

การจำลองเชิงตัวเลขรูปแบบและตำแหน่งการไหลของอากาศที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์
กังหันก๊าซขนาดเล็ก

Numerical Simulation of the Air Flow Pattern and Position Entering
the Combustor of a Micro Gas Turbine Engine

นิวัฒน์ สุขสาม¹ ทรงธรรม เหล่าสุวรรณ^{2*} เกษมศิลป์ อ่อนทอง³ และกิตติภาส วสินารมย์⁴
Niwat Suksam¹ Songtam Laosuwan^{2*} Kasemsil Onthong³ and Kittipass Wasinarom⁴

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี นครปฐม 73170

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและเมคคาทรอนิกส์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน กรุงเทพมหานคร 10330

³ ภาควิชาครุศาสตร์เครื่องกล คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
กรุงเทพมหานคร 10800

⁴ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520
¹Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Rattanakosin,
Nakhon Pathom 73170

²Mechanical and Mechatronic Engineering, Faculty of Engineering, Pathumwan Institute of Technology, Bangkok 10330

³Teacher Training in Mechanical Engineering, Faculty of Technical Education,
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800

⁴Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520

¹Corresponding author: Tel.: 08-72258156. E-mail address: songtam@pit.ac.th

Received: 25 July 2024, Revised: 14 November 2024, Accepted: 17 November 2024, Published online: 30 December 2024

Abstract

The aim of this study is to investigate the impact of different air inlet patterns and locations on combustion within a micro gas turbine combustor. Utilizing the commercial computational fluid dynamics software, Ansys Fluent 2024 R1, three distinct scenarios: 1) a straight flow inlet positioned at the front of the combustor, 2) a tangential inlet situated at the front (inducing swirling flow), and 3) a tangential inlet positioned in the middle of the combustor were examined. Propane was supplied at 50 kW with an equivalent ratio of 0.3 for all scenarios. The findings indicated similar amount of air distribution pass through the swirl vanes for the first and second cases which were 15% and 16% respectively, whereas the third case showed significantly less air distribution passing through the swirl vanes of 9%. Furthermore, the first scenario exhibited the most consistent temperature and gas species distribution within the combustor.

Keywords: Flow pattern, Combustor, Micro gas turbine engine, Computational fluid dynamics

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาผลของรูปแบบและตำแหน่งทางเข้าของอากาศที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ด้วยวิธีการจำลองทางด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยโปรแกรม Ansys Fluent 2024 R1 รูปแบบและตำแหน่งทางเข้าของอากาศที่ทำการศึกษามีสามรูปแบบดังนี้ ไหลตรงเข้าสู่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้, ไหลในแนวสัมผัสเข้าที่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ และไหลในแนวสัมผัสเข้าที่ตรงกลางของห้องเผาไหม้ ที่สภาวะอัตราทางความร้อนของเชื้อเพลิงโพเทนที่ป้อนเข้า 50 kW และอัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.3 จากผลการจำลองพบว่ารูปแบบการไหลตรงเข้าสู่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ และไหลในแนวสัมผัสเข้าที่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ มีอากาศที่ไหลเข้าสู่ไบบิตเพื่อให้เกิดการไหลหมุนควงใกล้เคียงกันที่ 15% และ 16% ตามลำดับ แต่สำหรับการไหลในแนวสัมผัสเข้าที่ตรงกลางของห้องเผาไหม้มีค่าเพียง 9% สำหรับการกระจายตัวของอุณหภูมิและองค์ประกอบของก๊าซภายในห้องเผาไหม้ การไหลตรงเข้าสู่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้นั้นสม่ำเสมอมากที่สุด เนื่องจากการไหลของอากาศที่เข้าสู่บริเวณต่าง ๆ ของห้องเผาไหม้นั้นมีความสม่ำเสมอ

คำสำคัญ: รูปแบบการไหล, ห้องเผาไหม้, เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก, พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

บทนำ

ในปัจจุบันพลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลมีปริมาณลดลงทำให้ราคาเชื้อเพลิงฟอสซิลเพิ่มสูงขึ้น และการใส่ใจต่อสิ่งแวดล้อมในปัจจุบันเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากมนุษย์ได้รับผลกระทบอย่างชัดเจนจากการเปลี่ยนแปลงของสิ่งแวดล้อมอันมีส่วนมาจากมลภาวะจากการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล ระบบพลังงานแบบกระจาย (distributed energy systems, DES) สามารถช่วยให้การใช้พลังงานมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นและช่วยลดมลภาวะต่อสิ่งแวดล้อมได้ [1] เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่มีกำลังอยู่ในช่วง 3-300 kW ได้มีการใช้งานแพร่หลายในระบบพลังงานแบบกระจาย และระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อน (combined heat and power, CHP) [2] เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กมีขนาดกะทัดรัด น้ำหนักเบา ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งและบำรุงรักษาต่ำ และปลดปล่อยมลพิษต่ำ ทำให้ได้รับความสนใจสำหรับใช้เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าในระบบผลิตกำลังไฟฟ้าแบบกระจาย ในปัจจุบันเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กสามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลากหลาย ตั้งแต่เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนสูง เช่น ก๊าซธรรมชาติและก๊าซปิโตรเลียมเหลว ไปจนถึงเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำ เช่น ก๊าซชีวภาพและก๊าซชีวมวล [3]

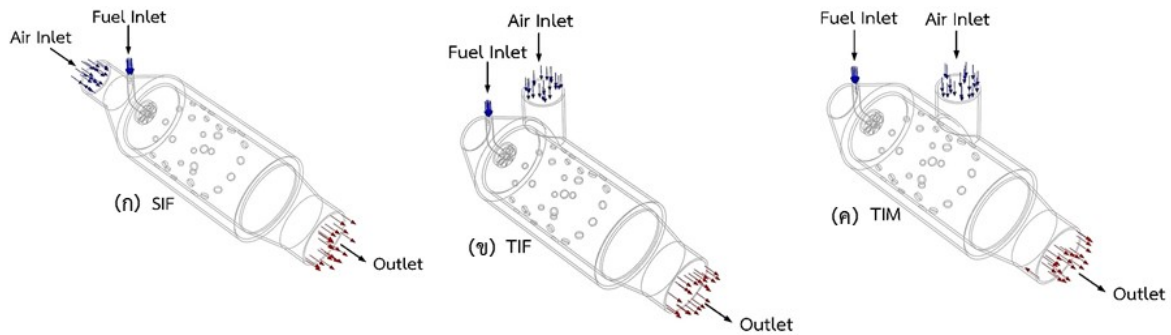
สำหรับการนำตัวอัดบรรจุอากาศเทอร์โบของรถยนต์ มาเป็นคอมเพรสเซอร์และกังหันของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กนั้นมีความน่าสนใจเนื่องจากสามารถหาได้ง่ายและต้นทุนต่ำ [4] ที่ผ่านมามีงานวิจัยของ บุญท่ม ชนะพันธ์ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ [5] ได้ศึกษาถึงลักษณะห้องเผาไหม้ชั้นใน (liner), คอมเพรสเซอร์ และกังหัน สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก จากผลการศึกษาพบว่าห้องเผาไหม้ชั้นในที่มีพื้นที่รู้ในช่วงการเผาไหม้บริเวณปฐมภูมิ (primary-zone), บริเวณทุติยภูมิ (secondary zone) และบริเวณเจือจาง (dilution zone) เท่ากับ 11%, 31.6% และ 57.4% ตามลำดับ นั้นมีความเหมาะสม สำหรับคอมเพรสเซอร์ควรเลือกใช้ที่มีค่า A/R สูง ส่วนกังหันควรเลือกใช้ที่มีค่า A/R ต่ำ จากการจำลองพบว่าคอมเพรสเซอร์รุ่น GT3582R และกังหันรุ่น GT4508R ให้ประสิทธิภาพสูงสุดที่ 9.39% กิตติภาส วศิ-นารมณ และ จารูวัตร เจริญสุข [6] ได้ศึกษาโดยการจำลองเชิงตัวเลขของห้องเผาไหม้ในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กขนาด 200 kW ใช้เชื้อเพลิงก๊าซโพเทนที่มีอัตราการไหล 0.0147 kg/s อากาศที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้มีอัตราการไหล 1.33 kg/s และอุณหภูมิ 737 K และความดันที่ทางออกจากห้องเผาไหม้อยู่ที่ 4 atm จากผลการจำลองที่ใช้ปฏิบัติการเผาไหม้หนึ่งชั้น

พบว่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกจากห้องเผาไหม้เท่ากับ 1201 K ซึ่งใกล้เคียงกับค่าที่ได้ออกแบบไว้ สำหรับกรณีที่ใช้ปฏิกิริยาเคมีสองขั้นนั้น พบว่าเชื้อเพลิงสามารถเผาไหม้หมดภายในบริเวณปฐมภูมิ แต่มีความเข้มข้นของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ทางออก 230 ppm และมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ 90% Van der Merwe และคณะ [7] ได้ศึกษาการนำตัวอัดบรรจุอากาศเทอร์โบมาเป็นเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก โดยการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์ที่มีสองกังหันที่ต่อขนานกัน คือกังหันตัวแรกใช้ในการขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ และกังหันตัวที่สองใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า กังหันตัวที่สองนี้มีทั้งแบบอุณหภูมิต่ำและแบบอุณหภูมิสูง พวกเขามีการศึกษาทั้งแบบติดตั้งและไม่ติดตั้งรี-คูเพอเรเตอร์ และศึกษาทั้งแบบพิจารณาและไม่พิจารณาการสูญเสียความดัน จากผลการจำลองของพวกเขาพบว่าเมื่อติดตั้งรี-คูเพอเรเตอร์และพิจารณาการสูญเสียความดันนั้น กรณีกังหันตัวที่สองที่มีอุณหภูมิต่ำให้ผลประสิทธิภาพที่ดีกว่ากังหันตัวที่สองที่มีอุณหภูมิสูง Silva และ Lacava [8] ได้นำเสนอแนวคิดในการออกแบบห้องเผาไหม้แบบไหลย้อนกลับของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ที่พัฒนาจากตัวอัดบรรจุอากาศเทอร์โบของรถยนต์ พวกเขาเริ่มต้นจากการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบ โดยมีพื้นฐานจากแผนภาพสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์และสมรรถนะของห้องเผาไหม้ที่ต้องการ ซึ่งนำไปใช้ในขั้นตอนการออกแบบ และพวกเขาได้แสดงค่าขนาดของห้องเผาไหม้ที่คำนวณได้ He และ Kim [9] ได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขเพื่อออกแบบรูหัวฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก พวกเขาได้มีการออกแบบรูหัวฉีดให้มีรูปร่างที่แตกต่างกันสี่แบบ โดยเปรียบเทียบพารามิเตอร์สามค่า ได้แก่ การแทรกซึม การแพร่ และปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดออกไป จากการวิเคราะห์ผลของรูหัวฉีดทั้งสี่แบบ พบว่ารูของหัวฉีดที่มีลักษณะโค้งมนที่ทางเข้านั้นมีลักษณะการฉีดที่ดีที่สุด สำหรับการผสมกันที่ดีของก๊าซในห้องเผาไหม้ และโดยเฉพาะอัตราการไหลเชิงปริมาตรของเชื้อเพลิงที่ฉีดออกไปเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้กำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นมากกว่า 5%

ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กขึ้นอยู่กับการจัดสรรปริมาณอากาศที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของห้องเผาไหม้และลักษณะการไหล การศึกษาการไหลและการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้จึงมีความสำคัญ เพื่อช่วยในการออกแบบห้องเผาไหม้สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของรูปแบบและตำแหน่งทางเข้าของอากาศที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ซึ่งมีงานวิจัยจำนวนน้อยที่นำเสนอหัวข้อนี้โดยเฉพาะ

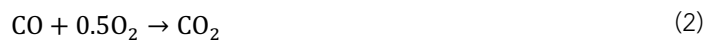
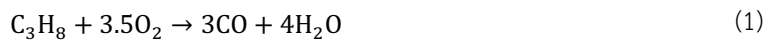
วิธีการวิจัย

การจำลองเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาผลของรูปแบบและตำแหน่งทางเข้าของอากาศที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์นั้น แบบจำลองห้องเผาไหม้แสดงในภาพที่ 1 มีลักษณะเป็นทรงกระบอก รูปแบบและตำแหน่งทางเข้าของอากาศที่ทำการศึกษา มีสามรูปแบบดังนี้ อากาศไหลตรงเข้าสู่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ (straight flow inlet positioned at the front, SIF), อากาศไหลเข้าในแนวสัมผัสที่ตรงกลางของห้องเผาไหม้ (tangential flow inlet positioned at the front, TIF) และอากาศไหลเข้าในแนวสัมผัสที่ตรงกลางของห้องเผาไหม้ (tangential flow inlet positioned at the middle, TIM) มีหัวฉีดเชื้อเพลิงก๊าซโพรเพนที่อยู่ตรงกลางด้านหน้าของห้องเผาไหม้ซึ่งมีรูหัวฉีดหก รู อากาศที่ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ชั้นนอก จะกระจายแบ่งการไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ชั้นในออกเป็นสี่ส่วน คืออากาศไหลเข้าผ่านใบพัด (swirler) เพื่อทำให้เกิดการไหลหมุนควง ที่มีหัวฉีดเชื้อเพลิงอยู่ตรงกลาง อากาศไหลเข้าบริเวณปฐมภูมิผ่านรูอากาศจำนวน 12 รู ที่อยู่รอบห้องเผาไหม้ชั้นในใกล้กับด้านหน้าของห้องเผาไหม้ ถัดมาอากาศไหลเข้าบริเวณทุติยภูมิผ่านรูอากาศจำนวนแปดรู และอากาศไหลเข้าบริเวณเจ็จจางผ่านรูอากาศสำหรับเจ็จจางอุณหภูมิให้ลดต่ำลงจำนวน 12 รู ที่อยู่ใกล้กับด้านหลังของห้องเผาไหม้



ภาพที่ 1 แบบจำลองทั้งสามกรณี ก) SIF อากาศไหลตรงเข้าสู่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้, ข) TIF อากาศไหลเข้าในแนวสัมผัสที่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ และ ค) TIM อากาศไหลเข้าในแนวสัมผัสที่ตรงกลางของห้องเผาไหม้

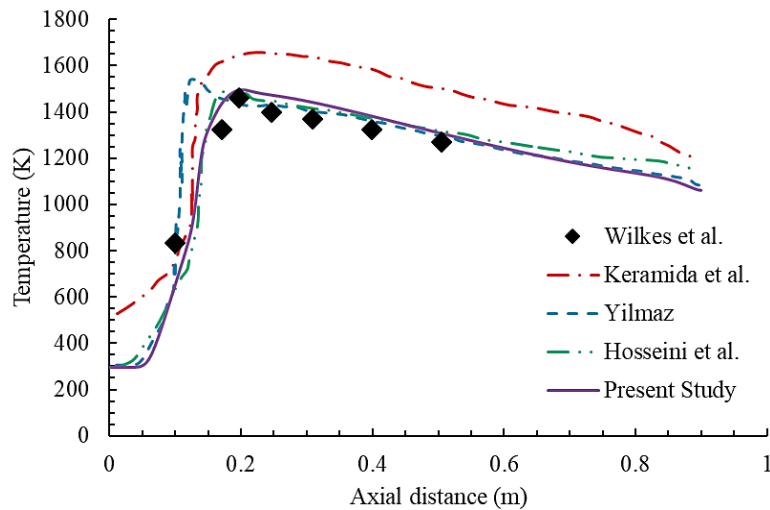
ห้องเผาไหม้นี้ทำงานที่สภาวะอัตราทางความร้อนของเชื้อเพลิงโพรเพนที่ป้อนเข้า 50 kW และอัตราส่วนผสมเท่ากับ 0.3 อากาศไหลเข้ามาที่อัตราส่วนความดัน 1.5 ต่อ 1 โดยในการจำลองเป็นแบบคงตัว กำหนดภาวะความดัน (operating pressure) อยู่ที่ 151987.5 Pa (1.5 atm) การจำลองเชิงตัวเลขในงานนี้ใช้โปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ Ansys Fluent 2024 R1 ขอบเขตของการคำนวณหัวเผาและห้องเผาไหม้เป็นแบบสามมิติดังแสดงในภาพที่ 1 การจำลองการไหลเป็นแบบ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) โดยใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน realizable k-epsilon model การแผ่รังสีความร้อนใช้แบบจำลอง P1 สำหรับค่าการนำความร้อนของก๊าซใช้แบบจำลอง weighted sum of gray gas model (WSGGM) การเผาไหม้ใช้แบบจำลอง eddy dissipation ที่มีปฏิกิริยาเคมีของการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซโพรเพนแบบสองขั้น (2-step global reaction) ดังแสดงในสมการที่ 1 และ 2 สำหรับขอบเขตของการจำลองในทุกกรณีศึกษาแสดงในตารางที่ 1



ตารางที่ 2 เงื่อนไขที่ขอบเขตของการจำลอง

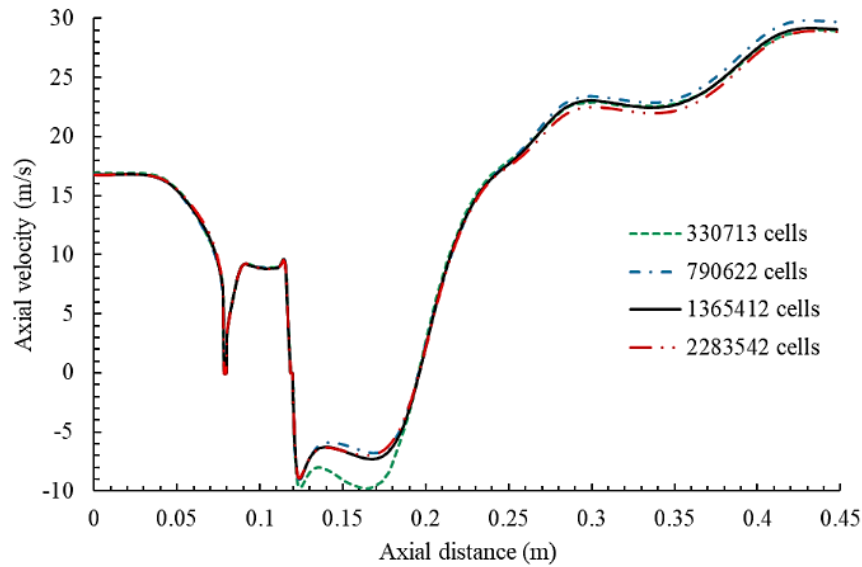
ขอบเขต	เงื่อนไข
ทางเข้าของอากาศ	อัตราการไหลเชิงมวล 0.05652 kg/s อุณหภูมิ 318 K สัดส่วนเชิงโมลของออกซิเจน 0.21 สัดส่วนเชิงโมลของไนโตรเจน 0.79
ทางเข้าของเชื้อเพลิง	อัตราการไหลเชิงมวล 0.001085 kg/s อุณหภูมิ 298.15 K สัดส่วนเชิงโมลของโพรเพน 1
ผนังห้องเผาไหม้	อุณหภูมิ 373 K สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน 0.7
ทางออกของไอเสีย	ความดันเกจ 0 Pa

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง จึงได้ทำการเปรียบเทียบผลการจำลองกับผลการทดลองของห้องเผาไหม้ที่มีกรไหลหมุนควงจากงานของ Wilkes และคณะ [10] และผลการจำลองของ Keramida และคณะ [11], Yilmaz [12] และ Hosseini และคณะ [13] ผลการเปรียบเทียบแสดงในภาพที่ 2 ซึ่งผลของอุณหภูมินั้น ให้ผลที่สอดคล้องและใกล้เคียงกับผลการทดลองและผลการจำลองจากงานวิจัยดังกล่าว



ภาพที่ 2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

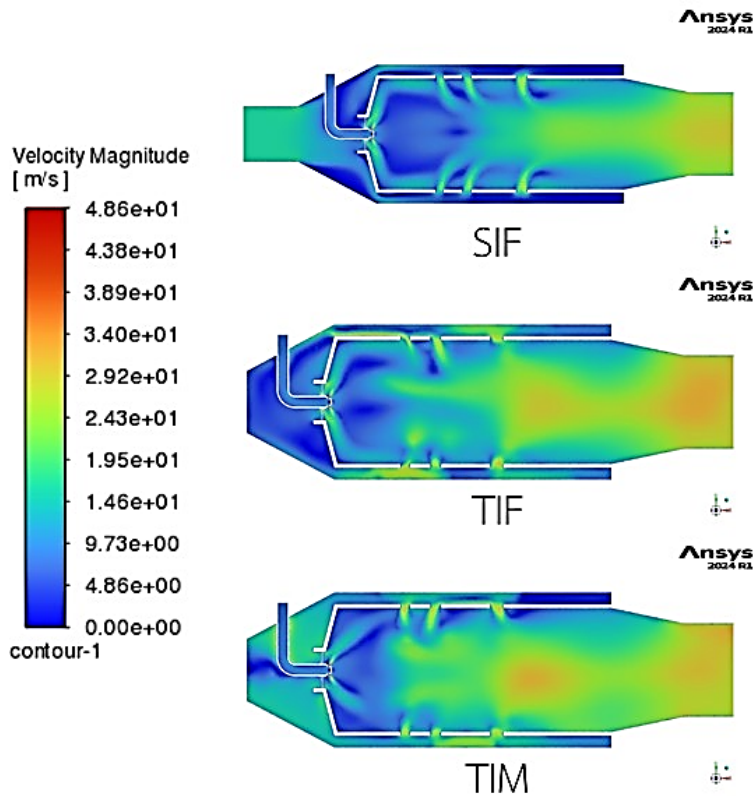
การตรวจสอบจำนวนเมช (mesh) ที่เหมาะสม สำหรับการจำลองเชิงตัวเลขในครั้งนี้ได้ใช้เมชแบบหลายเหลี่ยม (polyhedral meshes) โดยทำการทดสอบกับห้องเผาไหม้กรณี SIF โดยสร้างเมชขึ้นสี่ขนาดคือ 330713 cells, 790622 cells, 1365412 cells และ 2283542 cells จากผลการจำลองความเร็วในแนวแกนตามแนวเส้นศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ที่ได้จากเมชแต่ละขนาดดังแสดงในภาพที่ 3 พบว่าผลของขนาดเมช 330713 cells กับเมชขนาด 790622 cells นั้น ความเร็วในแนวแกนมีการเปลี่ยนแปลงอย่างชัดเจน โดยเฉพาะที่ตำแหน่ง 0.12-0.19 m แต่เมื่อเพิ่มขนาดเมชจาก 1365412 cells เป็น 2283542 cells พบว่าความเร็วในแนวแกนมีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก ดังนั้นในการจำลองเชิงตัวเลขในงานนี้ กรณี SIF จึงเลือกใช้เมชขนาด 1365412 cells เพื่อให้ผลการจำลองที่ถูกต้องและประหยัดทรัพยากรคอมพิวเตอร์และเวลาในการคำนวณ สำหรับการสร้างเมชในกรณี TIF และ TIM ก็ใช้แบบเดียวกับกรณี SIF แต่เนื่องจากรูปแบบและตำแหน่งทางเข้าของห้องเผาไหม้ที่แตกต่างกันทำให้กรณี TIF และ TIM มีขนาดของเมชเท่ากับ 1382733 cells และ 1378163 cells ตามลำดับ ซึ่งแตกต่างจากกรณี SIF เล็กน้อย



ภาพที่ 3 ขนาดของเมชต่อความเร็วในแนวแกน

ผลการวิจัยและอภิปรายผลการวิจัย

จากภาพที่ 4 พบว่าขนาดของความเร็วภายในห้องเผาไหม้ชั้นในของกรณี SIF มีลักษณะสมมาตรรอบแกนกลางของห้องเผาไหม้ ลักษณะความเร็วหลังออกจากใบพัดในกรณี SIF และ TIF นั้นคล้ายกัน แต่กรณี TIM มุมของความเร็วที่ไหลเข้าเหวี่ยงกระจายออกน้อยกว่า หรือมีการไหลหมุนควงต่ำกว่า สอดคล้องกับการกระจายอัตราการไหลที่แสดงในตารางที่ 2 ที่พบว่ากรณี SIF และ TIF มีอัตราการไหลกระจายไปแต่ละบริเวณของห้องเผาไหม้ชั้นในใกล้เคียงกัน แต่กรณี TIM ตรงตำแหน่งหลังการไหลผ่านใบพัดพบว่ามีการกระจายมวลอากาศคิดเป็น 9% ของอากาศทั้งหมดที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ซึ่งน้อยกว่ากรณี SIF และ TIF ที่มีค่า 15% และ 16% ตามลำดับ สำหรับกรณี TIF มากกว่ากรณี SIF อยู่เล็กน้อย เนื่องจากกรณี TIF อากาศไหลเข้าห้องเผาไหม้ชั้นนอกแบบหมุนควงโดยมีทิศทางการหมุนควงสอดคล้องกับใบพัด แต่อากาศไหลเข้าห้องเผาไหม้ชั้นในไม่สม่ำเสมอ ต่างจากกรณี SIF ที่อากาศไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ชั้นนอกโดยไม่มีการหมุนควงแต่มีการกระจายการไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ชั้นในที่สม่ำเสมอ ทำให้กรณี SIF มีความเร็วของการไหลย้อนกลับที่บริเวณปฐมภูมิสูงถึง 9.24 m/s ซึ่งสูงกว่ากรณี TIF ส่วนกรณี TIM มีการไหลย้อนกลับต่ำที่สุด สำหรับมวลอากาศที่ไหลผ่านรูปปฐมภูมิของห้องเผาไหม้ทั้งหมดนั้นกรณี SIF และ TIF อยู่ที่ 20% และ 19% ตามลำดับ สำหรับกรณี TIM มีค่ามากที่สุดที่ 23% ซึ่งจากการคำนวณพบว่ามวลรวมของอากาศที่ผ่านใบพัด ในส่วนหน้าของห้องเผาไหม้ชั้นในรวมกับมวลอากาศที่ไหลผ่านรูอากาศปฐมภูมิมิค่าสูงกว่ามวลอากาศที่ต้องการเพื่อให้เกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่สมบูรณ์ (stoichiometric air) สำหรับมวลอากาศที่เข้ารูอากาศทุติยภูมิ กรณี SIF อยู่ที่ 19% และกรณี TIF กับ TIM มีค่าเท่ากันอยู่ที่ 18% สำหรับอากาศที่ไหลเข้าที่รูอากาศเจือจาง (dilution hole) ที่ส่วนท้ายสุดของห้องเผาไหม้ พบว่ากรณี TIM มีสัดส่วนมวลอากาศไหลผ่านมากที่สุดอยู่ที่ 50% เนื่องจากช่องทางเข้าอากาศอยู่ใกล้กับรูอากาศเจือจางมากกว่ากรณี SIF และ TIF ซึ่งพบว่ามีสัดส่วนมวลอากาศไหลผ่านอยู่ที่ 46% และ 47% ตามลำดับ และเห็นได้ว่าความเร็วอากาศที่ไหลผ่านรูอากาศเจือจางในกรณี TIM มีความเร็วสูงกว่ากรณี SIF และ TIF สำหรับค่าความดันตกคร่อมระหว่างทางเข้าอากาศกับทางออกพบว่ากรณี SIF, TIF และ TIM มีค่าอยู่ที่ 480 Pa, 1148 Pa และ 1094 Pa ตามลำดับ เหตุผลที่กรณี SIF มีความดันตกคร่อมต่ำที่สุดเนื่องจากเป็นการไหลตรงจึงมีการสูญเสียพลังงานในการไหลต่ำ สำหรับกรณี TIF และ TIM มีความดันตกคร่อมใกล้เคียงกันแต่สูงกว่ากรณี SIF มากกว่าสองเท่า เนื่องจากเป็นการไหลเข้าแบบหมุนควงรอบห้องเผาไหม้ชั้นใน ทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากกว่า



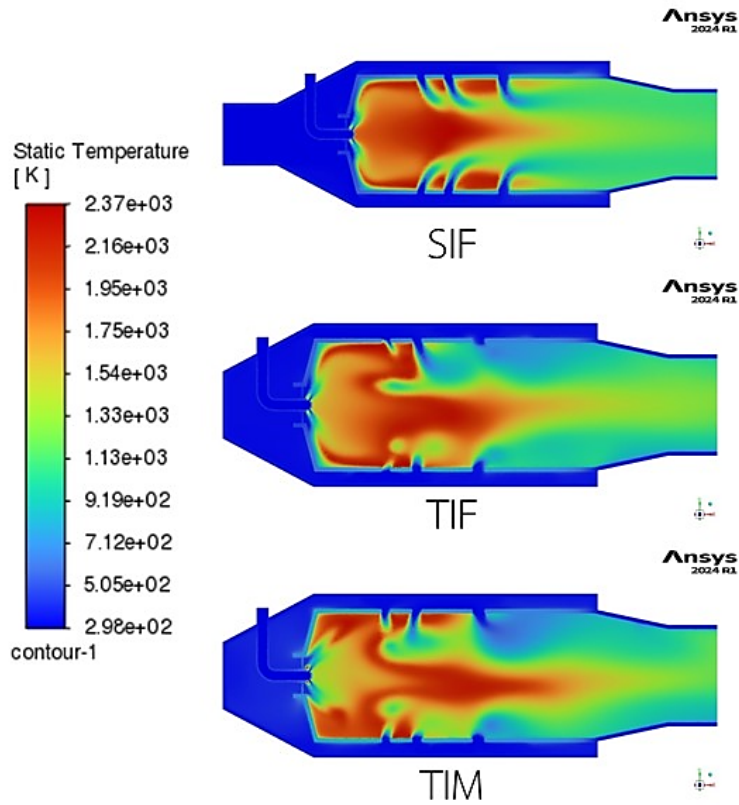
ภาพที่ 4 ขนาดของความเร็วภายในห้องเผาไหม้แต่ละแบบ

ตารางที่ 2 อัตราการไหลเชิงมวลและเปอร์เซ็นต์ของอากาศที่ไหลผ่านแต่ละช่องทางเข้าสู่ห้องเผาไหม้ชั้นใน

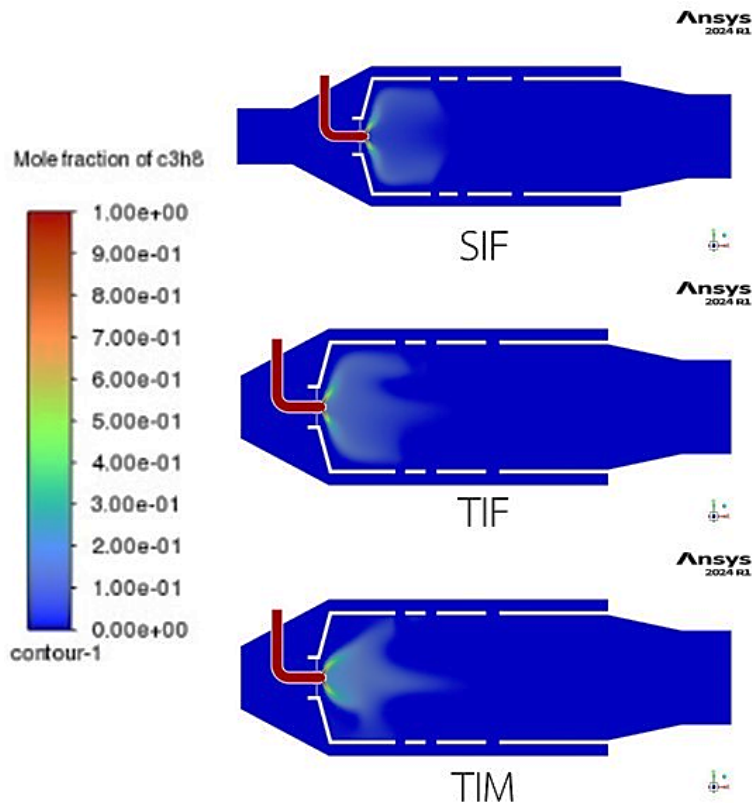
ช่องทางเข้า	ไหลตรงเข้าสู่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ (SIF)	ไหลในแนวสัมผัสที่ด้านหน้าของห้องเผาไหม้ (TIF)	ไหลในแนวสัมผัสที่ตรงกลางของห้องเผาไหม้ (TIM)
Swirl air	0.00845 kg/s (15%)	0.00888 kg/s (16%)	0.00508 kg/s (9%)
Primary air	0.01126 kg/s (20%)	0.01088 kg/s (19%)	0.01294 kg/s (23%)
Secondary air	0.01054 kg/s (19%)	0.01014 kg/s (18%)	0.01010 kg/s (18%)
Dilution air	0.02627 kg/s (46%)	0.02662 kg/s (47%)	0.02840 kg/s (50%)

จากภาพที่ 5 เห็นได้ว่ากรณี SIF อุณหภูมิของก๊าซในบริเวณปฐมภูมิมีการกระจายตัวสม่ำเสมอ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TIF และ TIM เนื่องจากการไหลหมุนวนและการไหลย้อนกลับเข้าสู่หัวเผาได้มากกว่ากรณีอื่น อุณหภูมิของก๊าซที่แกนกลางของบริเวณทุติยภูมิในกรณี SIF มีอุณหภูมิสูงถึง 2325 K ซึ่งสูงกว่ากรณี TIF และ TIM สำหรับกรณี TIM มีอุณหภูมิต่ำที่บริเวณปฐมภูมิเนื่องจากอากาศที่ไหลผ่านใบพัดมีสัดส่วนน้อยจึงทำให้การไหลย้อนกลับมาที่หัวเผาค่า การเผาไหม้ที่ปลดปล่อยความร้อนออกมาจึงเกิดขึ้นห่างออกไปจากหัวเผา อุณหภูมิการเผาไหม้ที่ทางออกจากห้องเผาไหม้ในกรณี TIM จึงสูงกว่ากรณีอื่นโดยเห็นได้ว่าอุณหภูมิสูงบริเวณแกนกลางของห้องเผาไหม้ สำหรับในกรณี SIF อุณหภูมิลดต่ำลงเมื่อการไหลผ่านบริเวณรูทางเข้าของอากาศเจือจางไปเล็กน้อย ถึงแม้ว่ากรณี SIF จะมีอากาศที่ไหลเข้ามาที่รูอากาศบริเวณเจือจางน้อยกว่ากรณี TIF และ TIM สำหรับกรณี TIF อุณหภูมิของก๊าซลดต่ำลงเมื่อไหลผ่านบริเวณรูทางเข้าอากาศเจือจางไปเป็นระยะที่มากกว่ากรณี SIF ส่วนกรณี TIM อุณหภูมิของก๊าซลดลงเมื่อการไหลต้องไ้ระยะทางเกือบถึงทางออกจากห้องเผาไหม้ ถึงแม้ว่าจะมีปริมาณอากาศที่ไหลเข้าบริเวณเจือจางมากกว่ากรณีอื่น แต่การเผาไหม้ในกรณี TIM นี้ยังเกิดขึ้นที่ปลายของบริเวณทุติย

ภูมิ จากสาเหตุดังกล่าวทำให้อุณหภูมิสูงสุดของก๊าซที่ทางออกของกรณี SIF, TIF และ TIM มีค่าเท่ากับ 1176 K, 1291 K และ 1361 K ตามลำดับ



ภาพที่ 5 การกระจายอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้แต่ละแบบ

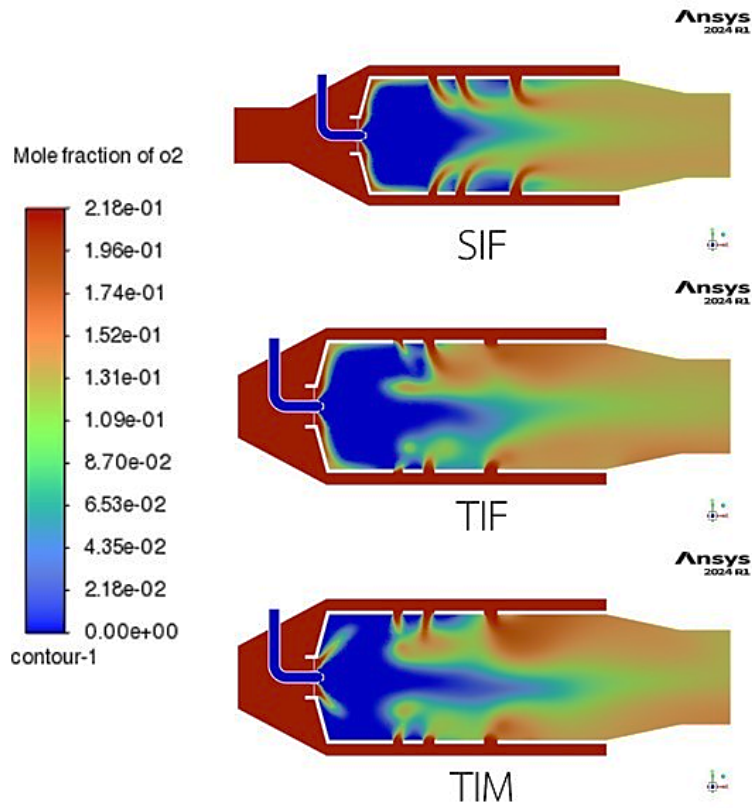


ภาพที่ 6 ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซโพรเพนภายในห้องเผาไหม้แต่ละแบบ

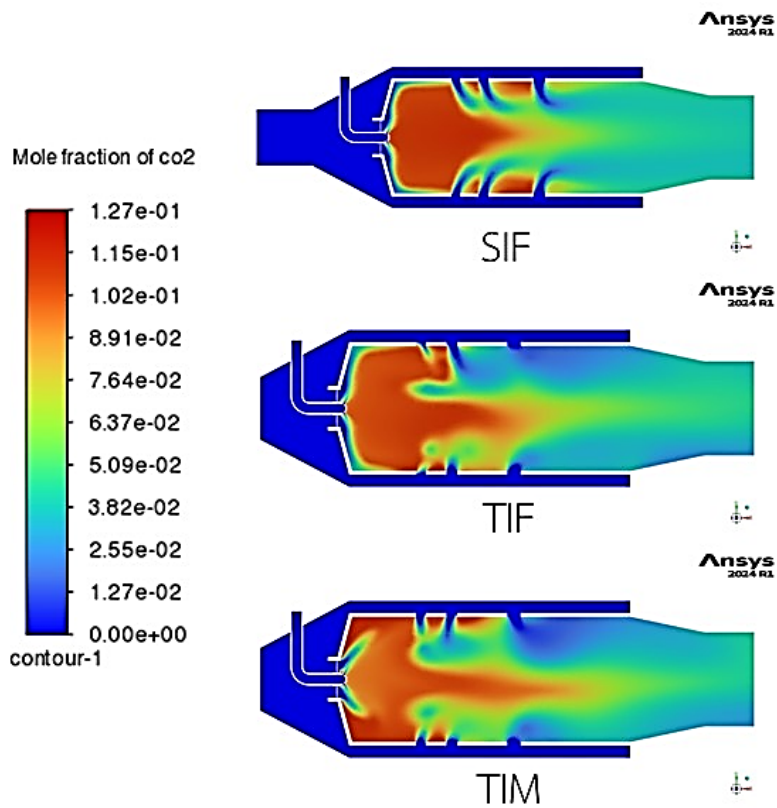
จากภาพที่ 6 แสดงการกระจายตัวความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซโพรเพนที่ฉีดออกจากหัวฉีด ในกรณี SIF นั้นเชื้อเพลิงได้ฉีดออกไปกระจายเป็นวงกว้างและถูกใช้ไปในการเผาไหม้ที่บริเวณปลูมภูมิ สำหรับกรณี TIF นั้นเชื้อเพลิงได้ฉีดออกไปกระจายเป็นวงกว้างแต่กระจายเข้าไปไกลกว่ากรณี SIF สำหรับกรณี TIM นั้นการกระจายตัวของก๊าซเป็นวงแคบกว่าแต่กระจายเข้าไปในแนวแกนของห้องเผาไหม้ชั้นในไกลกว่ากรณี SIF และ TIF ซึ่งแสดงถึงเชื้อเพลิงโพรเพนนั้นถูกใช้ไปในการเผาไหม้จนมีความเข้มข้นต่ำที่ระยะห่างจากหัวเผามากกว่ากรณี SIF และ TIF พบว่าสัดส่วนเชิงโมลของโพรเพนที่แกนกลางของห้องเผาไหม้เมื่อเข้าสู่บริเวณเจือจาง ในกรณี SIF มีค่าเพียง $5.52e-05$ ซึ่งต่ำกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า $5.27e-04$ และ $2.11e-03$ ตามลำดับ

