983	0.74929	0.76857	-0.87015	0.70841	2
	5	0.10608	-0.05913	-0.01778	-0.26148	0.02369	3
	6	-0.47088	-0.61482	-0.57997	0.32381	-0.48720	4
	7	-0.91103	-0.91778	-0.91801	0.88573	-0.82429	5
	8	-1.21439	-0.96801	-1.03188	1.42427	-0.98755	6

T (°C)	Nf	z_TEF	z_Q	z_t	z_dp	score	Rank
80	3	1.67622	1.74007	1.68444	-1.50038	1.53222	1
	4	0.81755	0.78934	0.81426	-0.87055	0.72668	2
	5	0.10001	0.02964	0.09138	-0.26298	0.06563	3
	6	-0.47638	-0.53904	-0.48419	0.32233	-0.45093	4
	7	-0.91164	-0.91669	-0.91246	0.88539	-0.82301	5
	8	-1.20576	-1.10332	-1.19342	1.42619	-1.05059	6
90	3	1.68239	1.69203	1.63237	-1.49873	1.51276	1
	4	0.81509	0.81114	0.83367	-0.87092	0.73464	2
	5	0.09355	0.08330	0.14429	-0.26435	0.08629	3
	6	-0.48224	-0.49147	-0.43578	0.32099	-0.43231	4
	7	-0.91226	-0.91318	-0.90655	0.88508	-0.82115	5
	8	-1.19653	-1.18182	-1.26800	1.42794	-1.08023	6

Nf	Mean_score	Overall_rank
3	1.51294	1
4	0.62335	2
5	-0.05293	3
6	-0.51590	4
7	-0.76556	6
8	-0.80191	5

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก จ
บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่





หนังสือรับรองการตีพิมพ์บทความ
วารสารวิจัย มทร.กรุงเทพ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลกรุงเทพ

ขอรับรองว่าบทความวิจัย

เรื่อง **การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำความร้อนด้วยการเหนี่ยวนำและการทำความร้อนด้วยขดลวดความร้อนไฟฟ้า**

โดย **วสวัตติ์ ทิ้งบริรักษ์, กระวี ตรีอำนรรค และ เทวรัตน์ ตรีอำนรรค**

ได้ผ่านการประเมินบทความ จากกรรมการผู้ทรงคุณวุฒิ (Peer Reviewer) จำนวน 3 ท่าน
ซึ่งเป็นผู้เชียวชาญในสาขาวิชาที่เกี่ยวข้องจากหลากหลายสถาบัน และเป็นบุคคลภายนอกที่ต่างสังกัด
กับผู้เขียน (Double-Blinded Peer Review) โดยตีพิมพ์ในวารสารวิจัย มทร.กรุงเทพ
ปีที่ 19 ฉบับที่ 1 (มกราคม – มิถุนายน 2568)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ดิเรก บุญธรรม)
บรรณาธิการวารสารวิจัย มทร.กรุงเทพ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลกรุงเทพ

ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้วิจัย	นายวสวัตติ์ ทิ้งบริรักษ์
วัน เดือน ปี เกิด	25 พฤศจิกายน 2543
วุฒิการศึกษา	ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ที่อยู่ปัจจุบัน	62/1 หมู่ 7 ตำบลบางทอง อำเภอท้ายเหมือง จังหวัดพังงา 82120
ช่องทางติดต่อ	โทร. 09 8127 5072 E-mail: wasawat.thing@gmail.com

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี