

การวิเคราะห์ผลของมุมปะทะกระแสอากาศต่อสมรรถนะของอินเตอร์คูลเลอร์แบบวี-เมาท์
โดยใช้แบบจำลองหลายสเกลร่วมกับสื่อพรุน

Effect of Airflow Impact Angle on the Flow and Heat Transfer Performance
of a V-Mount Intercooler using Multi-Scale Coupling and
Porous Media Modeling

รชต สุทธิประดิษฐ์¹ และสงกรานต์ วิริยะศาสตร์¹

Rachata Sutthipradist¹ and Songkran Wiriyasart¹

¹คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

¹Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University

Received: June 20, 2025

Revised: September 25, 2025

Accepted: October 2, 2025

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของมุมปะทะกระแสอากาศที่มีต่อพฤติกรรมการไหลและสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของอินเตอร์คูลเลอร์ โดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ร่วมกับการจำลองแบบหลายสเกลและแบบจำลองสื่อพรุน โดยเมื่อเปรียบเทียบความแม่นยำในทำนายการแลกเปลี่ยนความร้อนของแบบจำลองสื่อพรุนเทียบกับแบบจำลองแผ่นครีป พบว่าค่า MAE เท่ากับ 0.193% และ 2.445% ในกรณีระยะระหว่างแผ่นครีป 1 mm และ 2 mm ตามลำดับ จากการวิเคราะห์ผลของมุมปะทะ 15° 30° 45° และ 90° พบว่า มุมปะทะมีผลต่อความปั่นป่วนภายในช่องครีป (TKE) ความดันตกคร่อม (ΔP) ปริมาณอากาศหล่อเย็นซึ่งเป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมุมที่สูงขึ้นส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) เพิ่มขึ้น สูงสุด 78.29 kW ในกรณีมุม 90° ในขณะที่การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพพบว่าการแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีมุม 15° มีค่าประสิทธิภาพสูงสุด ($\epsilon \approx 0.97$) กลับกันในกรณีมุม 90° มีค่าประสิทธิภาพต่ำสุด ($\epsilon \approx 0.69$)

คำสำคัญ: อินเตอร์คูลเลอร์ มุมปะทะกระแสอากาศ แบบจำลองสื่อพรุน การจำลองแบบหลายสเกล

Abstract

This study aims to investigate the effects of airflow impact angles on the flow behavior and heat transfer performance of an intercooler using Computational Fluid Dynamics (CFD) combined with a multi-scale coupling method and a porous media model. The accuracy of the porous media model in predicting heat transfer performance was validated against an explicit fin model, yielding Mean Absolute Errors (MAE) of 0.193% and 2.445% for fin pitches of 1 mm and 2 mm, respectively. Four impact angles—15°, 30°, 45°, and 90°—were analyzed. The results indicate that the impact angle significantly influences the turbulent kinetic energy (TKE), pressure drop (ΔP), and cooling air mass flow rate, which are the primary factors affecting heat transfer performance. Higher impact angles lead to increased heat transfer rates (Q), with the maximum value of 78.29 kW observed at 90°. However, effectiveness analysis shows that the 15° case achieves the highest thermal effectiveness ($\mathcal{E} \approx 0.97$), whereas the 90° case exhibits the lowest effectiveness ($\mathcal{E} \approx 0.69$).

Keywords: intercooler, airflow impact angle, porous media model, multi-scale coupling method



บทนำ

ในระบบเครื่องยนต์ที่มีการอัดอากาศ อินเตอร์คูลเลอร์ (intercooler) เป็นองค์ประกอบสำคัญที่ช่วยเพิ่มความหนาแน่นของอากาศก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดยลดอุณหภูมิของอากาศอัดจากเทอร์โบชาร์เจอร์หรือซูเปอร์ชาร์เจอร์ ส่งผลให้กำลังเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นและการปล่อยไอเสียลดลง (Gao et al., 2019) อย่างไรก็ตาม การติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์แบบทั่วไปซึ่งอยู่ในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหลของอากาศมีข้อจำกัดด้านความร้อนสะสมในห้องเครื่องเนื่องจากอากาศที่เข้าหาล้อเย็นอากาศอัดที่อินเตอร์คูลเลอร์มาแล้วอุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้เมื่อเข้าระบบระบายความร้อนในหม้อน้ำซึ่งติดตั้งในตำแหน่งถัดไป ทำให้ไม่สามารถระบายความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะในเครื่องยนต์โรตารีที่มีการผลิตความร้อนที่สูง เนื่องจากมีความถี่ของการจุดระเบิดสูงกว่าเครื่องยนต์แบบลูกสูบทั่วไป ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้และไอเสียจึงสูงกว่าเครื่องยนต์แบบลูกสูบ (Li et al., 2025b) เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว จำเป็นต้องติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์แบบวี-เมาท์ (V-Mount) ซึ่งอินเตอร์คูลเลอร์และหม้อน้ำจะถูกติดตั้งเอียงเข้าหากันในลักษณะรูปตัว V ทำให้กระแสอากาศสามารถไหลผ่านทั้งสองอุปกรณ์พร้อมกันจากด้านหน้ารถและระบายออกทางฝากระโปรงได้โดยตรง (HKS Co., Ltd., 2008)

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าสมรรถนะของอินเตอร์คูลเลอร์นั้นขึ้นอยู่กับปัจจัยทางกายภาพ เช่น รูปแบบของครีป (Kim et al., 2010; Kim et al., 2016) รูปทรงของช่องการไหล (Jouhara et al., 2021; Park et al., 2016) ซึ่งเป็นปัจจัยที่ส่งผลต่อพฤติกรรมการไหล ความต้านทานการไหล และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยตรง นอกจากนี้จากการศึกษาของ Du et al. (2014) พบว่า การปรับมุมปะทะของอากาศกับเครื่องระบายความร้อนด้วยอากาศจาก 90° ไปเป็น 60° หรือ 45° สามารถเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยการศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในอินเตอร์คูลเลอร์หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอื่น ๆ ในปัจจุบันนิยมใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics: CFD) ซึ่งสามารถช่วยลดต้นทุนและเวลาในการทดลอง อย่างไรก็ตาม เนื่องจากลักษณะทางเรขาคณิตของแผ่นครีปที่ซับซ้อนมากภายในอินเตอร์คูลเลอร์ การจำลองลักษณะการไหลโดยใช้แบบจำลองที่มีความละเอียดสูงอาจใช้เวลาและทรัพยากรในการประมวลผลสูง จึงมีการประยุกต์ใช้แบบจำลองสื่อพรุน (porous media model) เพื่อแทนแผ่นครีป โดยใช้พารามิเตอร์ที่ได้จากการทดลองหรือการทดลองกับแผ่นครีปจริง เช่น ค่า permeability และ inertial resistance เพื่ออธิบายลักษณะการต้านทานของ

การไหล (Li et al., 2025b) นอกจากนี้งานวิจัยของ Liu et al. (2020) และ Huang et al. (2014) ยังได้เสนอวิธีการจำลองแบบหลายสเกล (multi-scale coupling method) โดยจำลองส่วนของท่อกระจายอากาศและแกนกลาง แยกจากกัน เพื่อลดความซับซ้อนของแบบจำลองโดยยังสามารถคงความแม่นยำไว้ได้

ดังนั้นงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงมุมปะทะของกระแสน้ำอากาศที่ไหลผ่านอินเตอร์คูลเลอร์ต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและการไหล โดยอาศัยการจำลอง CFD ร่วมกับวิธีการจำลองแบบหลายสเกลและแบบจำลองสี่พหุ เพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการไหล และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน ในกรณีมุมปะทะระหว่างอินเตอร์คูลเลอร์และกระแสน้ำอากาศหล่อเย็นที่แตกต่างกัน

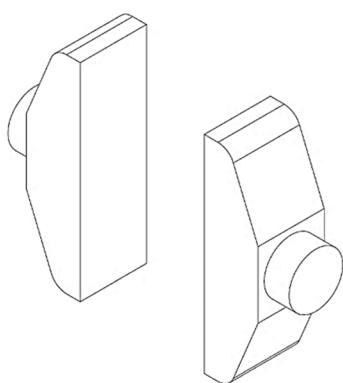
ลักษณะทางกายภาพของแบบจำลองอินเตอร์คูลเลอร์

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลกระทบของการติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์ในกรณีมุมต่าง ๆ กับกระแสน้ำอากาศหล่อเย็นที่ไหลผ่าน โดยใช้การจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ เพื่อวิเคราะห์สมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะการไหลภายในอุปกรณ์ อินเตอร์คูลเลอร์ที่ใช้

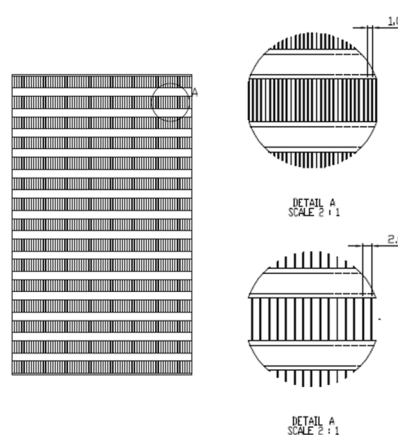
ในการศึกษานี้มีขนาดโดยรวม 310 mm × 250 mm × 80 mm ประกอบด้วยสองส่วนหลัก ดังนี้

1. ท่อกระจายอากาศ (manifold) ทำหน้าที่เป็นทางเข้าและออกของอากาศอัด ซึ่งกระจายเข้าสู่แกนกลางของอินเตอร์คูลเลอร์ โดยมีท่อทางเข้าและทางออกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 65 mm แบบสมมาตรที่ปลายทั้งสองด้านของอินเตอร์คูลเลอร์ ซึ่งเป็นรูปแบบที่พบได้ทั่วไปในระบบระบายความร้อนของรถยนต์ แสดงดังภาพ 1

2. แกนกลาง (core) เป็นบริเวณที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศอัดและอากาศหล่อเย็นผ่านผนังของช่องทางการไหล ประกอบด้วยท่อทางเดินอากาศจำนวน 14 ช่อง ซึ่งมีความยาว 150 mm และแผ่นครีป (fins) ที่ช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสในการถ่ายเทความร้อน โดยในการศึกษานี้ได้ใช้แผ่นครีปแบบตรง (straight fins) ที่มีความหนา 0.2 mm และกำหนดระยะห่างระหว่างครีป (fin pitch) เท่ากับ 1 mm และ 2 mm ตามลำดับ แสดงดังภาพ 2 เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบสมรรถนะด้านการไหลและการถ่ายเทความร้อน อย่างไรก็ตามในส่วนรายละเอียดอื่น ๆ เช่น รอยเชื่อมระหว่างส่วนประกอบ ความคลาดเคลื่อนของระยะต่าง ๆ (tolerance) และลักษณะพื้นผิวอื่น ๆ จะไม่ถูกพิจารณาในแบบจำลองนี้



(ก)



(ข)

ภาพ 1 แบบจำลองอินเตอร์คูลเลอร์ที่ใช้ศึกษา (ก) ท่อกระจายอากาศ (manifold) (ข) แกนกลาง (core)

ในงานวิจัยนี้ได้นำแนวทางการจำลองแบบหลายสเกล (multi-scale coupling method) มาประยุกต์ใช้ โดยแยกจำลอง ส่วนประกอบของอินเทอร์คูลเลอร์ออกเป็นสองส่วน โดยเริ่มจากท่อกระจายอากาศเพื่อวิเคราะห์การกระจายตัวของอัตราการไหลเชิงมวล ความเร็ว และความดัน ของอากาศอัด จากนั้นนำผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณใช้เป็นเงื่อนไขขอบเขต (boundary condition) เริ่มต้นสำหรับการจำลองในส่วนของแกนกลางซึ่งเป็นบริเวณที่เกิดการถ่ายเทความร้อนต่อไป (Huang et al., 2014)

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การศึกษาพฤติกรรมของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในอินเทอร์คูลเลอร์จำเป็นต้องอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งมีพื้นฐานจากสมการควบคุม (governing equations) ที่อาศัยหลักการอนุรักษ์ปริมาณทางฟิสิกส์ ได้แก่ มวล โมเมนตัม พลังงาน และปั่นป่วนของการไหล (Tey et al., 2017) โดยในงานวิจัยนี้ได้ใช้ ANSYS Fluent เป็นเครื่องมือในการแก้สมการเชิงอนุพันธ์ย่อยด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ร่วมกับแบบจำลองสื่อพรุนเพื่อแทนผลของแผ่นครีป และการจำลองแบบหลายสเกล (multi-scale coupling) แสดงดังสมการที่ (1) – (9)

1. สมการความต่อเนื่อง (continuity equation)

สมการความต่อเนื่องคือสมการที่อธิบายหลักการอนุรักษ์มวลของของไหล โดยในระบบปิด มวลจะไม่ถูกสร้างหรือทำลาย การเปลี่ยนแปลงของมวลภายในขอบเขตเขตการไหลจะถูกสมดุลกันระหว่างการเข้าและออกของของไหล

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

โดยที่ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3) และ $\mathbf{u}$ คือ เวกเตอร์ความเร็วของของไหล ($\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}$) ซึ่งประกอบด้วยความเร็วในแนวแกน x, y, z ตามลำดับ (m/s)

2 สมการโมเมนตัม (momentum equation)

สมการโมเมนตัมมีพื้นฐานจากกฎการเคลื่อนที่ของนิวตัน (Newton's second law) โดยแรงสุทธิกระทำต่อมวลเท่ากับการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัม สมการโมเมนตัมสามารถเขียนในรูปทั่วไปได้ ดังนี้

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (2)$$

โดยที่ P คือ ความดัน (N/m^2), μ คือ สัมประสิทธิ์ความหนืดของของเหลว ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$) และ $\mathbf{F}$ คือ แรงภายนอก (N)

3 สมการพลังงาน

สมการพลังงานในพลศาสตร์ของไหลเป็นสมการที่แสดงการอนุรักษ์พลังงานของของไหล ซึ่งประกอบไปด้วยเทอมการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลต่อเวลา หรือการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายใน (transient term) เทอมการพาความร้อนตามแนวแกน (convective heat transfer term) และเทอมการนำความร้อนผ่านการกระจายของอุณหภูมิ (conductive heat transfer term) ซึ่งสามารถเขียนรวมกันได้ ดังนี้

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \right) + \Phi + S_h \quad (3)$$

โดยที่ c_p คือ ความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$), T คือ อุณหภูมิของของไหล (K), k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล ($\text{W/m}\cdot\text{K}$), S_h คือ แหล่งกำเนิดหรือสูญเสียพลังงานความร้อนและสำหรับ Dissipation Function (Φ) เป็นเทอมที่แสดงถึงการสูญเสียพลังงานกล (mechanical energy) ในรูปของพลังงานความร้อนเนื่องจากแรงหนืด (viscous effects) ในของไหลเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านพื้นที่ที่มีแรงเฉือน (shear stress) และเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน

4. แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ มาตรฐาน

ในการวิเคราะห์การไหลที่มีความปั่นป่วนสูง แบบจำลอง $k-\varepsilon$ มาตรฐานเป็นแบบจำลองที่เหมาะสมในการวิเคราะห์การไหลภายในอินเตอร์คูลเลอร์เนื่องจากมีความแม่นยำและประสิทธิภาพในการคำนวณ ประกอบไปด้วยแบบจำลองความปั่นป่วนสองสมการ โดยอธิบายการไหลผ่านสมการของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (k) และอัตราการสลายพลังงาน (ε) ซึ่งช่วยแทนผลของแรงเฉือนและการกระจายพลังงานในของไหล มีสมการที่เกี่ยวข้องดังนี้

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ & + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

$$G_k = 2\mu_t \mathbf{S} : \mathbf{S} \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

โดยที่ k คือ พลังงานจลน์ความปั่นป่วน (m^2/s^2), μ_t คือ ความหนืดการปั่นป่วน (turbulent viscosity) ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$), ε คือ อัตราการสลายพลังงานจลน์ความปั่นป่วน (m^2/s^3), G_k คือ อัตราการเกิดพลังงานจลน์ความปั่นป่วน, $\mathbf{S} : \mathbf{S}$ คือ Double contraction ของ Strain tensor และสำหรับ $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ และ $C_{3\varepsilon}$ เป็นค่าคงที่ สำหรับพลังงานจลน์ปั่นป่วน σ_k และ σ_ε เป็นค่าคงที่พรีนิติล สำหรับอัตราแพร่การกระจายพลังงานจลน์ความปั่นป่วน (diffusion of k) และอัตราการสลายพลังงานจลน์ความปั่นป่วน (diffusion of ε) ตามลำดับ โดยกำหนดให้ $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_{3\varepsilon} = 0.09$, $\sigma_k = 1.00$ และ $\sigma_\varepsilon = 1.30$ (Jones & Launder, 1972)

5. แบบจำลองสื่อพรุน (Porous Media Model)

ในการวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น อินเตอร์คูลเลอร์ ส่วนประกอบภายในมักมีความซับซ้อนสูง เช่น แผ่นครีป (fins) ขนาดเล็กจำนวนมาก ซึ่งมีผลต่อสมรรถนะทั้งด้านการถ่ายเทความร้อนและแรงต้านการไหล อย่างไรก็ตาม การสร้างแบบจำลองที่มีละเอียดในระดับเรขาคณิต (geometry-level resolution) สำหรับส่วนประกอบนี้ส่งผลให้จำนวนเซลล์ในโดเมนของการจำลอง (computational domain) เพิ่มขึ้นอย่างมาก และนำไปสู่การใช้ทรัพยากรในการคำนวณที่สูง ทั้งในด้านหน่วยความจำและเวลาในการคำนวณ

ในการศึกษานี้จึงใช้แบบจำลองสื่อพรุน (porous media model) มาใช้แทนการจำลองแผ่นครีปของอินเตอร์คูลเลอร์ โดยจากงานวิจัยที่ผ่านมาของ Çetin et al. (2017), Li et al. (2021) และ Zhang et al. (2016) ได้นำแบบจำลองสื่อพรุนมาใช้แทนที่ส่วนที่ซับซ้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นวัสดุที่มีความพรุน (porous zone) ซึ่งสามารถลดจำนวนเซลล์ในโดเมนของการจำลอง ในขณะที่ผลลัพธ์ของการไหลและการถ่ายเทความร้อนยังมีความสอดคล้องกัน (คลาดเคลื่อน ~10-12%) เมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่มีความซับซ้อน เห็นได้ว่าแบบจำลองนี้สามารถลดความซับซ้อนของแบบจำลอง ในขณะที่ยังรักษาความแม่นยำในการคำนวณ ซึ่งจะจำลองผลกระทบของโครงสร้างที่มีต่อการไหลในลักษณะของ แรงต้านทาน (flow resistance) และการนำความร้อนประสิทธิผล (effective thermal conductivity) โดยแบบจำลองนี้มีพื้นฐานจาก กฎของดาร์ซี (Darcy's law) ที่ใช้อธิบายการไหลของของไหลผ่านวัสดุพรุน โดยพิจารณาแรงต้านเชิงเส้นที่ขึ้นกับความหนืดและความสามารถในการไหลผ่านของวัสดุ (permeability, α) (Whitaker, 1986) มีสมการที่เกี่ยวข้องดังนี้

$$\Delta P = - \left(\frac{\mu}{\alpha} \mathbf{u} + C_2 \frac{1}{2} \rho \mathbf{u}^2 \right) \quad (8)$$

โดยที่ คือ ความสามารถในการซึมผ่าน และ ค่าคงที่ คือ

ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียต่อหน่วยความยาวในทิศทาง
การไหล เนื่องจากแรงเฉื่อยในตัวกลางพรุน สำหรับการ
ไหลที่มีความเร็วสูงหรือมีความปั่นป่วน (turbulent flow)

$$k_{eff} = \gamma k_f + (1 - \gamma) k_s \quad (9)$$

โดยที่ k_{eff} คือ ค่าการนำความร้อนที่มีประสิทธิผล (W/m-K),
 γ คือ ค่าความพรุน หาได้จากสัดส่วนช่องว่างของหน้าตัด
การไหลผ่านสื่อพรุน, k_f คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน
ของของไหล (W/m-K) และ k_s คือ สัมประสิทธิ์การนำ
ความร้อนของของแข็งหรือสื่อพรุน (W/m-K)

6. เปรียบวิธีการคำนวณแบบ SIMPLE Algorithm

SIMPLE: Semi-Implicit Method for Pressure-
Linked Equations เป็นวิธีการเชิงตัวเลขที่ได้รับการพัฒนา
ขึ้นโดย Patankar and Spalding (1972) เพื่อใช้แก้ปัญหา
ระหว่างสมการโมเมนตัมและสมการความต่อเนื่อง โดยวิธี
การทำซ้ำ (iterative method) ที่ใช้การประมาณค่าเริ่มต้น
(guess) และการปรับแก้ความดัน (pressure correction)
เพื่อให้ค่าความเร็วที่ได้จากสมการโมเมนตัมเมื่อแทนค่า
ความดันนั้น สอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง โดยทั่วไป
การลู่เข้าของ SIMPLE algorithm จะใช้การกำหนดค่า
ความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์แบบปรับสเกล (scaled absolute
residuals) ในการศึกษานี้กำหนดให้ค่าความคลาดเคลื่อน
สัมบูรณ์ สำหรับสมการความต่อเนื่อง และสมการโมเมนตัม
คือ $<10^{-3}$ และสำหรับสมการพลังงานคือ $<10^{-6}$ เพื่อให้
ได้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำ

เงื่อนไขขอบเขต

ในการศึกษานี้ใช้การอ้างอิงปริมาณอากาศที่
ไหลผ่านอินเตอร์คูลเลอร์จากเครื่องยนต์โรตารี 3 โรเตอร์
ปริมาตรความจุ 654 cc. (39.9 cid) ต่อ 1 โรเตอร์ ทำงาน
ที่ 10,000 RPM และมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตรเท่ากับ 1
เนื่องจากใช้ร่วมกับระบบอัดอากาศ (Bell, 1997) จาก
หลักการทำงานของเครื่องยนต์ของโรตารีที่มีการทำงาน
เช่นเดียวกับเครื่องยนต์ลูกสูบ แต่มีจุดที่แตกต่าง คือ ใน 1
รอบของเครื่องยนต์โรตารี ใช้การจุระเบิด 3 ครั้ง จะได้
ปริมาณการใช้อากาศของเครื่องยนต์ในหน่วย SI เท่ากับ

0.327 m³/s สำหรับอุณหภูมิที่ทางออกของเครื่องอัดอากาศ
โดยจำลองระหว่างความดันอากาศอัดเท่ากับ 0.5–2.0
barg และกำหนดให้เป็นการอัดตัวของเครื่องอัดอากาศที่
มีประสิทธิภาพไอเซนทรอปิก 80 % ดังสมการที่ 10 และ 11

$$\text{Pressure ratio}^{k-1/k} = T_{outlet} / T_{inlet} \quad (10)$$

$$eff_{comp.} = \frac{(T_{outlet} - T_{inlet})}{(T_{outlet,act.} - T_{inlet})} \quad (11)$$

กำหนดให้อากาศเป็น ก๊าซอุดมคติ (ideal gas)
โดยถือว่าความดันและอุณหภูมิที่ใช้อยู่ในช่วงที่สมบัติของ
อากาศสามารถประมาณได้ด้วยสมการก๊าซอุดมคติ เพื่อ
ความสะดวกในการจำลองและคำนวณเชิงตัวเลข โดยใช้สมบัติ
ทางอุณหพลศาสตร์และสมบัติทางฟิสิกส์ของอากาศที่อุณหภูมิ
อ้างอิง ซึ่งค่าเริ่มต้นที่ใช้ในการจำลองแสดงดัง ตาราง 1

กรณีศึกษาการวิเคราะห์มุมปะทะของกระแสน้ำอากาศของ อินเตอร์คูลเลอร์

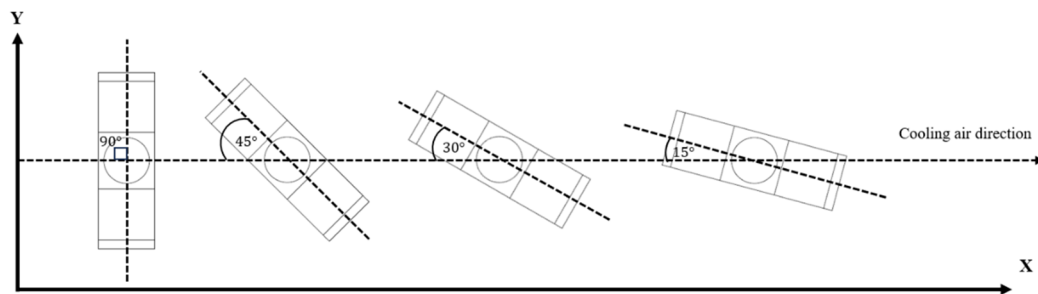
ในการศึกษานี้ได้กำหนดกรณีศึกษาเพื่อวิเคราะห์
ผลของมุมปะทะของกระแสน้ำอากาศ (impact angle) ที่มี
ต่อพฤติกรรมการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน
ในอินเตอร์คูลเลอร์ โดยพิจารณาตำแหน่งการติดตั้งที่ทำ
มุมกับกระแสน้ำอากาศหล่อเย็นที่แตกต่างกัน 4 กรณี ได้แก่
15° 30° 45° และ 90° แสดงดังภาพ 2

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาด้วยการจำลองเชิงตัวเลข
ไม่อาศัยประชากรหรือกลุ่มตัวอย่างจริง ผลการวิเคราะห์จึง
ขึ้นอยู่กับสมมติฐานและเงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดในแบบ
จำลอง เช่น การไหลแบบคงที่ (steady state) ไม่พิจารณา
ความร้อนสูญเสียผ่านผนัง (adiabatic wall) สมบัติอากาศ
เป็นก๊าซอุดมคติ (ideal gas) ซึ่งถือเป็นข้อจำกัดของการ
ศึกษา อย่างไรก็ตาม การเลือกใช้แบบจำลองสื่อพรุนรวม
กับการจำลองแบบหลายสเกลจะสามารถใช้แทนการจำลอง
พฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในอินเตอร์คูลเลอร์
ที่มีแผ่นครีบซับซ้อนได้ โดยยังคงให้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำ
ไว้ได้

ตาราง 1

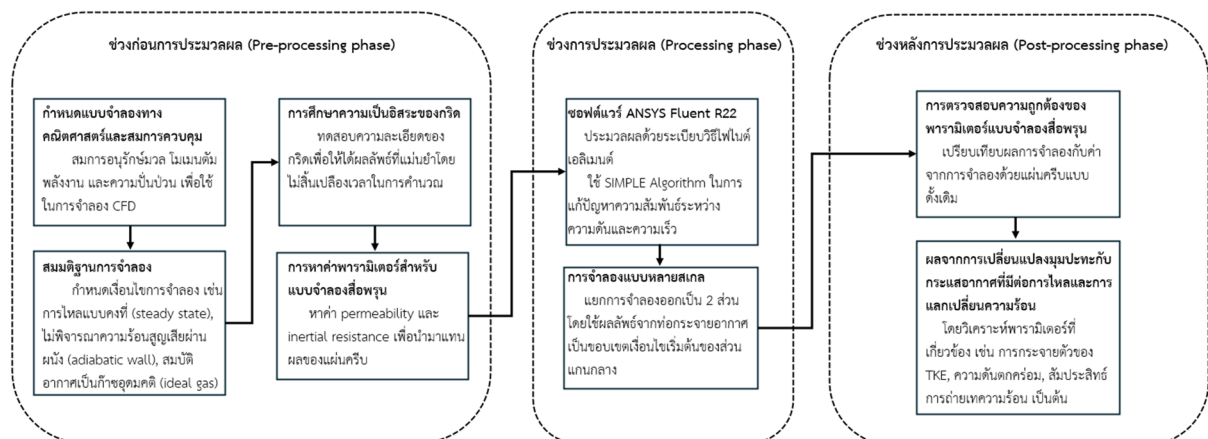
ค่าสมบัติของอากาศ

รายการ	สัญลักษณ์	ค่า (หน่วย SI)
ความหนาแน่น (density)	ρ	1.225 (kg/m ³)
ความร้อนจำเพาะ (specific heat)	c_p	1.006 (kJ/kg-K)
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (thermal conductivity)	k	0.02624 (W/m-K)
ความหนืดไดนามิกส์ (dynamic viscosity)	μ	1.789×10^{-5} (N·s/m ²)



ภาพ 2 ทิศทางของอากาศและตำแหน่งของอินเตอร์คูลเลอร์ในกรณีทำมุม 90° 45° 30° และ 15° กับกระแสอากาศหลัก

