



การวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้
โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

นายเอกลักษณ์ เกิดพรม

การค้นคว้าอิสระนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ครุศาสตร์อุตสาหกรรมมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ปีการศึกษา 2567

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

การวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้
โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

The seal of Rajabhat Nakhon Phanom University is a circular emblem. It features a central five-tiered stupa (Phra Prang) flanked by two smaller stupa-like structures. Above the central stupa is a sunburst. The entire emblem is surrounded by a circular border containing the university's name in Thai script: "มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ" (Mahavithayalai Technonoi Phra Chomklao Phra Nakhon Nuea).

นายเอกลักษณ์ เกิดพรม

การค้นคว้าอิสระนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตร
ครุศาสตร์อุตสาหกรรมมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2567

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



ใบรับรองการค้นคว้าอิสระ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอู่เจ็ทเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

โดย นายเอกลักษณ์ เกิดพรม

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรครุศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย / หัวหน้าภาควิชา

(รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ สุทธิวิโรจน์)

คณะกรรมการสอบการค้นคว้าอิสระ

ประธานกรรมการ

.....
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล)

อาจารย์ที่ปรึกษา

.....
(รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ สุทธิวิโรจน์)

กรรมการ

.....
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์)

ชื่อ : นายเอกลักษณ์ เกิดพรม
 ชื่อการค้นคว้าอิสระ : การวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีด
 สำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้โปรแกรม
 จำลองทางพลศาสตร์ของไหล
 สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกลศึกษา
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
 อาจารย์ที่ปรึกษาการค้นคว้าอิสระหลัก : รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ ศุภศิริโรจน์
 ปีการศึกษา : 2567

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดในอีเจ็คเตอร์สำหรับระบบทำความเย็น โดยใช้โปรแกรม ANSYS Fluent 2024 ในการจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อวิเคราะห์ผลกระทบของขนาดปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่มีค่า 5.48 mm, 6.48 mm, และ 7.48 mm. พารามิเตอร์ของอีเจ็คเตอร์ประกอบด้วย สัดส่วนท่อผสม (Mixing Chamber) ที่ส่วนทางเข้ามีขนาดมุม 1.67° และมีขนาดความยาวที่ท่อผสมส่วนกลาง (Throat) อยู่ที่ 15.96 มม. และท่อเพิ่มความดัน (Subsonic Diffuser) มีขนาดมุมที่ 6° โดยการจำลองทำภายใต้ช่วงอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ $85-95^\circ\text{C}$, อุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ $5-10^\circ\text{C}$ และอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์คงที่ที่ 28°C โดยใช้สารทำความเย็น R1233zd และ R1224yd เป็นสารทำความเย็นในระบบ

ผลการวิเคราะห์พบว่า ขนาดปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดคือ 6.48 mm. เนื่องจากมีค่าความเร็วของเสียงสูงสุดคือ 2.85 และมีอัตราส่วนเชิงมวลสูงสุดที่ 0.570 เมื่อใช้สารทำความเย็น R1233zd ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6°C และในช่วงอุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้นเป็น $8-10^\circ\text{C}$ ขนาดหัวฉีดที่เหมาะสมจะเปลี่ยนเป็น 5.48 มม. โดยสามารถให้อัตราส่วนเชิงมวลสูงสุดถึง 0.72 นอกจากนี้ การเปรียบเทียบสารทำความเย็นพบว่า R1233zd ให้ค่าความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวลสูงกว่าสารทำความเย็น R1224yd ในทุกกรณี

(มีจำนวนทั้งสิ้น 102 หน้า)

คำสำคัญ : อีเจ็คเตอร์, ความเร็วเหนือเสียง, การวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหล

อาจารย์ที่ปรึกษาการค้นคว้าอิสระหลัก

Name : Mr. Aekkalak Koedphom

Independent Study Title : Computational fluid dynamics analysis for optimization design of the supersonic nozzle used in ejector refrigeration system

Major Field : Mechanical Engineering Education
King Mongkut's University of Technology North
Bangkok

Independent Study Advisor : Associate Professor Dr. Kittiwoot Sutthivirode

Academic Year : 2024

ABSTRACT

This research investigates the Computational fluid dynamics analysis for optimization design of the supersonic nozzle used in ejector refrigeration system using ANSYS Fluent 2024 for computational fluid dynamics simulations. The study analyzes the effects of different nozzle exit diameters 5.48 mm, 6.48 mm, and 7.48 mm. The ejector parameters include a mixing chamber with an inlet angle of 1.67°, a throat length of 15.96 mm, and a subsonic diffuser with an angle of 6°. The simulations are conducted within generator saturation temperatures of 85°C – 95°C, evaporator temperatures of 5°C – 10°C, and a constant condenser temperature of 28°C. Two refrigerants, R1233zd and R1224yd, were used in the simulations.

The results indicate that the 6.48 mm nozzle exit is the most suitable, as it provides the highest Mach number 2.85 and the highest mass entrainment ratio of 0.570 when using R1233zd with an evaporator temperature of 6°C. As the evaporator temperature increases to 8–10°C, the optimal nozzle exit diameters to 5.48 mm, where the mass entrainment ratio reaches a maximum of 0.72. Furthermore, a comparison of refrigerants reveals that R1233zd consistently yields higher sound speed and mass flow ratios than R1224yd in all cases.

(Total 102 Pages)

Keywords: : Ejector, Supersonic, Computational fluid dynamics

Advisor

กิตติกรรมประกาศ

สารนิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของรองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิสุทธิวิโรจน์ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์ อาจารย์ที่ปรึกษาสารนิพนธ์ ที่ได้ให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่างๆ ของการวิจัยตลอดจนวิธีการดำเนินการศึกษาอันเป็นประโยชน์อย่างยิ่ง ในการทำ สารนิพนธ์ให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ขอขอบพระคุณคณาจารย์และเจ้าหน้าที่ภาควิชาครุศาสตร์เครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือทุกท่าน ซึ่งเป็นบุคคลที่คอยช่วยเหลือและสนับสนุนจนทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วง

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณคุณพ่อและคุณแม่ ตลอดจนญาติพี่น้องทุกท่าน และเพื่อนๆ รวมทั้งเพื่อนร่วมงานทุกท่านที่มีส่วนเกี่ยวข้องกับการทำวิจัยในครั้งนี้ ที่คอยให้กำลังใจและช่วยเหลือเพื่อให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดีมาตลอด

เอกลักษณ์ เกิดพรม



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพ	ซ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4 นิยามศัพท์	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 ระบบทำความเย็นแบบฮีลปั๊ม	4
2.2 ฮีลปั๊ม	6
2.3 การสร้างฮีลปั๊ม	8
2.4 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้	23
2.5 สารทำความเย็น	24
2.6 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	29
2.7 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในโปรแกรมการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT)	32
2.8 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง	38
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	42
3.1 ศึกษาเอกสารข้อมูลและฝึกใช้งานโปรแกรมจำลอง Ansys Fuent 2024	43
3.2 การออกแบบฮีลปั๊ม	43
3.3 เงื่อนไขขอบเขตการจำลองฮีลปั๊ม	44
3.4 ทำการจำลองของไหลด้วยโปรแกรม Ansys FLUENT 2024	45
บทที่ 4 ผลการวิจัย	51
4.1 ผลกระทบของปากทางออกหัวฉีดฮีลปั๊มต่อประสิทธิภาพ	51

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ	64
5.1 สรุปผล	64
5.2 ข้อเสนอแนะ	66
บรรณานุกรม	67
ภาคผนวก ก	69
คู่มือการใช้งานโปรแกรมจำลองการ	70
ภาคผนวก ข	88
ผลการบันทึกการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล	89
ภาคผนวก ค	95
ภาพแถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงของหัวฉีดไอเจ็คเตอร์	96
ประวัติผู้วิจัย	102

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3-1 แสดงเงื่อนไขขอบเขตในการจำลองอีเจ็คเตอร์	44
3-2 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น	50
ข-1 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด ขนาด 5.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd	89
ข-2 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด ขนาด 6.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd	90
ข-3 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด ขนาด 7.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd	91
ข-4 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด ขนาด 5.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd	92
ข-5 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด ขนาด 6.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd	93
ข-6 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด ขนาด 7.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd	94

สารบัญรูปภาพ

ภาพที่	หน้า
2-1 ระบบเครื่องทำความเย็นแบบฮีลิคเตอร์	4
2-2 แผนภาพของฮีลิคเตอร์และแผนภูมิแสดงการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วของ สารทำงานภายในของฮีลิคเตอร์	7
2-3 แผนภูมิอุณหภูมิ – เอนโทรปี (Mollier chart) ของฮีลิคเตอร์	7
2-4 กระบวนการหยุดนิ่งแบบไอเซนโทรปิก (isentropic stagnation process)	10
2-5 หัวฉีดแบบลู่เข้า-บานออก (converging-diverging nozzle)	11
2-6 กระบวนการขยายตัวของสารทำงานในหัวฉีดปฐุมภูมิ	13
2-7 กระบวนการคลิ่นกระแทกภายในท่อผสมส่วนกลาง	18
2-8 กระบวนการคลิ่นกระแทกบนแผนภูมิ อุณหภูมิ-เอนโทรปี (T-s)	18
2-9 กระบวนการเพิ่มความดันของสารทำงานในท่อเพิ่มความดัน	21
2-10 การเกิดพื้นที่วงแหวนรอบ ๆ คลิ่นขยายตัวภายในท่อผสม	22
2-11 การนำความร้อนกลับมาใช้	23
2-12 พังแสดงการใช้งานความร้อนทิ้งเพื่อการปรับอากาศ	24
2-13 การใช้สารทำความเย็นตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน	25
2-14 อุตุสาหกรรมที่มีการใช้ HFO-1224yd	26
2-15 คุณสมบัติของสารทำความเย็น	27
2-16 ความดันไอที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น	28
2-17 การเข้ากันได้ระหว่างสารทำความเย็นแต่ละชนิดกับน้ำมันและโลหะ	28
2-18 รูปทรงปกติของเลขมคที่แสดงถึงการไหลภายในฮีลิคเตอร์โดยใช้ R141b เป็นสารทำงาน	29
2-19 การก่อตัวของคลิ่นขยายที่เกิดจากเทคนิคการตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์	30
2-20 กราฟเงาแสดงการไหลภายในฮีลิคเตอร์ถ่ายโดยเทคนิคการถ่ายภาพ Schlieren Photograph Technique	31
2-21 กราฟเงาเปรียบเทียบกับรูปร่างของเลขมคได้จากการจำลอง CFD	32
2-22 ลักษณะของความเร็วในการไหลแบบปั่นป่วน	33
2-23 กฎสากลขอบผนัง (The Universal Law of the Wall)	35
2-24 กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid)	36
2-25 กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid)	37
2-26 กริดผสม (Hybrid Grid)	38