จากภาพที่ 7 แสดงการกระจายตัวความเข้มข้นของออกซิเจน พบว่าออกซิเจนในกรณี SIF มีการกระจายตัวสมมาตรรอบแกนของห้องเผาไหม้ชั้นใน บริเวณที่มีความเข้มข้นต่ำของออกซิเจนเนื่องจากถูกใช้ไปในการเผาไหม้จะอยู่ในบริเวณปลูมภูมิ ที่แกนกลางบริเวณปลูมภูมิซึ่งตรงกับตำแหน่งรูทางเข้าของอากาศปลูมภูมินั้น กรณี SIF มีค่าสัดส่วนเชิงโมล ของออกซิเจนเท่ากับ $5.73e-05$ ซึ่งต่ำกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า $8.74e-04$ และ $3.19e-04$ ตามลำดับ สำหรับกรณี TIF บริเวณที่มีความเข้มข้นต่ำของออกซิเจนเนื่องจากถูกใช้ไปในการเผาไหม้จะเข้าไปอยู่ถึงบริเวณทุติยภูมิ ส่วนกรณี TIM บริเวณที่มีความเข้มข้นต่ำของออกซิเจนเนื่องจากถูกใช้ไปในการเผาไหม้จะเข้าไปอยู่ถึงบริเวณเจือจาง ซึ่งแสดงว่าปฏิกิริยาการเผาไหม้ของกรณี TIM เกิดขึ้นห่างจากหัวเผามากกว่ากรณี SIF และ TIF สอดคล้องกับผลที่ได้กล่าวไว้ก่อนหน้านี้

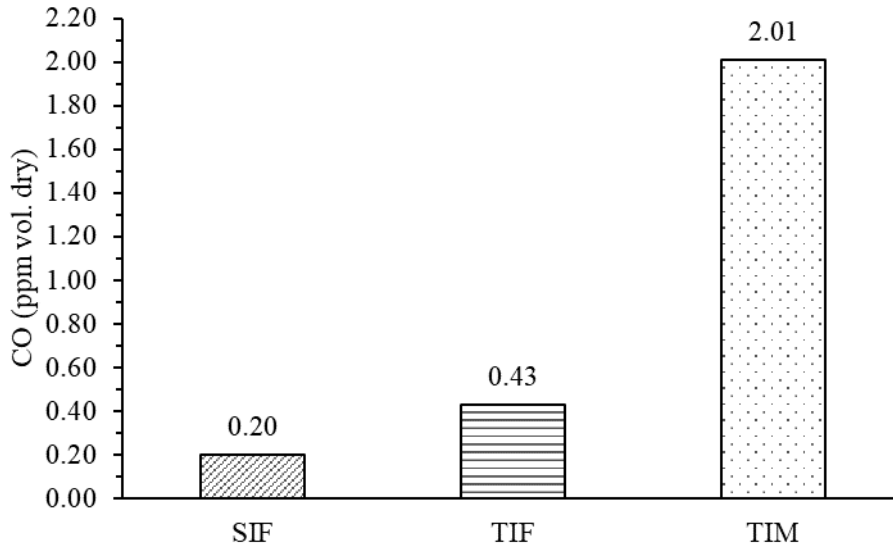
จากภาพที่ 8 แสดงการกระจายตัวความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ จะเห็นได้ว่าในกรณี SIF มีความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์สูงในบริเวณปลูมภูมิและกระจายตัวสม่ำเสมอ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TIF และ TIM กรณี SIF ที่แกนกลางของบริเวณปลูมภูมิมียุทธศาสตร์สัดส่วนเชิงโมลของคาร์บอนไดออกไซด์สูงถึง 0.1123 ซึ่งสูงกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า 0.1085 และ 0.1048 ตามลำดับ สำหรับกรณี TIF มีความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ที่บริเวณปลูมภูมิลดลงกับกรณี SIF แต่มีความเข้มข้นต่ำกว่า สำหรับกรณี TIM มีความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ต่ำที่บริเวณปลูมภูมิ แต่มีความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ตรงบริเวณแกนกลางห้องเผาไหม้ยาวไปถึงบริเวณเจือจาง ซึ่งสอดคล้องกับผลของก๊าซโพร-เพนและออกซิเจนที่ได้กล่าวไว้ก่อนหน้านี้



ภาพที่ 7 ความเข้มข้นของออกซิเจนภายในห้องเผาไหม้แต่ละแบบ



ภาพที่ 8 ความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ภายในห้องเผาไหม้แต่ละแบบ



ภาพที่ 9 ความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ทางออกของห้องเผาไหม้แต่ละแบบ

จากภาพที่ 9 แสดงความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ทางออกของห้องเผาไหม้ ซึ่งคาร์บอนมอนอกไซด์เป็นสารมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ พบว่าในกรณี SIF มีความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ทางออกอยู่ที่ 0.20 ppm vol. dry ซึ่งมีค่าต่ำกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่าอยู่ที่ 0.43 ppm vol. dry และ 2.01 ppm vol. dry ตามลำดับ โดยค่าความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ทางออกนี้ แสดงถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้แต่ละแบบ คือถ้ามีการเผาไหม้ที่ดีจะมีการปลดปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ต่ำ ดังนั้นห้องเผาไหม้กรณี SIF จึงมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่สูงกว่ากรณี TIF และ TIM