กรอบแนวคิดการวิจัย

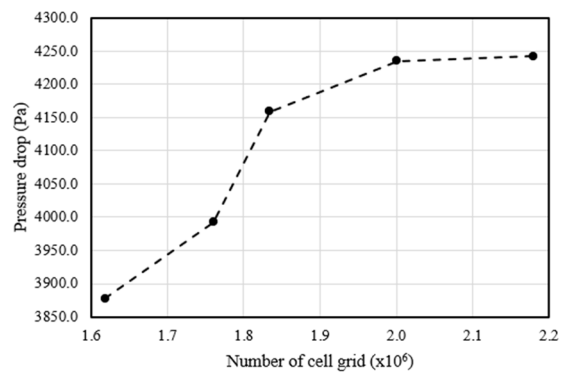


ภาพ 3 กรอบแนวคิดการวิจัย

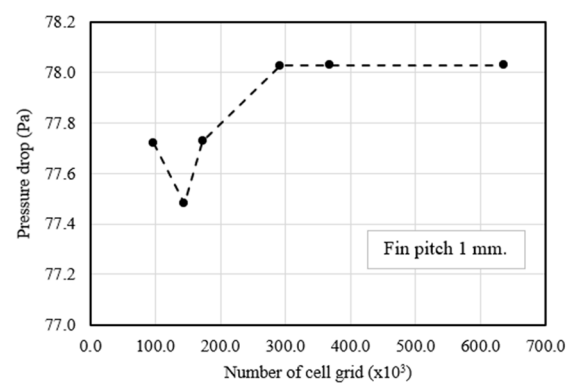
การวิเคราะห์ความอิสระของกริด (Grid Independent Study)

การวิเคราะห์ความเป็นอิสระของกริดเพื่อให้ผลลัพธ์จากการจำลองมีความเสถียรและมีความอิสระจากขนาดของเซลล์กริดที่เลือกใช้ กล่าวคือ ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองจะไม่เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยยะเมื่อเพิ่มจำนวนเซลล์กริด ซึ่งเป็นขั้นตอนที่สำคัญในการเพิ่มความแม่นยำของผลการคำนวณ (Lee et al., 2020) โดยได้ดำเนินการศึกษาในสองส่วน ได้แก่ ท่อร่วมอากาศ และส่วนของแกนกลาง ซึ่งกำหนดขอบเขตเงื่อนไขเริ่มต้นของความเร็วอากาศที่เข้าด้านเย็นที่ 5 m/s

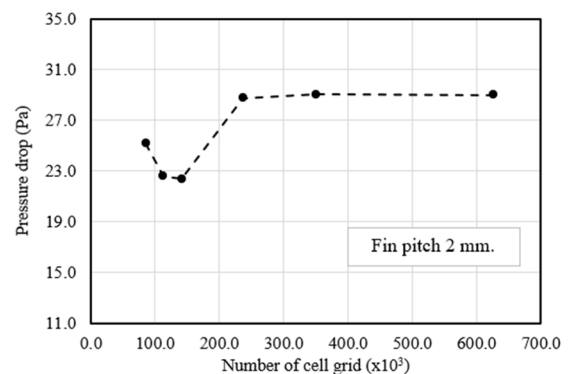
ในส่วนท่อร่วมอากาศ พบว่า ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นตามจำนวนเซลล์กริดไปจนถึงประมาณ 2.0–2.2 ล้านเซลล์ โดยมีแนวโน้มเข้าสู่ค่าคงที่ประมาณ 4,200–4,250 Pa และไม่มีการเปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเพิ่มจำนวนเซลล์กริดต่อไป แสดงถึงช่วงที่ผลลัพธ์เริ่มไม่ขึ้นกับจำนวนเซลล์กริด แสดงดังภาพ 4 ในขณะส่วนแกนกลาง ได้ทำการวิเคราะห์กรณีที่มีระยะห่างระหว่างแผ่นครีบท่ากับ 1 mm และ 2 mm โดยพิจารณาค่าความดันตกคร่อมระหว่างแผ่นครีปที่เกิดจากการไหลของของไหลภายในโดเมน จากผลการจำลองพบว่า เมื่อเพิ่มจำนวนเซลล์กริด ค่าความดันตกคร่อมมีแนวโน้มเข้าสู่ค่าคงที่ในลักษณะเดียวกันกับกรณีของท่อร่วมอากาศ โดยในทั้งสองกรณี ผลลัพธ์เปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยหรือไม่เปลี่ยนแปลง เมื่อจำนวนเซลล์กริดถึงระดับหนึ่ง ซึ่งเป็นจุดที่ผลลัพธ์เริ่มมีความเป็นอิสระจากเซลล์กริดเช่นเดียวกัน โดยความดันตกคร่อมระหว่างส่วนแกนกลางในกรณีที่มีระยะห่างแผ่นครีป 1 mm และ 2 mm อยู่ที่ประมาณ 78.03 และ 28.58 Pa ตามลำดับ แสดงดังภาพ 5 จากการศึกษาความเป็นอิสระของเซลล์กริดพบว่า ส่วนท่อร่วมอากาศ และส่วนแกนกลาง มีพฤติกรรมไปในทิศทางเดียวกันในการเข้าสู่ของผลลัพธ์ค่าหนึ่งเมื่อความละเอียดของเซลล์กริดเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้ได้การกำหนดจำนวนเซลล์กริดที่เหมาะสมในขั้นตอนการจำลอง เพื่อลดการใช้ทรัพยากรในการจำลองมากเกินไปจนความจำเป็น โดยผลลัพธ์ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ



ภาพ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเซลล์กริดกับความดันตกคร่อมสำหรับท่อร่วมอากาศ



(ก) 1 mm



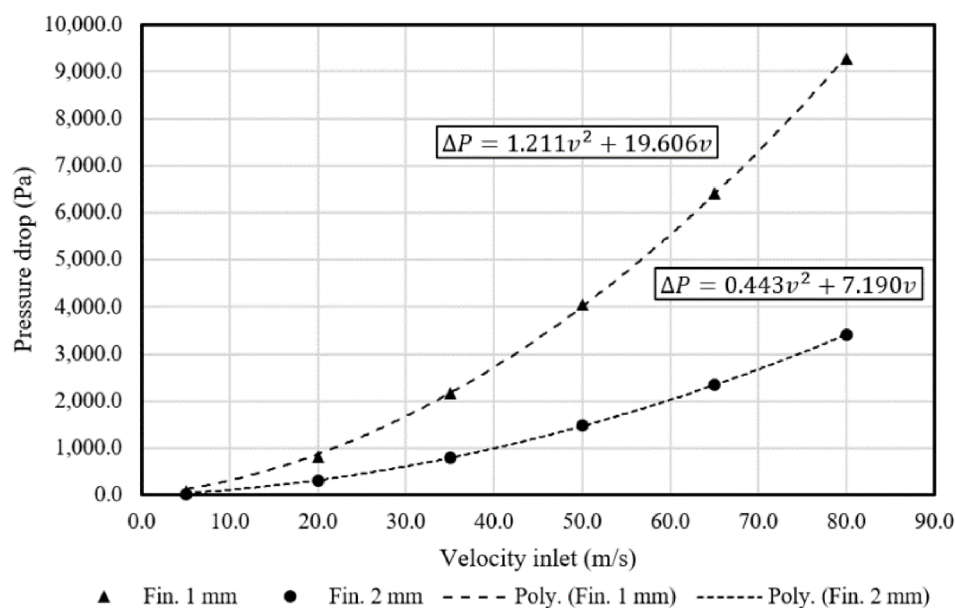
(ข) 2 mm

ภาพ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเซลล์กริดกับความดันตกคร่อมสำหรับแกนกลางอินเตอร์คูลเลอร์ที่มีระยะห่างระหว่างครีป 1 mm และ 2 mm

การหาค่าพารามิเตอร์สำหรับแบบจำลองสื่อฟรอน

เมื่อพิจารณาจากสมการโมเมนต์ของแบบจำลองการไหลผ่านสื่อฟรอน (สมการ 8) จะเห็นได้ว่าเป็นฟังก์ชันของความดันตกคร่อมแปรผันตรงกับความเร็วยกกำลังสองของของไหลในรูปแบบเอ็กโปเนนเชียลอันดับสอง โดยสัมพันธ์กับหน้าตัดแปรความเร็ว C_2 และ α สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์ทำได้โดยการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมและความเร็วในการไหลในขณะที่ใช้ของไหลผ่านอินเตอร์คูลเลอร์

ในการหาความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมและความเร็วในการไหลในขณะที่ใช้ของไหลผ่านอินเตอร์คูลเลอร์ โดยกำหนดความเร็วของอากาศหล่อเย็น 5 10 35 50 65 และ 80 m/s และคำนวณหาความดันตกคร่อมระหว่างทางเข้าและออกของแผ่นครีบ แสดงไว้ดังภาพ 6 จากนั้นผลการคำนวณที่ได้นำมาสร้างเป็นสมการเอ็กโปเนนเชียลอันดับสองและเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์หน้าตัดแปรความเร็วเพื่อหาค่า C_2 และ α ได้ดังตาราง 2



ภาพ 6 เปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมระหว่างแบบจำลองแผ่นครีบและแบบจำลองสื่อฟรอนที่ระยะห่างครีบ 1 mm และ 2 mm ที่ความเร็วอากาศหล่อเย็นต่าง ๆ

ตาราง 2

ค่าพารามิเตอร์สำหรับแบบจำลองสื่อฟรอน

Case	Exponential equation	C_2	α
Fin pitch = 1 mm	$\Delta P = 1.211v^2 + 19.606v$	24.710	7.305×10^{-8}
Fin pitch = 2 mm	$\Delta P = 0.443v^2 + 7.190v$	9.047	1.992×10^{-7}

ผลการวิจัย

1 การตรวจสอบความถูกต้องของพารามิเตอร์แบบจำลองสื่พรุณ

เพื่อประเมินความแม่นยำของแบบจำลองสื่พรุณที่มีรูพรุน ซึ่งถูกนำมาใช้แทนที่แบบจำลองแผ่นครีบบที่มีรายละเอียดซับซ้อน (explicit fin model) ได้มีการเปรียบเทียบผลการจำลองในเชิงการไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยพิจารณาทั้งค่าความดันตกคร่อมและอุณหภูมิขาออกของอากาศหล่อเย็น เพื่อประเมินความสามารถของแบบจำลองพรุณในการวิเคราะห์พฤติกรรมกรรมการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างแม่นยำและสอดคล้องกับแบบจำลองต้นฉบับ

1.1 การวิเคราะห์ค่าความดันตกคร่อม

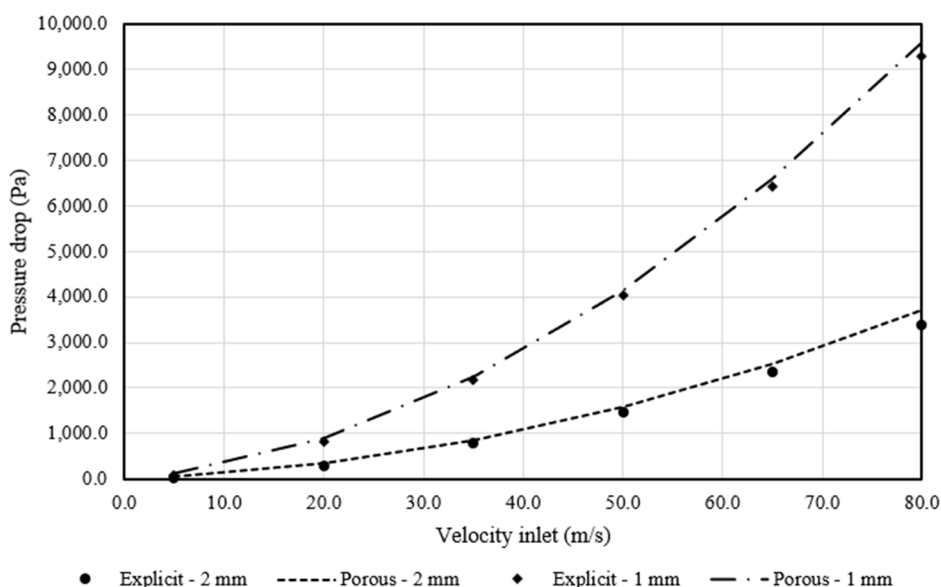
จากผลการจำลองพบว่า แบบจำลองสื่พรุณมีแนวโน้มของค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกับแบบจำลองแผ่นครีบบในช่วงความเร็วลม 5–35 m/s และมีความคลาดเคลื่อนมากขึ้นในช่วงความเร็วสูงกว่า 50 m/s แสดงดังภาพ 7 และจากการวิเคราะห์ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย พบว่า แบบจำลองสื่พรุณที่ใช้ระยะห่างครีบบ 1 mm มีค่า MAE เท่ากับ 4.380% ขณะที่กรณี 2 mm มีค่า MAE เท่ากับ 9.545% ซึ่งทำให้เห็นว่าแบบจำลองสื่พรุณสามารถทำนายพฤติกรรมกรรมการไหลในกรณีที่สื่พรุณมีความหนาแน่นสูงได้แม่นยำกว่าสื่พรุณที่มีความหนาแน่นต่ำ

1.2 การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อน

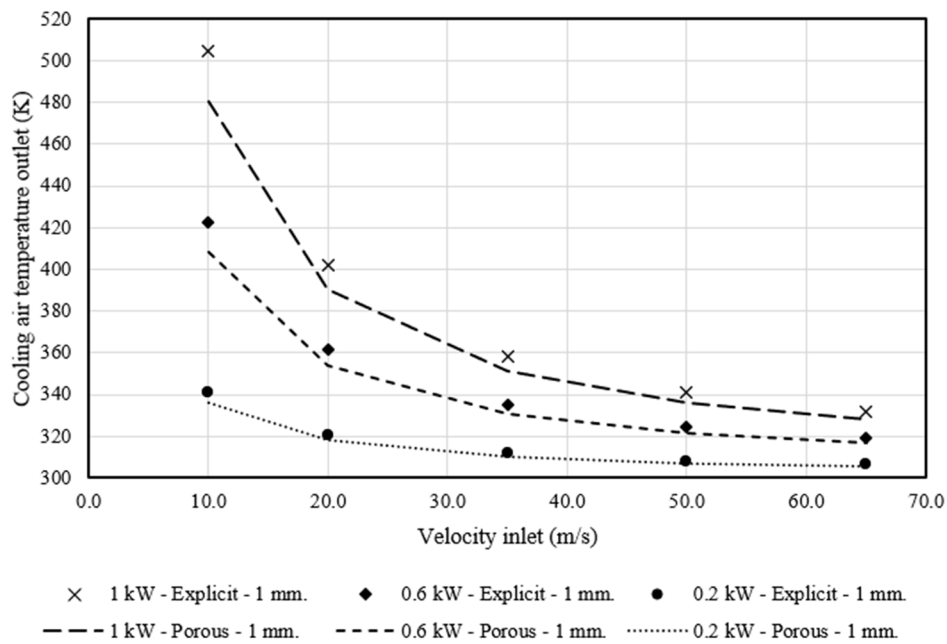
สำหรับการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน กำหนดให้อินเตอร์คูลเลอร์รับพลังงานความร้อน 0.2 0.6 และ 1.0

kW ทางด้านท่ออากาศอัด และความเร็วอากาศหล่อเย็นที่ 10 20 35 50 และ 65 m/s โดยพิจารณาจากค่าอุณหภูมิขาออกของอากาศหลังผ่านอินเตอร์คูลเลอร์ที่ระยะห่างครีบบ 1 mm และ 2 mm โดยแสดงดังภาพ 8 และ 9 ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองสื่พรุณสามารถทำนายแนวโน้มของการถ่ายเทความร้อนได้อย่างแม่นยำ โดยเฉพาะกรณีที่ใช้ค่าระยะห่างครีบบ 1 mm ซึ่งให้ผลลัพธ์ใกล้เคียงกับแบบจำลองแผ่นครีบบอย่างมีนัยสำคัญ ทั้งนี้ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ใช้ระยะห่าง 2 mm พบว่า ความคลาดเคลื่อนเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะเมื่อพลังงานความร้อนสูงขึ้นและความเร็วลมอยู่ในช่วงต่ำถึงปานกลาง ซึ่งอาจเป็นผลจากการลดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่สัมพันธ์กับความหนาแน่นของโครงสร้างสื่พรุณ และค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย ที่ได้จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิขาออกระหว่างแบบจำลองสื่พรุณและแบบจำลองแผ่นครีบบ อยู่ในช่วงประมาณ 0.19% ถึง 2.45%

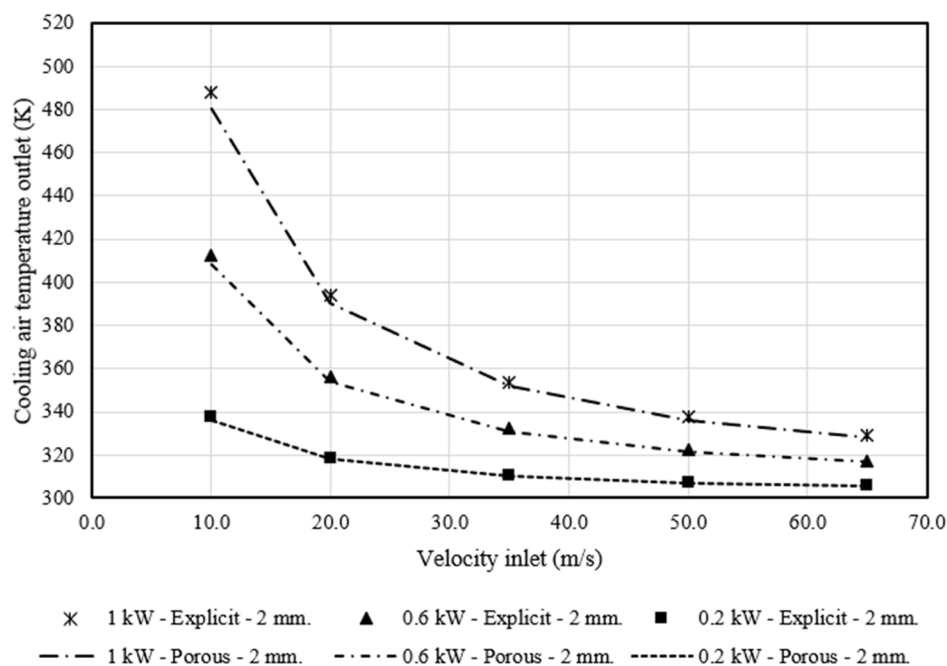
จากผลการวิเคราะห์ทั้งในด้านการไหลและการถ่ายเทความร้อน แสดงให้เห็นว่า แบบจำลองสื่พรุณที่มีการกำหนดพารามิเตอร์อย่างเหมาะสมสามารถแทนที่แบบจำลองที่มีความซับซ้อนได้ ในกรณีที่ต้องการลดภาระการคำนวณโดยยังคงความแม่นยำ ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Musto et al. (2016) และ Li et al. (2025a) ที่ได้ใช้วิธีการใช้แบบจำลองสื่พรุณเพื่อจำลองพฤติกรรมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า การกำหนดค่าพารามิเตอร์ความต้านทานแบบพรุณที่เหมาะสมส่งผลต่อความแม่นยำของผลลัพธ์อย่างมีนัยสำคัญ



ภาพ 7 เปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมระหว่างแบบจำลองแผ่นครีบบและแบบจำลองสื่พรุณที่ระยะห่างครีบบ 1 mm และ 2 mm ที่ความเร็วอากาศหล่อเย็นต่าง ๆ



ภาพ 8 เปรียบเทียบอุณหภูมิขาออกของอากาศระหว่างแบบจำลองแผ่นครีปและแบบจำลองสื่พอร์นที่ระยะห่างครีป 1 mm



ภาพ 9 เปรียบเทียบอุณหภูมิขาออกของอากาศระหว่างแบบจำลองแผ่นครีปและแบบจำลองสื่พอร์นที่ระยะห่างครีป 2 mm

2. ลักษณะการไหลของอากาศ

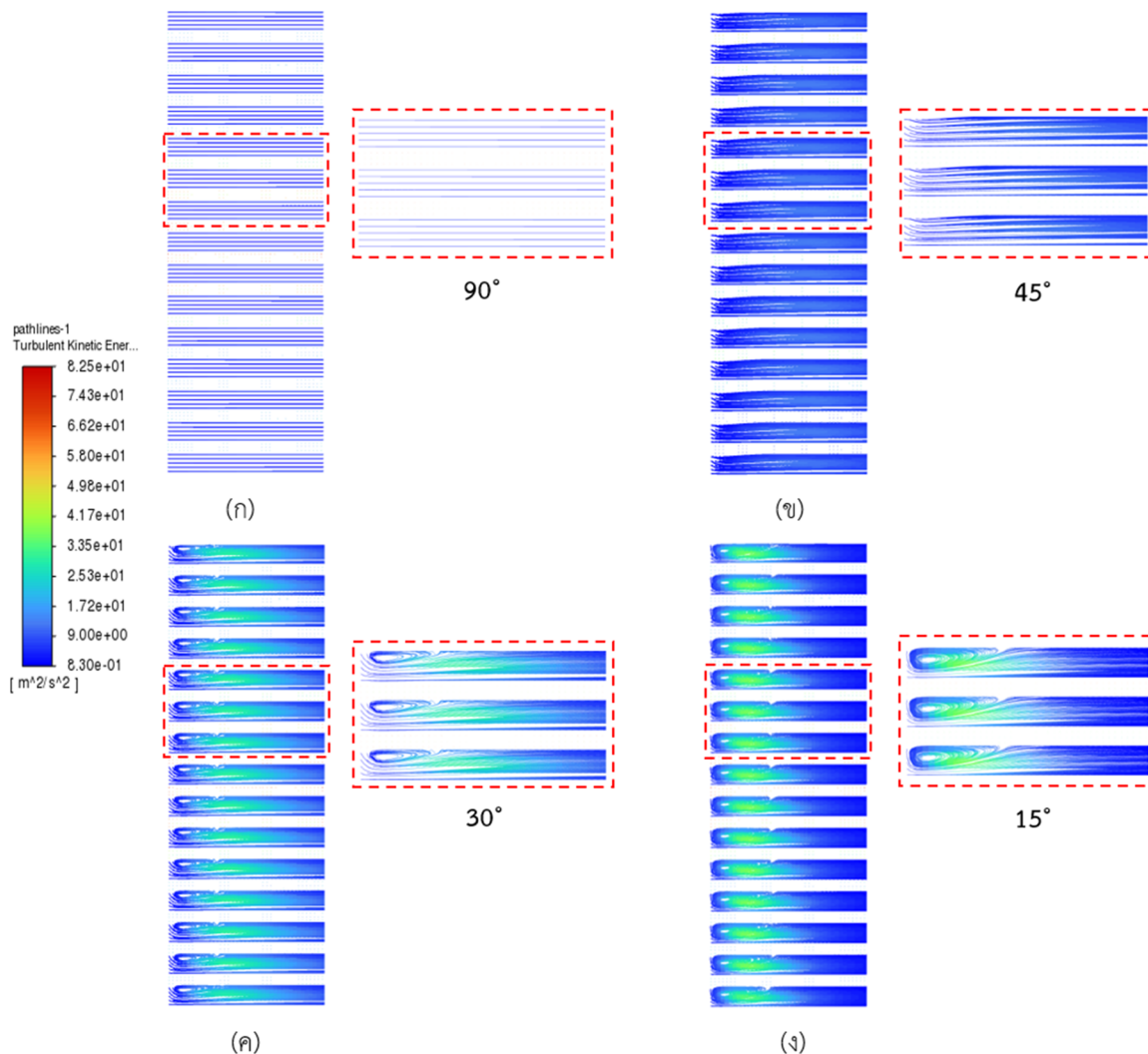
การศึกษาผลของมุมปะทะของกระแสอากาศต่อพฤติกรรมการไหลภายในช่องแผ่นครีปของอินเตอร์คูลเลอร์แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของมุมมีอิทธิพลต่อการกระจายของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulent Kinetic Energy: TKE) แสดงดังภาพ 10 พบว่า ในกรณีมุม

ปะทะ 15° ค่าความปั่นป่วนจะรวมตัวอยู่เฉพาะบริเวณต้นครีป ขณะที่มุม 30° ทำให้เกิดการหมุนวนของอากาศและการกระจายตัวของ TKE ไปยังช่วงกลางของช่องไหลได้มากขึ้น สำหรับมุม 45° พบว่า การหมุนวนของอากาศอย่างครอบคลุมทั่วช่อง ซึ่งช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน (Liu et al., 2022) ส่วนกรณีมุม 90° แม้จะเป็นการปะทะ

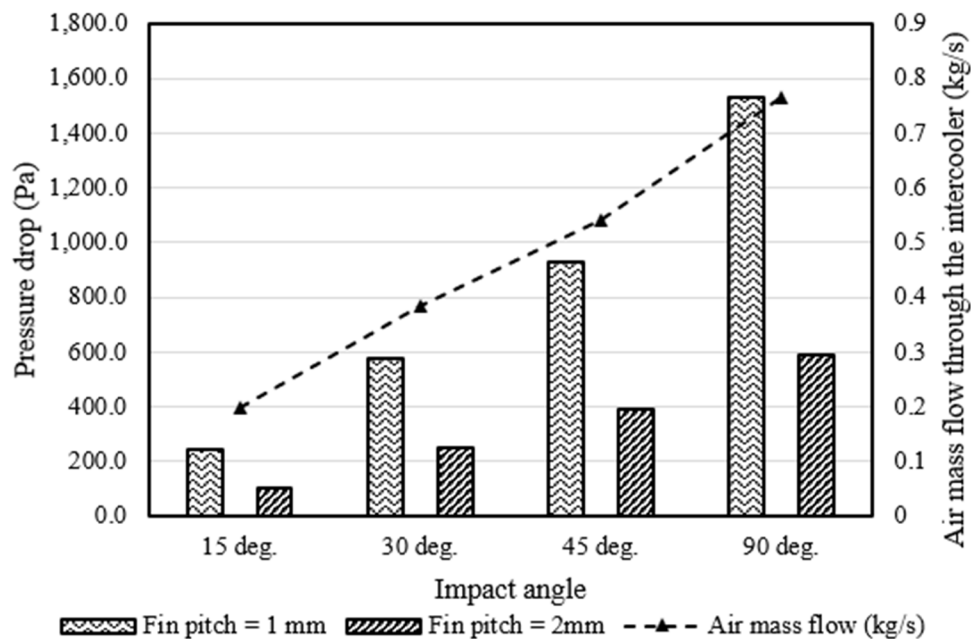
โดยตรงแผ่นครีบ แต่จะเห็นได้ว่าไม่มีการหมุนวนภายในช่อง ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพลดลง

อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้น (ภาพ 11) พบว่า กรณีสุม 90° ให้ค่าความดันตกคร่อมสูงที่สุด โดยมีแนวโน้มแปรผันตามมุมปะทะที่เพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเย็นที่เข้า

สู่ระบบหล่อเย็น กล่าวคือ มุมปะทะไม่เพียงส่งผลต่อรูปแบบการไหลและความปั่นป่วนภายในช่องครีบเท่านั้น แต่ยังมีผลโดยตรงต่อปริมาณอากาศที่สามารถไหลผ่านได้ ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญต่อประสิทธิภาพของการระบายความร้อนโดยรวมของอินเตอร์คูลเลอร์



ภาพ 10 Turbulent Kinetic Energy (TKE) และลักษณะการไหลวนภายในช่องครีบของอินเตอร์คูลเลอร์ในกรณีมุมปะทะ 90° (ก) 45° (ข) 30° (ค) และ 15° (ง)



ภาพ 11 ความดันตกคร่อมและอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศหล่อเย็นที่ผ่านอินเตอร์คูลเลอร์ ในกรณีมุมปะทะ 90° 45° 30° และ 15°

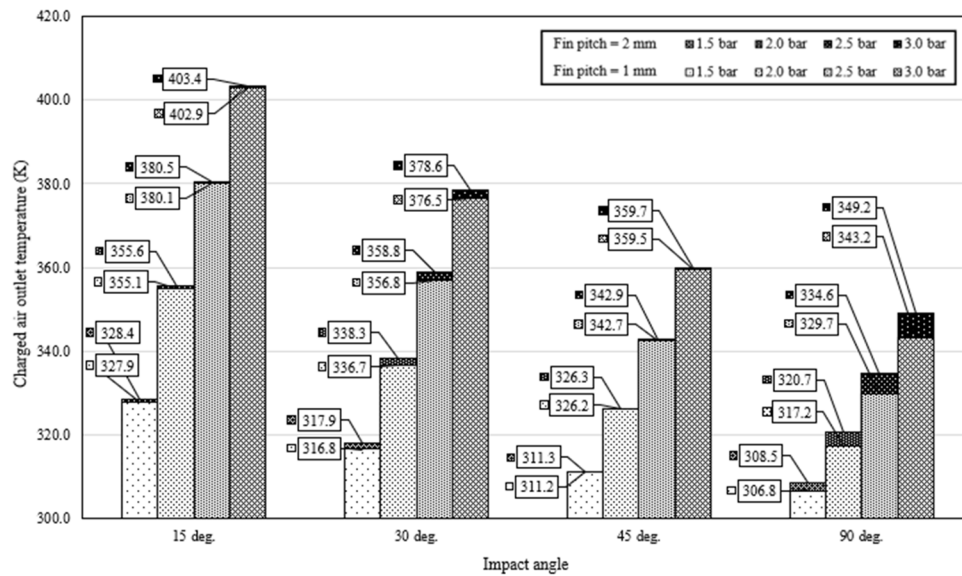
3. สมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน

การประเมินสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของอินเตอร์คูลเลอร์ในงานวิจัยนี้พิจารณาจากอุณหภูมิขาออกของอากาศอัด อัตราการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าประสิทธิภาพ โดยเปรียบเทียบผลลัพธ์ในกรณีที่มุมปะทะอากาศแตกต่างกัน และใช้ระยะห่างแผ่นครีป ที่ 1 mm และ 2 mm ในช่วงความดันของอากาศอัดตั้งแต่ 1.5 ถึง 3.0 bar

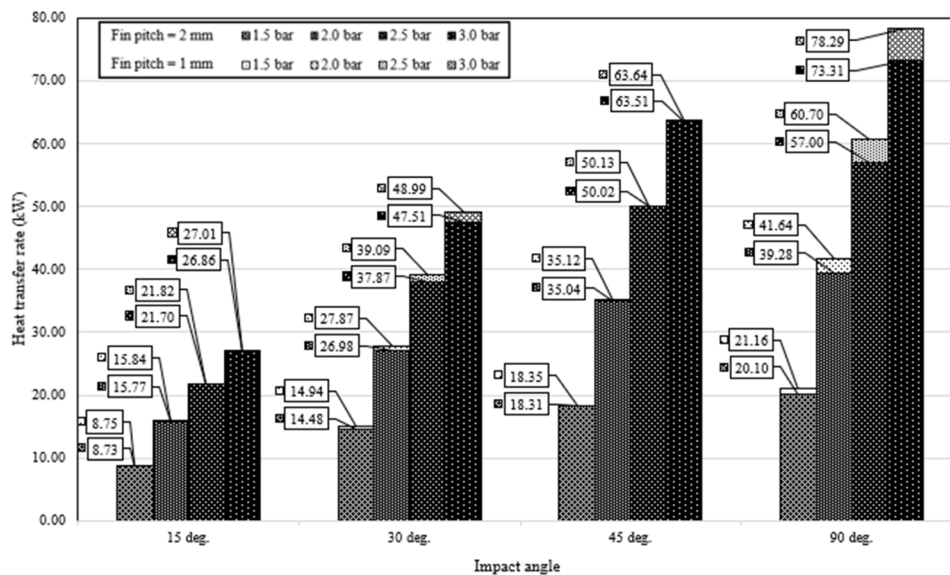
อุณหภูมิขาออกของอากาศอัด (charged air outlet temperature) แสดงดังภาพ 12 พบว่า อุณหภูมิขาออกมีแนวโน้มลดลงเมื่อมุมปะทะเพิ่มขึ้น ในส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อน (heat transfer rate, Q) จากภาพ 13 พบว่า มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามมุมปะทะ ซึ่งสอดคล้องกับอุณหภูมิที่ทางออกของอากาศอัดที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่สูงขึ้น โดยค่าสูงสุดที่ได้คือ 78.29 kW ในกรณีมุมปะทะ 90° ความดันอากาศอัด 3.0 bar และต่ำที่สุด คือ 8.75 kW ในกรณีมุมปะทะ 15° ความดันอากาศอัด

1.5 bar เนื่องจากปริมาณของอากาศหล่อเย็นที่สามารถผ่านอินเตอร์คูลเลอร์มีแนวโน้มลดลงตามมุมปะทะกับกระแสอากาศ (ภาพ 11) และอุณหภูมิเริ่มต้นของอากาศอัดก่อนเข้าอินเตอร์คูลเลอร์ที่แปรผันตามความดันของอากาศอัด

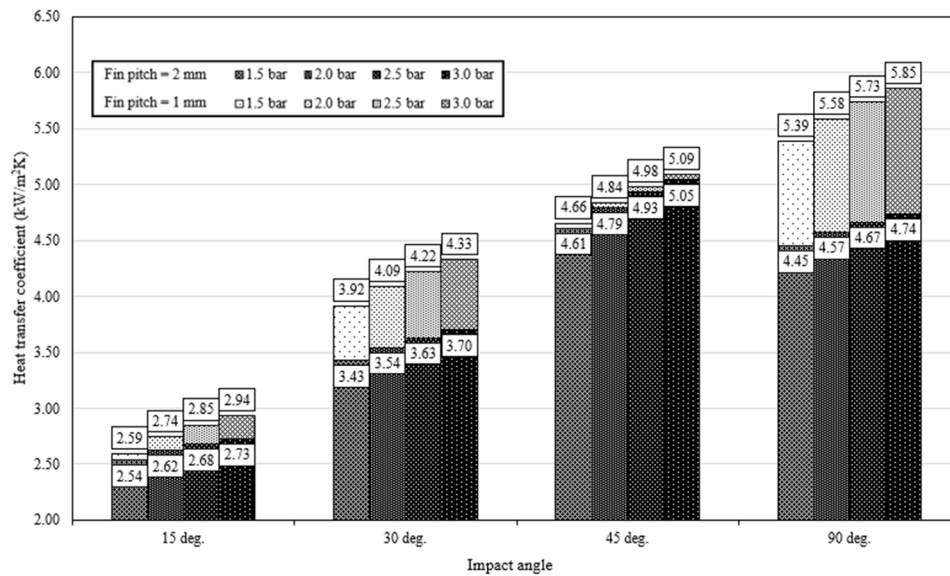
เมื่อพิจารณา สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (heat transfer coefficient, h) ตามภาพ 14 จะเห็นว่า มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามมุมปะทะเช่นกัน มุมปะทะ 45° ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (h) เพิ่มขึ้นตามความดันอย่างมีนัยยะ แต่ความแตกต่างระหว่างระยะห่างแผ่นครีป 1 mm และ 2 mm มีน้อยมาก โดยค่า h อยู่ในช่วงใกล้เคียงกัน (~4.6–5.1 kW/m²·K) แสดงให้เห็นว่าการไหลวนที่เกิดขึ้นในมุม 45° นั้นมีลักษณะกระจายทั่วทั้งช่องการไหล ซึ่งช่วยกระจายพลังงานความปั่นป่วน จึงลดผลจากความแตกต่างของระยะแผ่นครีปลง



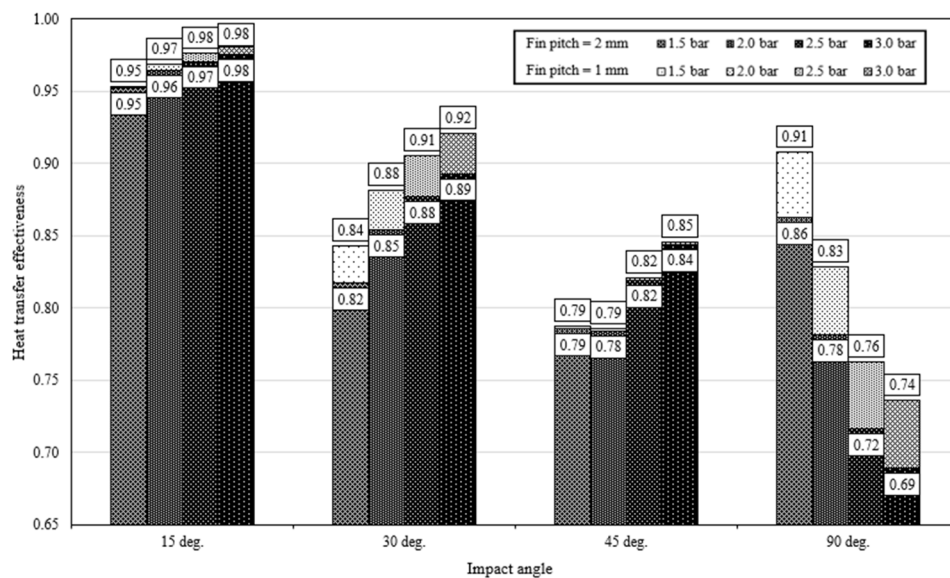
ภาพ 12 อุณหภูมิขาออกของอากาศอัดที่อินเทอร์คูลเลอร์เมื่อเปลี่ยนแปลงมุมปะทะและระยะห่างแผ่นครีป



ภาพ 13 อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในอินเทอร์คูลเลอร์เมื่อเปลี่ยนแปลงมุมปะทะและระยะห่างแผ่นครีป



ภาพ 14 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของอินเตอร์คูลเลอร์เมื่อเปลี่ยนแปลงมุมปะทะและระยะห่างแผ่นครีป



ภาพ 15 ค่าประสิทธิผลของอินเตอร์คูลเลอร์เมื่อเปลี่ยนแปลงมุมปะทะและระยะห่างแผ่นครีป