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
2-27 กริดแบบปรับตัว (Adaptive Mesh)	38
2-28 ขนาดของกริดบริเวณใกล้ขอบผนังเมื่อใช้ค่า wall y^+ ที่ต่างกัน	38
3-1 Flow Chart แสดงขั้นตอนการดำเนินงาน	42
3-2 หัวฉีดปฐมภูมิที่ได้จากการทดลอง	43
3-3 อีเจ็คเตอร์ที่ได้จากการทดลอง	44
3-4 หัวฉีดอีเจ็คเตอร์ทปากทางออกขนาด 5.48 mm	45
3-5 หัวฉีดอีเจ็คเตอร์ทปากทางออกขนาด 6.48 mm	45
3-6 หัวฉีดอีเจ็คเตอร์ทปากทางออกขนาด 7.48 mm	45
3-7 The flowchart for implementing the CFD simulation	46
3-8 แสดงรูปร่างแบบจำลองแบบ 2 มิติแบบสมมาตรตามแนวแกนของอีเจ็คเตอร์	47
3-9 การสร้างกริดสำหรับแบบจำลองอีเจ็คเตอร์ในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 2024	47
3-10 แสดงลักษณะกริดที่ถูกต้องและสมบูรณ์	48
3-11 Flow Chart แสดงขั้นตอนการสร้างกริด	48
3-12 ลักษณะ model ที่พร้อมกับการ Setup	49
4-1 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์	51
4-2 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C	52
4-3 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C	53
4-4 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C	54
4-5 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์	55
4-6 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย	56
4-7 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm	57
4-8 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm	58

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-9 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm	58
4-10 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm	59
4-11 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm	60
4-12 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm	60
4-13 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C	61
4-14 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C	62
4-15 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C	63
ก-1 โปรแกรมจำลองการไหล ANSYS (FLUENT) 2024	70
ก-2 The flowchart for implementing the CFD simulation	71
ก-3 หน้าต่างหลักของโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 2024	71
ก-4 Tool box of ANSYS	72
ก-5 Fluid Flow (Fluent)	72
ก-6 Creating Models	73
ก-7 Creating Grid Mesh	73
ก-8 Flow Chart แสดงขั้นตอนการสร้างกริด	74
ก-9 Setup – General	75
ก-10 Setup – Models – Energy	75
ก-11 Energy	75
ก-12 Setup – Models – Viscous	76
ก-13 Viscous Model	76

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
ก-14 Setup – Materials – Fluid – air	77
ก-15 Create/Edit Materials	77
ก-16 Setup – Boundary Conditions	78
ก-17 Operating Conditions	78
ก-18 Pressure Primary	79
ก-19 Pressure secondary	80
ก-20 Pressure outlet	80
ก-21 Solution – Methods	81
ก-22 Solution – Monitors – Residual	81
ก-23 Residual Monitors	82
ก-24 Setup – Viscous	82
ก-25 Viscous Model	83
ก-26 Solution – Initialization	83
ก-27 Solution – Calculation Activities	84
ก-28 Solution – Run Calculation	84
ก-29 Results – Report – Fluxes	85
ก-30 Flux Reports	85
ก-31 Contours	86
ก-32 Contours static Pressure	86
ก-33 แถบสี Contours of Static Pressure	87
ค-1 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm.ที่อุณหภูมิ เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1233 zd	96
ค-2 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm.ที่อุณหภูมิ เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1233 zd	96
ค-3 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm.ที่อุณหภูมิ เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1233 zd	96

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
ค-17 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm.ที่อุณหภูมิ เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1224 yd	101
ค-18 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm.ที่อุณหภูมิ เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1224 yd	101



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความจำเป็นและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันสถานการณ์ด้านพลังงานของประเทศไทยมีแนวโน้มการใช้พลังงานทุกประเภทที่สูงขึ้น เนื่องจากการเจริญเติบโตทางเศรษฐกิจของประเทศไทยขยายตัวอย่างต่อเนื่อง ทั้งในภาคการเกษตร, ภาคอุตสาหกรรม, และครัวเรือน ส่งผลให้ความต้องการพลังงานเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งทำให้ประเทศไทยต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศเพิ่มมากขึ้น การนำเข้าพลังงานที่สูงขึ้นย่อมส่งผลกระทบต่อต้นทุนการผลิต และทำให้เกิดวิกฤตการณ์ด้านพลังงานในอนาคต หากไม่มีการพัฒนาเทคโนโลยีที่ช่วยลดการใช้พลังงานและเพิ่มประสิทธิภาพในการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ

ในภาคอุตสาหกรรม หนึ่งในปัญหาที่สำคัญคือการสูญเสียพลังงานในรูปของความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการผลิต โรงงานต่างๆ มักปล่อยความร้อนส่วนเกินที่ไม่ได้ใช้ประโยชน์ออกสู่สิ่งแวดล้อม ไม่ว่าจะเป็นในรูปของไอร้อน หรือจากกระบวนการผลิตอื่นๆ ซึ่งไม่เพียงแต่ทำให้ประสิทธิภาพการผลิตลดลง แต่ยังเป็นการสูญเสียทรัพยากรที่มีค่า การจัดการกับความร้อนเหลือทิ้งดังกล่าวจึงเป็นปัญหาที่ต้องมีการแก้ไขเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการใช้พลังงานให้เกิดประโยชน์สูงสุดการพัฒนาระบบที่สามารถนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (Waste Heat Recovery) จึงกลายเป็นเรื่องสำคัญเนื่องจากจะช่วยลดการใช้พลังงานจากแหล่งพลังงานหลัก เช่น ไฟฟ้า ลดต้นทุนการผลิต และลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกที่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ระบบทำความเย็นเป็นอีกหนึ่งเทคโนโลยีที่สำคัญในการใช้พลังงานในหลายภาคส่วน โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมและภาคครัวเรือน ซึ่งมีบทบาทสำคัญในกระบวนการผลิตที่ต้องการควบคุมอุณหภูมิ, การเก็บรักษาสินค้าอาหาร, หรือแม้กระทั่งในอุตสาหกรรมยาและเคมีภัณฑ์ที่ต้องการอุณหภูมิที่เสถียร การทำความเย็นยังมีบทบาทสำคัญในกระบวนการที่ต้องรักษาคุณภาพและความปลอดภัยของผลิตภัณฑ์จากการเสื่อมสภาพที่อาจเกิดขึ้นจากอุณหภูมิสูง นอกจากนี้, ระบบทำความเย็นยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในกระบวนการผลิตต่าง ๆ โดยการลดความร้อนที่เกิดขึ้นจากเครื่องจักรและอุปกรณ์ภายในโรงงานอุตสาหกรรม, ซึ่งสามารถลดความเสี่ยงจากการเกิดความเสียหายและเพิ่มอายุการใช้งานของเครื่องจักร.

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) ซึ่งใช้ไฟฟ้าในการทำงานยังคงเป็นที่นิยมในปัจจุบัน แต่ข้อจำกัดหลักของระบบนี้คือการใช้พลังงานสูงและการปล่อยสารทำความเย็นที่อาจก่อให้เกิดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมด้วยเหตุนี้การพัฒนาระบบทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพและใช้น้อยพลังงานจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งในปัจจุบันระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์

(Ejector Refrigeration System) ได้รับความสนใจมากขึ้นในช่วงหลายปีที่ผ่านมาเนื่องจากมีความสามารถในการนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการต่าง ๆ มาใช้ในระบบทำความเย็น ซึ่งช่วยลดการใช้พลังงานไฟฟ้าและยังสามารถลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมได้ด้วยโดยเฉพาะในประเทศไทยที่มีแหล่งพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากอุตสาหกรรมต่างๆ และความร้อนจากแสงแดด, การนำความร้อนเหล่านี้มาใช้ในระบบทำความเย็นจึงเป็นทางเลือกที่น่าสนใจในการพัฒนาระบบที่ยั่งยืน. ซึ่งหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์เป็นองค์ประกอบสำคัญในระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ มีหน้าที่เพิ่มความดันในระบบทำความเย็น ดังนั้นหากออกแบบหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมจะส่งผลช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์.

ดังนั้นทางผู้วิจัยทำจึงมีแนวความคิดโดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหลหรือ Computational Fluid Dynamics มาใช้วิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ในระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ ซึ่งโปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเป็นเครื่องมือที่สำคัญในการพัฒนาและออกแบบระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุดลดต้นทุนในการพัฒนาหาขนาดสัดส่วนหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ให้เหมาะสมในการใช้งานและการทำงานในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาความเร็วเหนือเสียงของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ในระบบทำความเย็นเพื่อหาสัดส่วนขนาดปากทางออกของหัวฉีดปฐุมภูมิให้เหมาะสมโดยวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม ANSYS (FLUENT) ซึ่งเป็นโปรแกรมที่มีการใช้งานอย่างกว้างขวางและเป็นที่ยอมรับ

1.2.1 เพื่อศึกษาความเร็วเหนือเสียงของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์โดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหลที่ใช้สารทำความเย็นสองชนิดต่างกันเป็นสารทำความเย็น

1.2.2 เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพต่าง ๆ ของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R1233zd และสารทำความเย็น R1224yd เป็นสารทำความเย็นในระบบ

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม ANSYS (FLUENT)

1.3.2 ใช้สารทำความเย็น R1233zd และสารทำความเย็น R1224yd ในการศึกษากระบวนการทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

1.3.3 ความดันอิมิตัวของสารทำความเย็นอยู่ที่อุณหภูมิ 85 องศาเซลเซียส 90 องศาเซลเซียส และ 95 องศาเซลเซียส

1.3.4 อุณหภูมิของเครื่องระเหยจะอยู่ที่ 5-10 องศาเซลเซียส

1.3.5 ใช้ขนาดคอคอดของหัวฉีดปฐุมุมิกงที่ โดยมีการเปลี่ยนแปลงปากทางออกของหัวฉีดปฐุมุมิกงในการวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ในระบบทำความเย็น

1.4 นิยามศัพท์

การจำลองพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics: CFD) คือกระบวนการใช้คอมพิวเตอร์และซอฟต์แวร์เพื่อวิเคราะห์และแก้ปัญหาเกี่ยวกับการไหลของของไหลรวมถึงการถ่ายเทความร้อนและมวลในระบบต่างๆ กระบวนการนี้เกี่ยวข้องกับการใช้หลักการทางคณิตศาสตร์ ฟิสิกส์ และการคำนวณในการสร้างแบบจำลองและการจำลองสภาวะการไหลของของไหลในสภาพแวดล้อมต่าง ๆ

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ทราบถึงประสิทธิภาพของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์จากการวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ในระบบทำความเย็นโดยการลดต้นทุนที่มีค่าใช้จ่ายสูงและลดเวลาในการพัฒนา

1.5.2 ได้แบบจำลองการวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์สำหรับระบบทำความเย็น

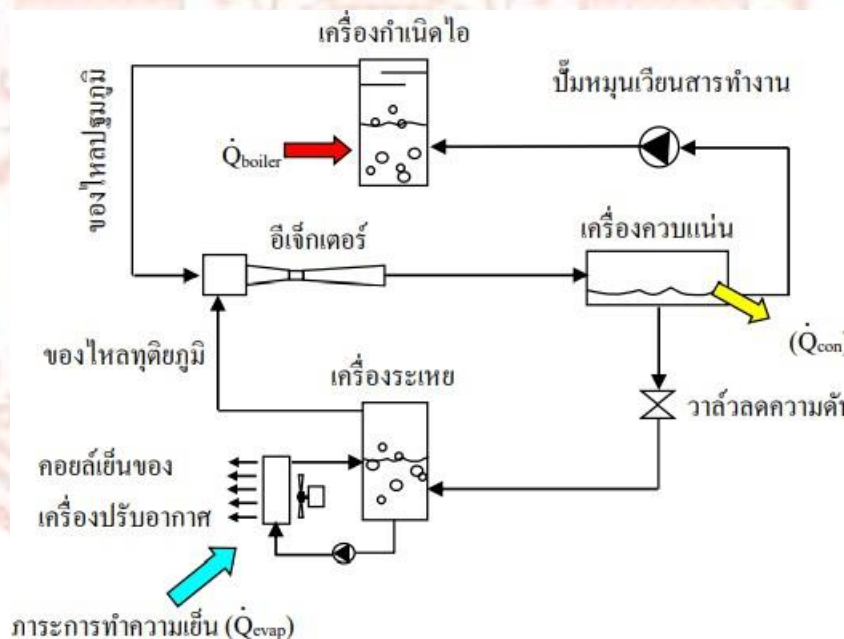
1.5.3 ได้ทราบถึงความแตกต่างของความเร็วเหนือเสียงของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์เมื่อสารทำความเย็นแตกต่างกัน

บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

ระบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (ejector refrigeration cycle) เป็นระบบเครื่องทำความเย็น ที่ใช้พลังงานความร้อนในการขับเคลื่อน เช่นเดียวกับระบบเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึม ดังนั้นจึงสามารถที่จะนำเอาพลังงานความร้อนคุณภาพต่ำมาเปลี่ยนเป็นพลังงานความเย็นที่มีประโยชน์ ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เป็นระบบที่ใช้ อีเจ็คเตอร์ (Ejector) ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่อาศัยหลักการ Venturi effect ในการสร้างสุญญากาศและอัดสารทำความเย็น โดยระบบนี้สามารถใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (waste heat) หรือพลังงานความร้อนต่ำเพื่อขับเคลื่อนกระบวนการทำความเย็นทำให้มีประสิทธิภาพสูงและลดการใช้พลังงานไฟฟ้า



ภาพที่ 2-1 ระบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (สุรเชษฐและคณะ, 2564)

ภาพที่ 2-1 แสดงแผนภาพของวัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ภายในระบบจะประกอบไปด้วย คอนเดนเซอร์ อีวาโปเรเตอร์และวาล์วลดความดัน เช่นเดียวกับระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอเพียงแต่ในการเพิ่มความดันของสารทำความเย็นจะใช้อีเจ็คเตอร์บอยเลอร์และปั๊ม

หมุนเวียนสารทำงานแทนเครื่องอัดไอที่ใช้พลังงานกลในการขับเคลื่อนเริ่มต้นที่ บอยเลอร์ซึ่งจะรับพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงเพื่อใช้ในการผลิตไอสารทำงานที่มีความดันและอุณหภูมิสูงและใช้เป็นของไหลป้อนภูมิสำหรับฮีเจ็คเตอร์และท่อดูดของฮีเจ็คเตอร์จะต่อกับอีวาโปเรเตอร์ดังนั้นจึงทำให้ความดันภายในอีวาโปเรเตอร์ลดต่ำลงและจะทำให้สารทำงานระเหยกลายเป็นไอได้ที่อุณหภูมิต่ำโดยจะรับพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ ซึ่งก็คือภาระการทำความเย็นของระบบนั่นเองไอสารทำงานความดันต่ำจากอีวาโปเรเตอร์ซึ่งถูกใช้เป็นของไหลทุติยภูมิจะผสมกับของไหลป้อนภูมิภายในท่อผสมของฮีเจ็คเตอร์และทางออกของท่อเพิ่มความดันของไหลผสมซึ่งถูกเพิ่มความดันให้มีค่าสูงขึ้นมากกว่าในอีวาโปเรเตอร์จะส่งผ่านไปยังคอนเดนเซอร์และกลั่นตัวเป็นของเหลวโดยระบายความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมภายนอกบางส่วนและของเหลวที่ได้จะถูกส่งกลับไปยังบอยเลอร์โดยผ่านปั๊มหมุนเวียนสารทำงานและของเหลวส่วนที่เหลือจะขยายตัวผ่านวาล์วลดความดันและเข้าสู่อีวาโปเรเตอร์เป็นการครบวัฏจักรการทำงาน

เช่นเดียวกับระบบเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมซึ่งใช้พลังงานความร้อนในการขับเคลื่อนและใช้พลังงานกลเพียงเล็กน้อยในการหมุนเวียนสารทำงาน ดังนั้น ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นของระบบเครื่องทำความเย็นแบบฮีเจ็คเตอร์จะสามารถคำนวณได้จาก

$$COP = \frac{\Sigma \dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{boiler} + \dot{W}_{pump}} \quad (2-1)$$

โดยที่ $\dot{Q}_{evap}$ คือ ภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับอีวาพอเรเตอร์ (kW)

$\dot{Q}_{boiler}$ คือ ค่าพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้กับบอยเลอร์ (kW)

$\dot{W}_{pump}$ คือ ค่าพลังงานกลที่ใช้ในการขับเคลื่อนปั๊ม (kW)

ค่าพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้กับบอยเลอร์สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{m}_p \times h_g @ T_{boiler} - h_f @ T_{con} \quad (2-2)$$

ค่าภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับอีวาโปเรเตอร์จะสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_s \times h_g @ T_{evap} - h_f @ T_{con} \quad (2-3)$$

โดยที่ $h_g @ T_{boiler}$ คือ เอนทัลปีของไอสารทำงานป้อนภูมิซึ่งมีค่าเท่ากับค่าของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิของบอยเลอร์ (kJ/kg)

$h_g @ T_{evap}$ คือ เอนทัลปีของไอสารทำงานทุติยภูมิซึ่งมีค่าเท่ากับค่าของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิของอีวาโปเรเตอร์ (kJ/kg)

$h_f@T_{con}$ คือ เอนทัลปีของสารทำงานทางเข้าบอยเลอร์และอีวาโปเรเตอร์ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าของของเหลวอิ่มตัวที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

โดยปกติแล้วค่าพลังงานกลที่ใช้ในการขับเคลื่อนปั๊มหมุนเวียนสารทำงานจะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้กับบอยเลอร์และที่อีวาโปเรเตอร์ ดังนั้น ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นจึงสามารถที่จะคำนวณจาก

$$COP = R_m \times \frac{h_g@T_{evap} - h_f@T_{con}}{h_g@T_{boiler} - h_f@T_{con}} \quad (2-4)$$

ในช่วงอุณหภูมิทำงานของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์นั้น

$$h_g@T_{boiler} \approx h_g@T_{evap} \quad (2-5)$$

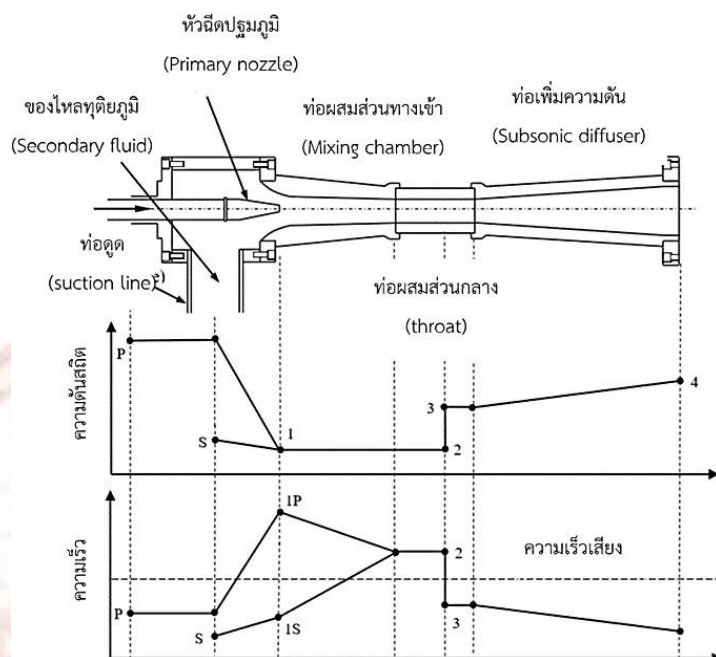
ดังนั้น

$$COP \approx R_m \quad (2-6)$$

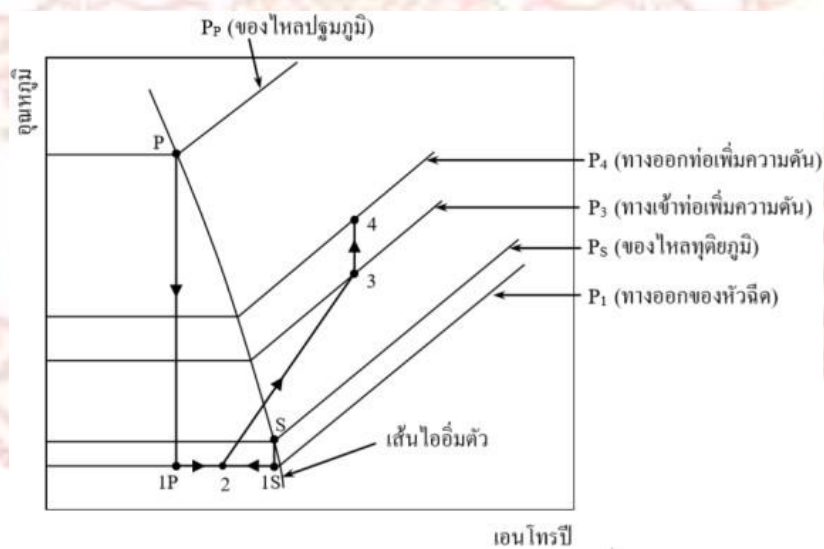
2.2 อีเจ็คเตอร์

ในปี 1858 นักประดิษฐ์ชาวฝรั่งเศสชื่อว่า Henry Giffard ได้ประดิษฐ์อีเจ็คเตอร์ขึ้นเป็นครั้งแรกของโลกเพื่อใช้ในการสูบน้ำไปยังถังเก็บน้ำของระบบเครื่องยนต์ผลิตไอน้ำหลังจากนั้นได้มีการประยุกต์ใช้อีเจ็คเตอร์กันอย่างกว้างขวางเช่นใช้อีเจ็คเตอร์ในระบบน้ำหล่อเย็นของเตาปฏิกรณ์นิวเคลียร์ เป็นต้น ซึ่งส่วนใหญ่แล้วอีเจ็คเตอร์จะถูกนำไปประยุกต์ใช้ในระบบทำความเย็นหรือที่เรียกว่าระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

อีเจ็คเตอร์ คือ อุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่ใช้หลักการทำงานของปรากฏการณ์การไหลผ่านทางคอคออด (Venturi Effect) โดยการเปลี่ยนความดันสถิตของของไหลป้อนให้มีค่าเป็นความดันพลศาสตร์ ซึ่งจะทำให้เกิดบริเวณที่มีความดันต่ำหรือความดันสถิตภายในอีเจ็คเตอร์และเกิดการเหนี่ยวนำเอาของไหลทุติยภูมิเข้ามาผสมกับของไหลปฐมภูมิก่อนที่จะไหลออกจากอีเจ็คเตอร์



ภาพที่ 2-2 แผนภาพของอีเจ็คเตอร์และแผนภูมิแสดงการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วของสารทำงานภายในของอีเจ็คเตอร์



ภาพที่ 2-3 แผนภูมิอุณหภูมิตัว - เอนโทรปี (Mollier chart) ของอีเจ็คเตอร์

จากภาพที่ 2-2 และ 2-3 แสดงแผนภาพของอีเจ็คเตอร์และแผนภูมิแสดงการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วของสารทำงานภายในของอีเจ็คเตอร์เริ่มต้นที่สารทำงานความดันสูงซึ่งอยู่ในสถานะไอ (P) ที่เรียกว่า ของไหลปฐมภูมิ (Primary Fluid) จะขยายตัวผ่านหัวฉีดปฐมภูมิ (Primary-Nozzle) ซึ่งเป็นหัวฉีดแบบลู่เข้า-บานออก (Converging-Diverging หรือ Laval Nozzle) ที่ทางออก

ของหัวฉีดปฐมภูมิของไหลปฐมภูมิจะขยายตัวและถูกเร่งให้มีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงซึ่งจะทำให้เกิดความดันต่ำขึ้นที่ปากทางออกของหัวฉีด (1-P) เมื่อเป็นเช่นนี้ สารทำงานความดันต่ำซึ่งอยู่ในสถานะไอ (S) ที่เรียกว่า ของไหลทุติยภูมิ (Secondary Fluid) จะถูกดูดเข้ามาภายในท่อผสม (1-s) และหลังจากนั้นของไหลปฐมภูมิซึ่งมีความเร็วสูงจะผสมกับของไหลทุติยภูมิซึ่งมีความเร็วต่ำภายในท่อผสมกระบวนการผสมจะเสร็จสิ้นสมบูรณ์เมื่อของไหลผสมเข้าสู่ท่อผสมส่วนกลาง (2) ความเร็วของของไหลผสมจะต่ำกว่าความเร็วของของไหลปฐมภูมิที่ออกมาจากหัวฉีดแต่ก็ยังคงมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงซึ่งโดยธรรมชาติแล้วของไหลที่ซึ่งอยู่ในสถานะที่เป็นไอหรือก๊าซและมีความเร็วมากกว่าความเร็วเสียงและเมื่อไหลมาในบริเวณที่มีความดันสูงจะเกิดปรากฏการณ์ที่เรียกว่า คลื่นกระแทก ซึ่งจะทำให้ของไหลความเร็วลดต่ำลงมาอยู่ในระดับที่ต่ำกว่าความเร็วของเสียงซึ่งจะทำให้ ความดัน อุณหภูมิ และความหนาแน่นของของไหลนั้น ๆ เพิ่มขึ้นโดยฉับพลันหลังจากนั้นของไหลผสมซึ่งมีความเร็วต่ำกว่าความเร็วของเสียง (3) ก็จะไหลเข้าสู่ท่อเพิ่มความดัน (Subsonic Diffuser) เพื่อลดความเร็วให้ต่ำลงจนเกือบอยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง หรือที่เรียกว่า Stagnation State ดังนั้นพลังงานจลน์ของของไหลเกือบทั้งหมดจึงเปลี่ยนกลับมาเป็นความดันที่สูงขึ้นที่ทางออกของท่อเพิ่มความดัน (4) เป็นอันสิ้นสุดกระบวนการเพิ่มความดันหรือกระบวนการอัดไอของอีเจ็คเตอร์ แสดง ดังภาพที่ 2-3 แผนภาพของอีเจ็คเตอร์และแผนภูมิแสดงการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วของสารทำงานภายในของอีเจ็คเตอร์

ประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์จะนิยามโดยใช้ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (Mass Entrainment Ratio) ซึ่งก็คือค่าอัตราส่วนระหว่างอัตราการโดยมวลของสารทำความเย็นทุติยภูมิต่ออัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็นปฐมภูมิ ดังสมการที่ (2-7)

$$R_m = \frac{\text{อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็นทุติยภูมิ}(\dot{m}_s)}{\text{อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็นปฐมภูมิ}(\dot{m}_p)} \quad (2-7)$$

2.3 การสร้างอีเจ็คเตอร์

2.3.1 การคำนวณหาประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์

กระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์สารทำงานจะอยู่ในสถานะไอที่มีความดันต่ำมากดังนั้นจึงสามารถสมมติได้ว่าสารทำงานที่ใช้เป็นก๊าซในอุดมคติ (ideal gas) ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิความดันและความหนาแน่นจะหาได้จากสมการของก๊าซในอุดมคติ (ideal gas-equation)

$$P = \rho \times R \times T \quad (2-8)$$

โดยที่ P คือ ค่าความดันสัมบูรณ์ (absolute pressure, kPa)

T คือ ค่าอุณหภูมิสัมบูรณ์ (absolute temperature, K)

R คือ ค่าคงที่ของก๊าซ (gas constant, kJ/kg. K)

ρ คือ ค่าความหนาแน่น (kg/m³)

และในการวิเคราะห์เรายังใช้สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\dot{Q} = \dot{W} + \sum \dot{m}_e \times \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g \times Z_e \right) - \sum \dot{m}_i \times \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g \times Z_i \right) \quad (2-9)$$

เมื่อนำสมการนี้มาใช้กับอีเจ็คเตอร์พลังงานศักย์จะไม่มีเปลี่ยนแปลงและจะไม่มีถ่ายเทพลังงานความร้อนและพลังงานกลกับสิ่งแวดล้อมภายนอก ดังนั้น

$$\sum \dot{m}_e \times \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) = \sum \dot{m}_i \times \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) \quad (2-10)$$

หรือ

$$\sum \dot{m}_e \times h_{o-e} = \sum \dot{m}_i \times h_{o-i} \quad (2-11)$$

ซึ่ง h_{o-e} และ h_{o-i} คือค่า เอนทัลปีรวม (total enthalpy หรือ stagnation enthalpy) ซึ่งได้รวมพลังงานจลน์เข้ากับเอนทัลปีของสารทำงาน ดังนั้น

$$h_o = h + \frac{v^2}{2} \quad (2-12)$$

โดยที่ h_o คือ ค่าเอนทัลปีรวม (total enthalpy) ของของไหล (kJ/kg)

h คือ ค่าเอนทัลปีสถิต (static enthalpy) ของของไหล (kJ/kg)

$\frac{v^2}{2}$ คือ พลังงานจลน์ของของไหล (kJ/kg) ถ้าเราสมมุติว่า เมื่อของไหลที่มีความเร็ว v ถูกทำให้หยุดนิ่งโดยไม่มีการถ่ายเท

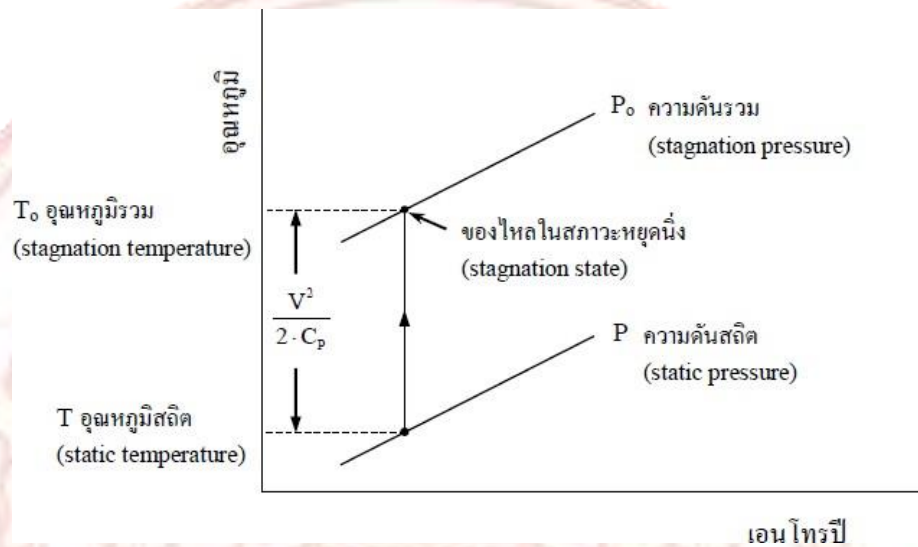
เมื่อของไหลที่มีความเร็ว V ถูกทำให้หยุดนิ่งโดยไม่มีการถ่ายเทพลังงานกับสิ่งแวดล้อมและสามารถย้อนกลับได้จะเรียกกระบวนการนี้ว่า กระบวนการหยุดนิ่งแบบไอเซนโทรปิก (isentropic-stagnation process) ซึ่งพลังงานจลน์ทั้งหมดของของไหลจะเปลี่ยนกลับไปเป็นค่าเอนทัลปีซึ่งทำให้มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจากอุณหภูมิสถิต (static temperature) ไปเป็นอุณหภูมิรวม (stagnation temperature) และความดันจะเปลี่ยนแปลงจากความดันสถิต (static pressure) ไปเป็นความดันรวม (stagnation pressure) และสำหรับก๊าซในอุดมคติซึ่ง $\Delta h = C_p \times \Delta T$ ดังนั้น อุณหภูมิรวมหาได้จากสมการ 2-13

$$T_o = T + \frac{v^2}{2 \times C_p} \quad (2-13)$$

โดยที่ T_o คือ ค่าอุณหภูมิรวม (total temperature หรือ stagnation temperature) ของของไหล ($^{\circ}\text{C}$, K)

T คือ ค่าอุณหภูมิตถิต (static temperature) ของของไหล ($^{\circ}\text{C}$, K)

$\frac{V^2}{2 \times C_p}$ คือ ค่าอุณหภูมิแบบไดนามิกส์ (dynamic temperature) ของของไหล ($^{\circ}\text{C}$, K)



ภาพที่ 2-4 กระบวนการหยุดนิ่งแบบไอเซนโทรปิก (isentropic stagnation process)

เมื่อกระบวนการนี้เป็นแบบไอเซนโทรปิก ดังนั้น ความดันรวมจะหาได้จาก

$$\frac{P_o}{P} = \left[\frac{T_o}{T} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2-14)$$

โดยที่ P_o คือ ค่าความดันรวม (total pressure) ของของไหล (kPa)

P คือ ค่าความดันสถิต (static pressure) ของของไหล (kPa)

k คือ ค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (specific heat ratio) ของของไหล

ตัวแปรอีกอย่างที่ใช้กันแพร่หลายในการวิเคราะห์ก๊าซในอุดมคติซึ่งไหลด้วยความเร็วสูง คือ ตัวเลขของมัค (Mach number) ซึ่งนิยามโดยอัตราส่วนระหว่างความเร็วของของไหลต่อความเร็วของเสียงในของไหลนั้น ๆ

$$M = \frac{V}{V_{\text{sound}}} = \frac{V}{\sqrt{k \times R \times T}} \quad (2-15)$$

โดยที่ V_{sound} คือ ค่าความเร็วของเสียงในก๊าซในอุดมคติ (velocity of sound, m/sec)

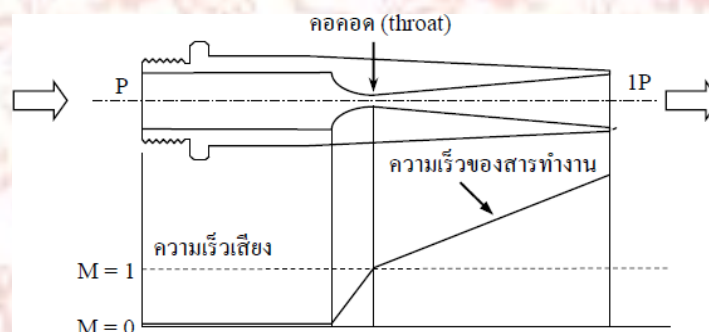
R คือ ค่าคงที่ของก๊าซ (gas constant, J/kg.K)

T คือ อุณหภูมิสถิตของของไหล (K)

K คือ ค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (specific heat ratio)

2.3.2 หัวฉีดปฐมภูมิ (primary nozzle)

หัวฉีดปฐมภูมิสำหรับบีเจ็คเตอร์ที่ใช้ก๊าซเป็นสารทำงานจะเป็นชนิดลู่เข้า-บานออก (converging-diverging) ซึ่งจะสามารถเร่งความเร็วของก๊าซจากหยุดนิ่งจนมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงที่ปากทางออกของหัวฉีด ภาพที่ 2-5 แสดงภาพของหัวฉีดปฐมภูมิของไหลปฐมภูมิ (P) ที่มีความดันและอุณหภูมิสูงซึ่งมีความเร็วต่ำหรืออยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง (stagnation state) จะถูกเร่งและขยายตัวในหัวฉีดส่วนที่เป็นท่อลู่เข้า (converging duct) ทำให้ความเร็วเพิ่มขึ้นจนกระทั่งมีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียงที่คอคอดของหัวฉีด (throat) ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิและความดันลดต่ำลงหลังจากนั้นสารทำงานจะขยายตัวและถูกเร่งต่อจนกระทั่งมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงในหัวฉีดส่วนที่เป็นท่อซึ่งมีลักษณะบานออก (diverging duct) ดังนั้น ที่ปากทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิของไหลปฐมภูมิจึงมีความเร็วสูงซึ่งมากกว่าความเร็วของเสียง ($M1P > 1$) และจะมีความดันและอุณหภูมิต่ำ



ภาพที่ 2-5 หัวฉีดแบบลู่เข้า-บานออก (converging-diverging nozzle)

การที่จะเร่งให้มีความเร็วสูงขึ้นจะต้องใช้ท่อซึ่งมีลักษณะลู่เข้าเพราะเมื่อสารทำงานมีความเร็วไม่สูงความหนาแน่นของสารทำงานจะลดลงไม่มาก โดยจะพิจารณาจากสมการที่ใช้ในการหาอัตราการไหลของของไหลในท่อ

$$\dot{m} = \rho \times V \times A \quad (2-16)$$

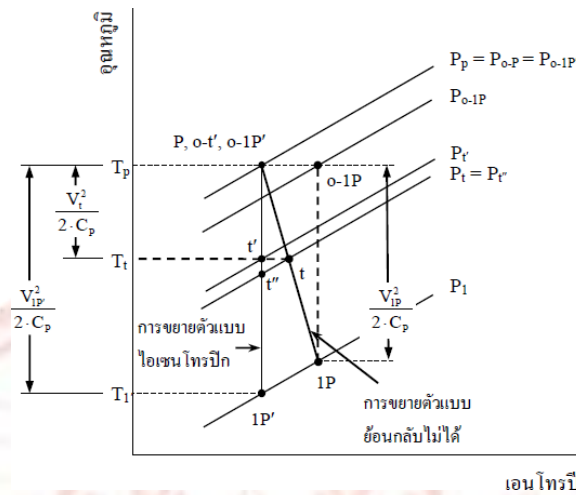
โดยที่ ρ คือ ค่าความหนาแน่น (kg/m^3)

V คือ ความเร็วของของไหล (m/s)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)

เมื่อของไหลมีความเร็วต่ำกว่าความเร็วของเสียงอุณหภูมิและความดันจะมีค่าลดลงไม่มากนักซึ่งจะทำให้ความหนาแน่นเปลี่ยนแปลงไม่มาก ดังนั้นการที่จะเร่งให้ของไหลมีความเร็วสูงขึ้นจึงต้องลดขนาดของท่อให้เล็กลงภายในหัวฉีดส่วนที่เป็นท่อลู่เข้าของไหลจะถูกเร่งให้มีความเร็วสูงสุดที่คอคออด (throat) ของหัวฉีดซึ่งจะมีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียงพอดี ($M = 1$) หลังจากนั้นถ้าต้องการที่จะเร่งให้ของไหลมีความเร็วเพิ่มสูงขึ้นมากกว่าความเร็วของเสียง ($M > 1$) เมื่อของไหลมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียง (supersonic flow) จะมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความดันค่อนข้างมากซึ่งจะทำให้ความหนาแน่นของของไหลลดลงอย่างรวดเร็วจึงจำเป็นต้องหาพื้นที่ในการไหลมากขึ้นทั้ง ๆ ที่ของไหลมีความเร็วเพิ่มสูงขึ้น ดังนั้นการที่จะเร่งความเร็วของของไหลจากความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียง จนมีค่ามากกว่าความเร็วของเสียงจึงจำเป็นต้องใช้ท่อที่ลักษณะบานออก

เพื่อรองรับการเพิ่มขึ้นของ อัตราการไหลเชิงปริมาตร (ในกรณีที่อัตราการไหลเชิงมวลมีค่าคงเดิม) ดังนั้น การที่จะเร่งให้ของไหล มีความเร็วเพิ่มสูงขึ้นจากจุดหยุดนิ่งไปจนมีความเร็วมากกว่าความเร็ว ของเสียงจึงจำเป็นที่จะต้องใช้หัวฉีดที่มีลักษณะลู่เข้า-บานออก (convergent divergent-nozzle) เท่านั้น โดยที่ของไหลจะถูกเร่งจากจุดหยุดนิ่งในหัวฉีดส่วนที่มีลักษณะลู่เข้าจนมีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียง ($M = 1$) ที่คอคออด (ส่วนที่มีพื้นที่หน้าตัดเล็กที่สุด) หลังจากนั้นของไหลจะถูกเร่งให้มีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียง ($M > 1$) ในหัวฉีดส่วนที่มีลักษณะบานออกจนได้ความเร็วสูงสุดที่ปากทางออก ดังนั้น ถ้าหัวฉีดมีลักษณะลู่เข้าเพียงอย่างเดียว (convergent nozzle) จะสามารถเร่งให้ของไหลมีความเร็วสูงสุดได้เพียงเท่ากับความเร็วของเสียงเท่านั้น



ภาพที่ 2-6 กระบวนการขยายตัวของสารทำงานในหัวฉีดปฐุมภูมิ

เมื่อใช้หัวฉีดปฐุมภูมิเป็นปริมาตรควบคุมและไม่มีพลังงานความร้อนหรือพลังงานกลถ่ายเทระหว่างหัวฉีดกับสิ่งแวดล้อมและเป็นกระบวนการที่สามารถย้อนกลับได้ ดังนั้นการขยายตัวในหัวฉีดนี้จึงเป็นแบบไอเซนโทรปิกและสมการอนุรักษ์พลังงานของหัวฉีด

$$\dot{m}_p \times \left(h_p + \frac{V_p^2}{2} \right) = \dot{m}_p \times \left(h_{1p} + \frac{V_{1p}^2}{2} \right) \quad (2-17)$$

เมื่อ $h_{o-p} = h_{o-1P'}$ และ $T_{o-p} = T_{o-1P'}$ และเมื่อเราสมมุติว่ากระบวนการขยายตัวภายในหัวฉีดปฐุมภูมิ เป็นกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก ดังนั้น จึงไม่มีการสูญเสียความดันรวม

$$P_{o-p} = P_p = P_{o-t} = P_{o-1p} \quad (2-18)$$

อุณหภูมิสถิตของของไหลปฐุมภูมิที่ปากทางออกของหัวฉีดจะหาได้จาก

$$\frac{T_{1p}}{T_p} = \left[\frac{P_1}{P_p} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-19)$$

ของไหลปฐุมภูมิที่ออกจากหัวฉีดจะมีความเร็วเท่ากับ

$$V_{1p} = \sqrt{2 \times C_p \times (T_p - T_{1p})} \quad (2-20)$$

ประสิทธิภาพของหัวฉีด (nozzle isentropic efficiency)

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{\frac{V_{1P}^2}{2}}{\frac{V_{1P}^2}{2}} \quad (2-21)$$

ซึ่งคืออัตราส่วนระหว่างพลังงานจลน์ที่ได้จากกระบวนการขยายตัวที่เกิดขึ้นจริงต่อพลังงานจลน์ที่ได้จากกระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{T_P - T_{1P}}{T_P - T_{1P}} \quad (2-22)$$

โดยทั่วไปแล้วหัวฉีดแบบลู่อู่เข้า-บานออกจะมีประสิทธิภาพประมาณ 90 ถึง 95% และความเร็วจริงที่ได้

$$V_{1P} = \sqrt{2 \times C_p \times (T_P - T_{1P})} \quad (2-23)$$

ค่าตัวเลขของมัก

$$M_{1P} = \frac{V_{1P}}{\sqrt{k \times R \times T_{1P}}} \quad (2-24)$$

เมื่อกระบวนการขยายตัวในหัวฉีดไม่สามารถย้อนกลับได้ จะทำให้เกิดการสูญเสียความดันรวมดังนี้

$$P_{0-1P} < P_{0-P} \quad (2-25)$$

ถ้าเราทราบค่าอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ พื้นที่หน้าตัดที่ปากทางออกของหัวฉีด

$$A_{1P} = \frac{\dot{m}_p}{\frac{P_{1P}}{R \times T_{1P}} \times V_{1P}} \quad (2-26)$$

ที่คอคอของหัวฉีดซึ่งของไหลจะมีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียง ($M = 1$) และจากภาพที่ 2-6 จะเห็นได้ว่าไม่ว่ากระบวนการขยายตัวจะเป็นแบบไอเซนโทรปิก หรือแบบย้อนกลับไม่ได้ความเร็วและอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าเท่ากันที่แตกต่างกันก็คือค่าความดันสถิตหัวฉีดที่มีการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกจะมีความดันสถิตที่คอคอสูงกว่าหัวฉีดที่ใช้จริงความเร็วที่คอคอของหัวฉีดซึ่งของไหลจะมีความเร็วเท่ากับเร็วของเสียง ($M = 1$) ดังนั้น

$$V_t = V_t = \sqrt{k \times R \times T_t} \quad (2-27)$$

โดยที่ค่าอุณหภูมิสถิต

$$T_t = T_t = T_p - \frac{k \times R \times T_c}{2 \times C_p} \quad (2-28)$$

และค่าความดันสถิตเมื่อเป็นกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก

$$\frac{P_t}{P_p} = \left[\frac{T_t}{T_p} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-29)$$

และค่าความดันสถิตเมื่อเป็นกระบวนการที่ไม่สามารถย้อนกลับได้

$$\frac{P_1}{P_p} = \left[\frac{T_t''}{T_p} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-30)$$

โดยที่ T_t'' คือ อุณหภูมิที่เกิดขึ้นเมื่อการขยายตัวเป็นไอเซนโทรปิกและขยายตัวจากตัวจากความดัน ไปจนได้ความดัน P_p ซึ่งที่จุด t'' นี้จะมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงถ้าเป็นกระบวนการที่มีการสูญเสียจะได้ความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียงพอดี ซึ่ง T_t'' จะหาได้จาก

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{T_p - T_t}{T_p - T_t''} \quad (2-31)$$

พื้นที่หน้าตัดของคอคอดจะหาได้จาก

$$A_t = \frac{\dot{m}_p}{\frac{P_t}{R \times T_t} \times V_t} \quad (2-32)$$

2.3.3 ของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสม

เนื่องจากที่ปากทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิจะมีความดันต่ำกว่าความดันของอีวาโปเรเตอร์อยู่ เล็กน้อย ดังนั้นของไหลทุติยภูมิจะถูกเร่งจากสภาวะหยุดนิ่งให้มีความเร็วสูงขึ้นเพื่อที่จะลดความยุ่งยากในการคำนวณเราจะสมมติให้กระบวนการขยายตัวนี้เป็นแบบไอเซนโทรปิก ดังนั้นอุณหภูมิสถิตของของไหลทุติยภูมิจะหาได้โดย

$$\frac{T_{1s}}{T_s} = \left[\frac{P_1}{P_s} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-33)$$

และจะมีความเร็ว

$$V_{1P} = \sqrt{2 \times C_p \times (T_s - T_{1s})} \quad (2-34)$$

ค่าตัวเลขของมัก

$$M_{1s} = \frac{V_{1s}}{\sqrt{k \times R \times T_{1s}}} \quad (2-35)$$

พื้นที่หน้าตัดสำหรับของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสมซึ่งเป็นพื้นที่วงแหวนที่อยู่ระหว่างเส้นรอบวงของปากทางเข้าของท่อผสมและเส้นรอบวงของปากทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิ

$$A_{1s} = \frac{\dot{m}_s}{\frac{P_s}{R \times T_s} \times V_s} \quad (2-36)$$

และพื้นที่หน้าตัดทั้งหมดที่ปากทางเข้าของท่อผสม

$$A_1 = A_{1P} + A_{1s} \quad (2-37)$$

2.3.4 ท่อผสม (mixing chamber)