สรุปผลการวิจัย

จากผลการจำลองสามารถสรุปได้ดังนี้

1. กรณี SIF มีอัตราการไหลของอากาศผ่านตัวทำให้เกิดการไหลหมุนวนคิดเป็น 15% ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับกรณี TIF ที่มีค่าเท่ากับ 16% แต่กรณี SIF เกิดการไหลหมุนวนและมีความเร็วของการไหลย้อนกลับสูงถึง 9.24 m/s ซึ่งสูงกว่ากรณี TIF และ TIM และกรณี SIF มีการกระจายการไหลที่มีความสมมาตรรอบแกนกลางของห้องเผาไหม้
2. กรณี SIF ที่แกนกลางของบริเวณหตุยภูมิก๊าซมีอุณหภูมิสูงถึง 2325 K ซึ่งสูงกว่ากรณี TIF และ TIM การกระจายตัวของอุณหภูมิในกรณี SIF สม่ำเสมอกว่าเมื่อเทียบกับกรณี TIF และ TIM เนื่องจากกรณี SIF มีการไหลหมุนวนและการไหลย้อนกลับเข้าสู่หัวเผามากกว่ากรณีอื่น
3. การกระจายตัวความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซโพรเพน ในกรณี SIF นั้นเชื้อเพลิงได้ฉีดออกไปกระจายเป็นวงกว้างและเผาไหม้ได้ดีกว่ากรณี TIF และ TIM โดยสัดส่วนเชิงโมลของก๊าซโพรเพนที่แกนกลางของห้องเผาไหม้เมื่อเข้าสู่บริเวณเจ็จ ในกรณี SIF มีค่าเพียง 5.52×10^{-5} ซึ่งต่ำกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า 5.27×10^{-4} และ 2.11×10^{-3} ตามลำดับ
4. การกระจายตัวความเข้มข้นของออกซิเจน พบว่าออกซิเจนในกรณี SIF มีการกระจายตัวสมมาตรรอบแกนของห้องเผาไหม้ชั้นใน ที่แกนกลางบริเวณปฐมภูมิซึ่งตรงกับตำแหน่งรูทางเข้าของอากาศปฐมภูมินั้น กรณี SIF มีค่าสัดส่วนเชิงโมลของออกซิเจนเท่ากับ 5.73×10^{-5} ซึ่งต่ำกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า 8.74×10^{-4} และ 3.19×10^{-4} ตามลำดับเนื่องจากกรณี SIF ออกซิเจนที่ถูกใช้ไปในปฏิกิริยาการเผาไหม้นั้นสูงกว่าในบริเวณนี้

5. กรณี SIF ที่แกนกลางของบริเวณปฐมภูมิมีค่าสัดส่วนเชิงโมลของคาร์บอนไดออกไซด์สูงถึง 0.1123 ซึ่งสูงกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า 0.1085 และ 0.1048 ตามลำดับ เนื่องจากกรณี SIF เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงกับอากาศแล้ว ก่อให้เกิดคาร์บอนไดออกไซด์ที่สูงกว่าในบริเวณนี้

6. กรณี SIF มีการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ที่ทางออกต่ำเพียง 0.20 ppm vol. dry ซึ่งต่ำกว่ากรณี TIF และ TIM ที่มีค่า 0.43 ppm vol. dry และ 2.01 ppm vol. dry ตามลำดับ ซึ่งแสดงถึงห้องเผาไหม้กรณี SIF มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่สูงกว่ากรณี TIF และ TIM

ดังนั้นห้องเผาไหม้ในกรณี SIF จึงเหมาะสมที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณี TIF และ TIM สำหรับนำไปใช้กับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ที่พัฒนาจากตัวอัดบรรจุก๊าซเทอร์โบ

เอกสารอ้างอิง

- [1] Jain, S., Roy, S., Aggarwal, A., Gupta, D., Kumar, V. and Kumar, N. (2015). "Study on the parameters influencing efficiency of micro-gas turbines: A review", **ASME Power Conference, POWER2015-49417, V001T09A006**. 28 June-2 July 2015, San Diego, California, USA.
- [2] Soares, C. (2007). **Microturbines: Applications for distributed energy systems**. Butterworth-Heinemann.
- [3] Banihabib, R., Lingstädt, T., Wersland, M., Kutne, P. and Assadi, M. (2024). Development and testing of a 100 kW fuel-flexible micro gas turbine running on 100% hydrogen. **International Journal of Hydrogen Energy**. 49 Part B, 92-111.
- [4] Visser, W.P.J., Shakariyants, S.A. and Oostveen, M. (2011). Development of a 3 kW microturbine for CHP applications. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. 133 (4), 042301.
- [5] บุญท่อม ชนะพันธ์ และทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ (2551). การวิเคราะห์สมรรถนะของเทอร์โบชาร์จเจอร์ที่นำมาใช้เป็นกังหันก๊าซขนาดเล็ก. **วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่**. 15 (3), 54-65.
- [6] กิตติภาส วศินารมณ และจาร์วัตร เจริญสุข (2553). "การจำลองเชิงตัวเลขของห้องเผาไหม้ในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก (200 กิโลวัตต์)", **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24**, 20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี
- [7] Van der Merwe, A.H., Le Roux, W.G. and Humphries, E.D. (2023). Parallel turbochargers for small-scale power generation. **Applied Thermal Engineering**. 235, 121410.
- [8] Silva, R.E.P. and Lacava, P.T. (2013). Preliminary design of a combustion chamber for microturbine based in automotive turbocharger. **22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)**. 3-7 November 2013, Ribeirao Preto, SP, Brazil.
- [9] He, Y. and Kim, C.-H. (2022). Effect of nozzle port shape of fuel injector of micro gas turbine engine combustor on mixture gas formation for combustion. **Fluids**. 7 (6), 184.
- [10] Wilkes, N.S., Guilbert, P.W., Shepherd, C.M. and Simcox, S. (1989). The application of Harwell-Flow 3D to combustion models. **Atomic Energy Authority Report**. Harwell, UK, Paper No. AERE-R13508.

- [11] Keramida, E.P., Liakos, H.H., Founti, M.A., Boudouvis, A.G. and Markatos, N.C. (2000). Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 43 (10), 1801-1809.
- [12] Yilmaz, İ. (2013). Effect of swirl number on combustion characteristics in a natural gas diffusion flame. **Journal of Energy Resources Technology**. 135 (4), 042204.
- [13] Hosseini, A.A., Ghodrat, M., Moghiman, M. and Pourhoseini, S.H. (2020). Numerical study of inlet air swirl intensity effect of a methane-air diffusion flame on its combustion characteristics. **Case Studies in Thermal Engineering**. 18, 100610.