ค่าประสิทธิภาพ (ε) เป็นตัวบ่งชี้ที่ใช้เปรียบเทียบสมรรถนะของอินเตอร์คูลเลอร์ (Incropera et al., 2006) โดยคำนวณจากอัตราส่วนระหว่างพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทได้จริงกับค่าที่ถ่ายเทได้สูงสุดทางทฤษฎี ($Q_a / Q_{\max}$) จากภาพ 15 พบว่า ในกรณีมุมปะทะต่ำในช่วง 15° และ 30° ค่าประสิทธิภาพมีแนวโน้มสูง โดยเฉพาะเมื่อใช้ระยะห่างแผ่นครีป 1 mm ซึ่งให้ค่า ε ใกล้เคียง 1.0 ซึ่งสอดคล้องกับงานทดลองของ Du et al. (2014) ที่ศึกษาผลกระทบของมุมปะทะต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ finned oval-tube โดยพบว่า การปรับมุมปะทะ สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนได้เมื่อเทียบกับกรณีมุมปะทะ 90° ทั้งนี้ความแตกต่างของผลลัพธ์ขึ้นอยู่กับรูปแบบและโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อย่างไรก็ตาม ในกรณีมุมปะทะ 90° แม้จะมีค่า Q และ h สูงที่สุด แต่แนวโน้มของค่าประสิทธิภาพลดลงเมื่อเพิ่มความดันของอากาศอัด เช่นเดียวกันกับกรณีมุมปะทะ 45° แม้ว่าจะมีการกระจายพลังงานความปั่นป่วนครอบคลุมทั่วทั้งช่องการไหล (ภาพ 10) กลับให้ค่าประสิทธิภาพโดยรวมต่ำกว่ากรณี 15° และ 30° เนื่องจากความต่างอุณหภูมิเริ่มต้นระหว่างอากาศอัดและอากาศหล่อเย็นมีค่าสูงขึ้น ($T_{c,in} = 300$ K) ส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดทางทฤษฎี ($Q_{\max}$) สูงขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบกับ Q ที่เพิ่มขึ้นไม่สัมพันธ์กัน จึงทำให้ค่าประสิทธิภาพลดลง

ในทางกลับกัน กรณีมุม 15° – 30° แม้ Q จะต่ำกว่า แต่เนื่องจากค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดทางทฤษฎีก็ต่ำกว่าเช่นกัน จึงทำให้ค่าประสิทธิภาพสูงกว่า ซึ่งสอดคล้องกับแนวคิดเรื่อง “การลู่เข้าสู่จุดอิมิตัวของการถ่ายเทพลังงาน” (asymptotic performance) กล่าวคือ เมื่อระบบมีอัตราการแลกเปลี่ยนพลังงานถึงระดับหนึ่ง การปรับเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนหรือแรงปะทะต่อไปจะไม่ส่งผลกับการถ่ายเทความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ (Wang et al., 2001)

จากผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่า การติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์แบบวี-เมาท์ โดยเป็นการทำมุมปะทะกับกระแสน้ำอากาศต่าง ๆ มีผลต่อสมรรถนะการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งสามารถนำไป

ประกอบการออกแบบและปรับปรุงระบบระบายความร้อนสำหรับเครื่องยนต์โรตารีที่มีการผลิตความร้อนสูง นอกจากนี้ การใช้แบบจำลองหลายสเกลร่วมกับสื่อพจนยังสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่น ๆ ซึ่งช่วยลดภาระในการคำนวณเชิงตัวเลขแต่คงความแม่นยำของผลลัพธ์ได้ และสามารถนำไปใช้ต่อยอด โดยการศึกษาพารามิเตอร์ของแบบจำลองสื่อพจนให้ครอบคลุมรูปแบบครีปที่หลากหลายขึ้น รวมถึงทดสอบในการใช้งานจริงในเชิงอุตสาหกรรมต่อไป

สรุป

การใช้แบบจำลองหลายสเกลร่วมกับสื่อพจนในงานวิจัยนี้แสดงถึง ความสามารถในการลดความซับซ้อนของแบบจำลองอินเตอร์คูลเลอร์ โดยไม่สูญเสียความแม่นยำในการคำนวณ ซึ่งสามารถทำนายพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนได้แม่นยำมาก โดยเฉพาะในกรณีที่แบบจำลองความหนาแน่นสูงหรือช่องของแผ่นครีปที่มีระยะแคบกว่า

ในส่วนพฤติกรรมการไหล การเปลี่ยนแปลงของมุมปะทะของกระแสน้ำอากาศส่งผลต่อการกระจายตัวของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน ความดันตกคร่อม และปริมาณอากาศหล่อเย็นที่ไหลผ่านอินเตอร์คูลเลอร์ โดยพบว่ามุมที่สูงขึ้นทำให้แรงต้านการไหลเพิ่มขึ้น ในกรณีมุม 90° การไหลเป็นการปะทะตรง โดยไม่ก่อให้เกิดการหมุนวนและการกระจายความปั่นป่วนเข้าไปในช่องครีปอย่างทั่วถึง ในขณะที่มุม 30° – 45° ทำให้เกิดการหมุนวนของอากาศครอบคลุมทั่วช่องการไหล ซึ่งช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อเทียบกับกรณีมุม 90°

สำหรับด้านสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามมุมปะทะ โดยให้ค่าสูงสุดที่ 78.29 kW ในกรณีมุม 90° อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาค่าประสิทธิภาพพบว่า มุม 15° ให้ค่าสูงสุดถึง 0.97 ขณะที่มุม 90° ให้ค่าต่ำสุดที่ 0.69 จากการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นเพิ่มขึ้นไม่สอดคล้องกับอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดทางทฤษฎี ทำให้ประสิทธิภาพลดลง



References

- Bell, C. (1997). *Maximum Boost: Designing, installing and tuning turbocharger systems*. Bentley Publishers.
- Çetin, B., Güler, K. G., & Aksel, M. H. (2017). Computational modeling of vehicle radiators using porous medium approach. In S. Murshed & M. L. Matos Lopes (Eds.), *Heat Exchangers – Design, Experiment and Simulation* (pp.1-10). InTechOpen. <https://doi.org/10.5772/66281>
- Du, X. P., Zeng, M., Dong, Z. Y., & Wang, Q. W. (2014). Experimental study of the effect of air inlet angle on the air-side performance for cross-flow finned oval-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 52, 146–155. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.09.005>
- Gao, J., Chen, H., Tian, G., Ma, C., & Zhu, F. (2019). An analysis of energy flow in a turbocharged diesel engine of a heavy truck and potentials of improving fuel economy and reducing exhaust emissions. *Energy Conversion and Management*, 184, 456–465. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.01.053>
- HKS Co., Ltd. (2008). *Intercooler kit installation manual: Mazda RX-7 FD3S, engine 13B-REW (Part No. 13001-AZ004)*. HKS Co., Ltd.
- Huang, Y., Liu, Z., Lu, G., & Yu, X. (2014). Multi-scale thermal analysis approach for the typical heat exchanger in automotive cooling systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 59, 75–87. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.022>
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2006). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.). John Wiley & Sons.
- Jones, W. P., & Launder, B. E. (1972). The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, 301–314. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90076-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90076-2)
- Jouhara, H., Almahmoud, S., Brough, D., Guichet, V., Delpech, B., Chauhan, A., Ahmad, L., & Serey, N. (2021). Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger. *Energy*, 219, 119624. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119624>
- Kim, G. W., Lim, H. M., & Rhee, G. H. (2016). Numerical studies of heat transfer enhancement by cross-cut flow control in wavy fin heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96, 110–117. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.023>
- Kim, M., Baik, Y.-J., Park, S.-R., Ra, H.-S., & Lim, H. (2010). Experimental study on corrugated cross-flow air-cooled plate heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(8), 1265–1272. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.05.007>
- Lee, M., Park, G., Park, C., & Kim, C. (2020). Improvement of grid independence test for computational fluid dynamics model of building based on grid resolution. *Advances in Civil Engineering*, 2020, 8827936, 1–11. <https://doi.org/10.1155/2020/8827936>
- Li, J., Han, Z., Liu, W., Wang, T., & Chang, H. (2025a). Study on the effect of the porous media equivalent particulate fouling model on heat transfer performance in heat exchanger channels. *Applied Thermal Engineering*, 266, 125709. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125709>

- Li, P., Pan, J., Fan, B., Qin, M., Nauman, M., & Yang, W. (2025b). Effects of injection timing and rotating speed on combustion and emissions in an Ammonia/Hydrogen rotary engine. *Applied Thermal Engineering*, 262, 125172. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.125172>
- Li, Z.-z., Ding, Y.-d., Liao, Q., Cheng, M., & Zhu, X. (2021). An approach based on the porous media model for numerical simulation of 3D finned-tubes heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 173, 121226. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121226>
- Liu, Z., Sun, M., Huang, Y., Li, K., & Wang, C. (2020). Investigation of heat transfer characteristics of high-altitude intercooler for piston aero-engine based on multi-scale coupling method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 119898. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119898>
- Liu, Z., Sun, M., Huang, Y., Li, K., & Xiao, M. (2022). Performance of parallel plate-fin heat exchanger for piston aero-engines with front-placed guide plate at high altitude. *Applied Thermal Engineering*, 214, 118829. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118829>
- Musto, M., Lippolis, A., Colangelo, G., & Laforgia, D. (2016). A simplified methodology to simulate a heat exchanger in an aircraft's oil cooler by means of a porous media model. *Applied Thermal Engineering*, 106, 747–757. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.147>
- Park, D. H., Lee, D. B., Seo, E. R., & Park, Y. J. (2016). Study on the heat transfer and fluid flow characteristics in V-shaped corrugated composite fin. *Applied Thermal Engineering*, 102, 293–301. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.047>
- Patankar, S. V., & Spalding, D. B. (1972). *A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows*. Imperial College of Science and Technology.
- Tey, W.-Y., Asako, Y., Che Sidik, N. A., & Goh, R.-Z. (2017). Governing equations in computational fluid dynamics: Derivations and a recent review. *Progress in Energy and Environment*, 1, 1–19. <https://www.akademibaru.com/submit/index.php/progee/article/view/1026>
- Wang, C. C., Chi, K. Y., & Chang, C. J. (2001). A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(17), 3565–3573. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00011-4](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00011-4)
- Whitaker, S. (1986). Flow in porous media I: A theoretical derivation of Darcy's law. *Transport in Porous Media*, 1, 3–25. <https://doi.org/10.1007/BF01036523>
- Zhang, Q., Qin, S., & Ma, R. (2016). Simulation and experimental investigation of the wavy fin-and-tube intercooler. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 32–40. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.04.003>