ภายในท่อผสมของไหลปฐมภูมิซึ่งมีความเร็วสูงจะผสมกับของไหลทุติยภูมิซึ่งมีความเร็วต่ำ โดยกระบวนการนี้จะมีความดันคงที่ตลอดตั้งแต่จุดเริ่มต้น (1) จนถึงจุดสิ้นสุด (2) กระบวนการผสมจะเสร็จสิ้นสมบูรณ์ภายในท่อผสมส่วนกลาง (2) ก่อนที่คลื่นกระแทกจะเกิดขึ้น ดังนั้นจึงมีการถ่ายเทพลังงานและโมเมนตัมระหว่างของไหลทั้งสอง เมื่อเราให้ท่อผสมเป็นปริมาตรและควบคุมจากสมการอนุรักษ์โมเมนตัมของของไหล (momentum equation)

$$(P_1 \times A_1 - P_2 \times A_2) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \times V_2 - (\dot{m}_p \times V_{1P} + \dot{m}_s \times V_{1s}) \quad (2-38)$$

เมื่อความดันในท่อผสมมีค่าคงที่ ดังนั้นค่าในวงเล็บทางซ้ายมือจึงเป็นศูนย์แต่ในความเป็นจริงแล้วของไหลทุติยภูมิและของไหลปฐมภูมิอาจจะไม่ผสมกันสมบูรณ์ทำให้เกิดการสูญเสียความเร็วของไหลผสมเพื่อที่จะให้ผลการคำนวณมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองจึงมีการเพิ่มค่าประสิทธิภาพของกระบวนการผสมในการคำนวณ

$$V_2 = \eta_{mix} \times \frac{[(\dot{m}_p \times V_{1P}) + (\dot{m}_s \times V_{1s})]}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad (2-39)$$

อุณหภูมิสถิตของของไหลผสมจะหาได้จาก

$$T_2 = T_{0-2} + \frac{V_2^2}{\dot{m}_p \times C_p} \quad (2-40)$$

โดยที่ T_2 คือ อุณหภูมิรวมของของไหลผสม ซึ่งหาได้จากอนุรักษ์พลังงาน

$$(\dot{m}_p \times \dot{m}_s) \times h_{0-2} = (\dot{m}_p \times h_p) + (\dot{m}_s \times h_s) \quad (2-41)$$

เมื่อ $\Delta h = C_p \times \Delta T$

$$\dot{m}_p \times C_p \times (T_{0-2} - T_p) = \dot{m}_s \times C_p \times (T_s - T_{0-2}) \quad (2-42)$$

ค่าตัวเลขของมัคของของไหลผสมก่อนการเกิดคลื่นกระแทก

$$M_2 = \frac{V_2}{\sqrt{k \times R \times T_2}} \quad (2-43)$$

พื้นที่หน้าตัดของท่อผสมส่วนกลาง

$$A_2 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_2}{R \times T_2} \times V_2} \quad (2-44)$$

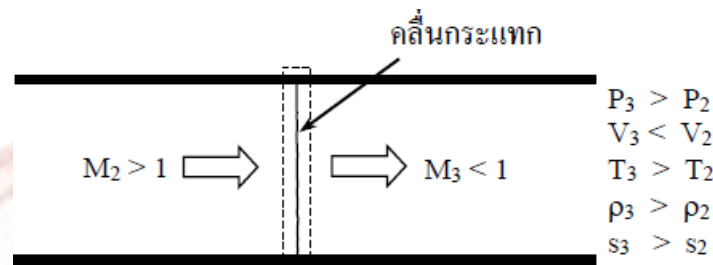
2.3.5 กระบวนการคลื่นกระแทกภายในท่อผสมส่วนกลาง

กระบวนการคลื่นกระแทก (normal shock wave) จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลในสถานะก๊าซเคลื่อนที่ด้วยความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงซึ่งจะมีความดันและอุณหภูมิต่ำเมื่อของไหลนี้เคลื่อนที่มายังบริเวณที่มีความดันสูงกว่าคลื่นกระแทกจะเกิดขึ้นทำให้ความเร็วของของไหลนั้น ๆ ลดลงทันทีและจะมีค่าต่ำกว่าค่าความเร็วของเสียงกระบวนการนี้จะไม่มีการถ่ายเทความร้อน หรือพลังงานกลกับสิ่งแวดล้อม ดังนั้น เมื่อความเร็วลดลงทันทีพลังงานจลน์จะเปลี่ยนกลับมาเป็นเอนทัลปี ซึ่งมีผลให้ความดันอุณหภูมิและความหนาแน่นของของไหลมีค่าสูงขึ้นโดยทันทีถึงแม้ว่ากระบวนการคลื่นกระแทกจะสามารถเพิ่มความดันสถิตให้ของไหลได้แต่ก็เป็นกระบวนการที่ไม่สามารถย้อนกลับได้ คลื่นกระแทกนี้ไม่มีความหนาและไม่มีการถ่ายเทพลังงานใด ๆ ระหว่างของไหลและสิ่งแวดล้อมเลย ดังนั้น

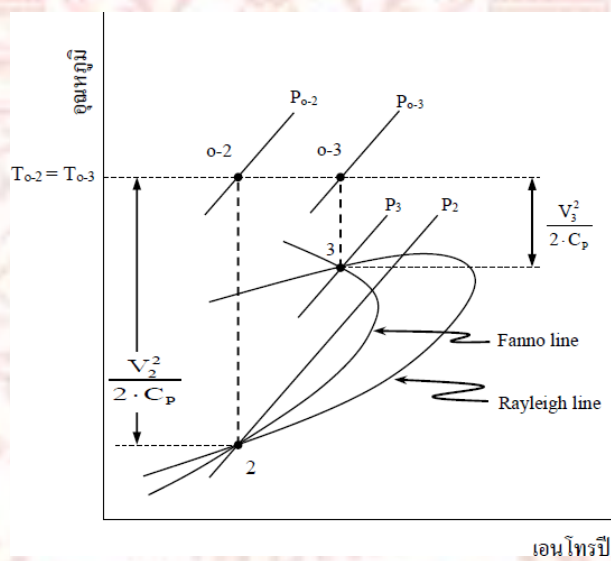
$$h_{0-2} = h_{0-3} \text{ และ } T_{0-2} = T_{0-3} \quad (2-45)$$

และเมื่อเป็นกระบวนการที่ไม่สามารถย้อนกลับได้ ของไหลจะมีค่าความดันรวมลดลง

$$P_{0-3} < P_{0-2} \text{ ถึงแม้ว่า } P_3 > P_2 \quad (2-46)$$



ภาพที่ 2-7 กระบวนการคลื่นกระแทกภายในท่อผสมส่วนกลาง



ภาพที่ 2-8 กระบวนการคลื่นกระแทกบนแผนภูมิ อุณหภูมิ-เอนโทรปี (T-s)

ในการคำนวณหาสมบัติของของไหลหลังจากการเกิดคลื่นกระแทกเราจะใช้สมการอนุรักษ์พลังงานสมการอนุรักษ์มวลและสมการอนุรักษ์โมเมนตัม จากสมการอนุรักษ์พลังงาน

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \quad (2-47)$$

จากสมการอนุรักษ์มวล

$$\rho_2 \times V_2 = \rho_3 \times V_3 \quad (2-48)$$

และจากสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$A \times (P_2 - P_3) = \dot{m} \times (V_3 - V_2) \quad (2-49)$$

$$(P_2 - P_3) = \rho \times V_2 (V_3 - V_2) \quad (2-50)$$

การที่จะหาความเร็วอุณหภูมิและความดันของของไหลหลังจากการเกิดคลื่นกระแทกเราจำเป็นที่จะต้องแก้สมการทั้งสามพร้อม ๆ กันจากสมการอนุรักษ์พลังงานและสมการอนุรักษ์มวลเราจะได้เส้น Fanno line และจากสมการอนุรักษ์โมเมนตัมและสมการอนุรักษ์มวลเราจะได้เส้น Rayleigh-line และเส้น Fanno lone จะตัดกันที่สภาวะก่อนการเกิดคลื่นกระแทก (2) และสภาวะหลังจากการเกิดคลื่นกระแทก (3)

จากสมการอนุรักษ์พลังงานและเนื่องจากไม่มีการถ่ายเทพลังงานระหว่างของไหลและสิ่งแวดล้อม ดังนั้น อุณหภูมิจะมีค่าคงที่ ($T_{0-2} = T_{0-3}$) ดังนี้

$$T_2 + \frac{M_2(K \times R \times T_2)}{2 \times C_p} = T_3 + \frac{M_2(K \times R \times T_3)}{2 \times C_p} \quad (2-51)$$

และเมื่อ $C_p - C_v = R$ และ $K = \frac{C_p}{C_v}$ ดังนี้

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{1 + M_2^2 \times (K-1)/2}{1 + M_3^2 \times (K-1)/2} \quad (2-52)$$

จากสมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{P_2}{R \times T_2} \times M_2 \times \sqrt{K \times R \times T_2} = \frac{P_3}{R \times T_3} \times M_3 \times \sqrt{K \times R \times T_3} \quad (2-53)$$

เราจะได้อัตราส่วนของความดันสถิต

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{M_2}{M_3} \times \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_2}} \quad (2-54)$$

และเมื่อเอาสมการ 2-52 มารวมกับสมการ 2-54

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{M_2 \times \sqrt{1 + M_2^2 \times (K-1)/2}}{M_2 \times \sqrt{1 + M_3^2 \times (K-1)/2}} \quad (2-55)$$

จากสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$A \times (P_3 - P_2) = \dot{m} \times V_2 - \dot{m} \times V_3 \quad (2-56)$$

และเมื่อ $\dot{m} = \frac{P_2}{R \times T_2} \times V_2 \times A$ และ $\dot{m} = \frac{P_3}{R \times T_3} \times V_3 \times A$ ดังนี้

เมื่อเอาสมการ 2-55 กับสมการ 2-57 มารวมกันจะได้

$$M_3^2 = \frac{M_2^2 + \frac{2}{K-1}}{\frac{2 \times K}{K-1} \times M_2^2 - 1} \quad (2-57)$$

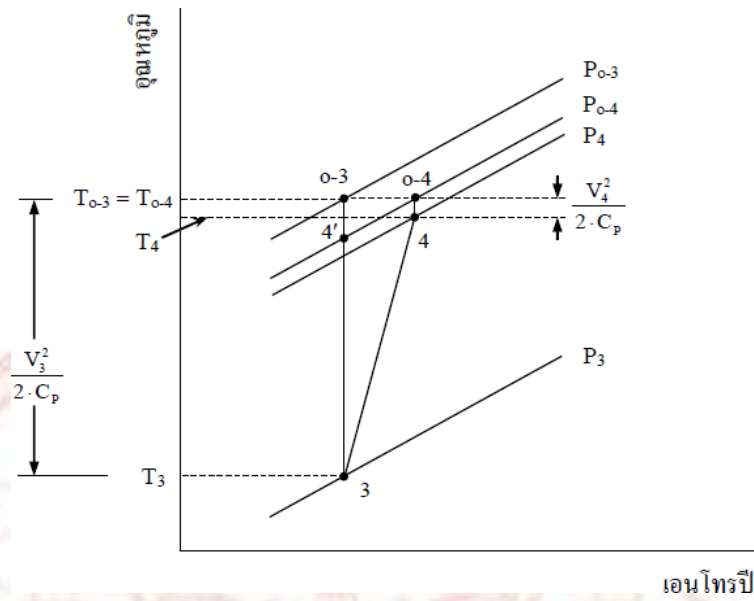
เมื่อรู้ค่าอุณหภูมิสถิต ความดันสถิต และตัวเลขของมัคของของไหลผสมก่อนการเกิดคลื่นกระแทกจะสามารถหาค่าต่าง ๆ เหล่านี้หลังจากการเกิดคลื่นกระแทกได้

2.3.6 ท่อเพิ่มความดัน

หลังจากการเกิดคลื่นกระแทกความเร็วของของไหลผสมจะลดลงโดยจะมีความเร็วต่ำกว่าความเร็ว ของเสียงซึ่งมีผลทำให้ความดันสถิตมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ก็ยังคงมีพลังงานจลน์เหลืออยู่ ดังนั้นถ้าทำให้ความเร็ว ของของไหลผสมลดลงจนเกือบอยู่ในสภาวะหยุดนิ่งพลังงานจลน์จะเปลี่ยนกลับไปเป็นเอนทัลปีและจะทำให้ของไหลผสมมีความดันสถิตเพิ่มขึ้นอีก

ถ้าของไหลผสมถูกลดความเร็วลงจนอยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง (stagnation state) เราจะได้ความดันเท่ากับความดันรวมซึ่งจะเป็นความดันสูงสุดที่ทำได้แต่จะต้องใช้ท่อเพิ่มความดัน ซึ่งที่ทางออกจะมีขนาด ใหญ่มากในทางปฏิบัติแล้วเราจะออกแบบให้ของไหลมีความเร็วที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดันอยู่ ประมาณที่ 30 ถึง 50 m/sec นอกไปจากนี้กระบวนการเพิ่มความดันในท่อเพิ่มความดันนี้อาจจะไม่เป็น กระบวนการที่สามารถย้อนกลับได้เนื่องจากมีแรงเสียดทานและการสูญเสียเกิดขึ้นภายในท่อเพิ่มความดัน ประสิทธิภาพของท่อเพิ่มความดัน (diffuser isentropic efficiency) สามารถนิยามโดย

$$\eta_{\text{diffuser}} = \frac{T_4 - T_3}{T_{0-4} - T_3} \quad (2-58)$$



ภาพที่ 2-9 กระบวนการเพิ่มความดันของสารทำงานในท่อเพิ่มความดัน

ถ้ากระบวนการเพิ่มความดันนี้เป็นแบบไอเซนโทรปิกอุณหภูมิสถิตของของไหลที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดันจะหาได้จาก

$$T_{o-3} = T_{o-4} = T_3 + \frac{V_3^2}{2 \times C_p} \quad (2-59)$$

ดังนั้น จากสมการ 2-59 เราสามารถหา T_4 ได้ และจะหา $P_{o-4} = P_4$ ได้จาก

$$\frac{P_4}{P_3} = \left[\frac{T_4}{T_3} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-60)$$

เมื่อ $T_{o-4} = T_{o-3}$ และเรากำหนดค่าความเร็วของของไหลที่ปากทางออกท่อเพิ่มความดันดังนั้นเราจะสามารถหา T_4 ได้จาก

$$T_4 = T_{o-4} - \frac{V_4^2}{2 \times C_p} \quad (2-61)$$

และสามารถหาความดันสถิตของของไหลที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดัน

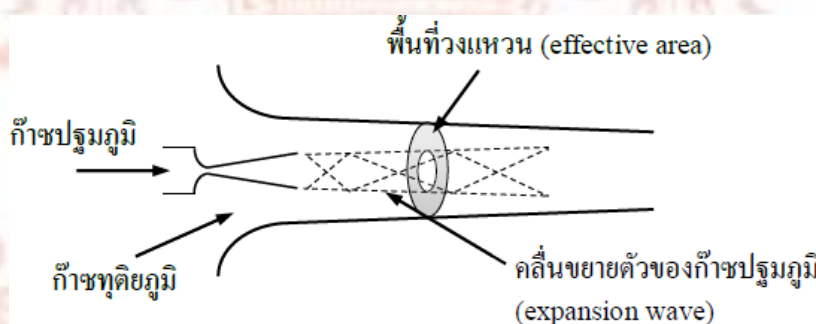
$$\frac{P_4}{P_{o-4}} = \left[\frac{T_4}{T_{o-4}} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-62)$$

ขนาดของปากทางออกของท่อเพิ่มความดัน

$$A_4 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{P_4} \times V_4 \quad (2-63)$$

2.3.7 การเกิดพื้นที่วงแหวน

เมื่อของไหลปฐุมภูมิถูกเร่งและออกมาจากหัวฉีดปฐุมภูมิแล้วของไหลปฐุมภูมิซึ่งมีความเร็ว มากกว่าความเร็วของเสียงจะขยายตัวและบานออกซึ่งก่อให้เกิดคลื่นขยายตัว (expansion-wave) ด้วย สาเหตุดังกล่าวจะทำให้เกิดพื้นที่วงแหวน (effective area) ขึ้นระหว่างคลื่นขยายตัวและผนังของท่อผสม ดังภาพที่ 2-10 ซึ่งท่อวงแหวนที่เกิดขึ้นนี้จะดูดเอาไอของของไหลทุติยภูมิเข้ามาในท่อผสมและเมื่อของ ไหลทุติยภูมิถูกดูดเข้ามาแล้วจะถูกเร่งให้มีความเร็วสูงขึ้นเนื่องจากพื้นที่ของการไหลลดลงโดยจะยังไม่มี การผสมกับของไหลปฐุมภูมิจนกระทั่งมีความเร็วเพิ่มขึ้นเท่ากับความเร็วของเสียงและจะเกิดการไหลย้อน ของของไหลทุติยภูมิขึ้นตรงพื้นที่วงแหวนนี้ (เช่นเดียวกับการเกิดการไหลย้อนที่คอคอของหัวฉีดปฐุมภูมิ เมื่อของไหลปฐุมภูมิถูกเร่งให้มีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียง) ซึ่งสภาวะดังกล่าวจะทำให้อัตราการไหลของของไหลทุติยภูมิมีค่าคงที่หลังจากเกิดการไหลย้อนของของไหลทุติยภูมิที่พื้นที่วงแหวนแล้วการผสมกันระหว่างของไหลปฐุมภูมิและของไหลทุติยภูมิจึงจะเกิดขึ้น



ภาพที่ 2-10 การเกิดพื้นที่วงแหวนรอบ ๆ คลื่นขยายตัวภายในท่อผสม

2.3.8 สารทำงาน

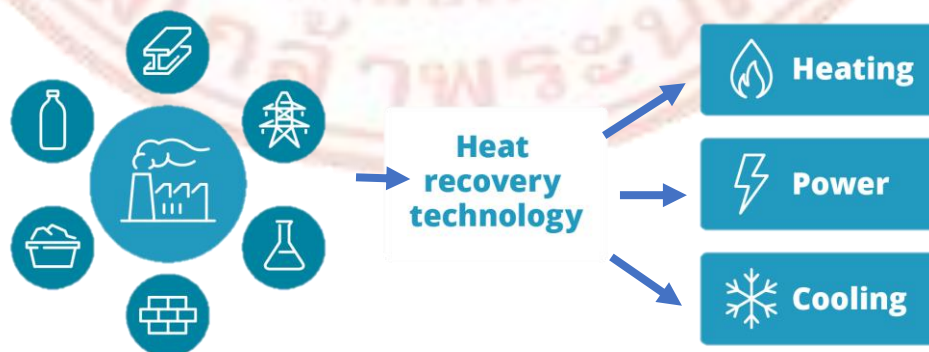
ระบบทำความเย็นแบบบีเจ็คเตอร์นี้เริ่มพัฒนาโดยใช้น้ำเป็นสารทำงานเนื่องจากเป็นระบบขนาดใหญ่ใช้สำหรับปรับอากาศอาคารขนาดใหญ่ ดังนั้นไม่ว่า บอยเลอร์ คอนเดนเซอร์ บีมหมุนเวียน สารทำงานก็สามารถนำเอาของที่ใช้อยู่ในอุตสาหกรรมมาใช้ได้เลย น้ำมีค่าความร้อนแฝงของการเปลี่ยน สถานะจากของเหลวกลายเป็นไอสูงมากจึงทำให้อัตราการหมุนเวียนสารทำงานต่ำและความดันแตกต่าง ระหว่างบอยเลอร์กับคอนเดนเซอร์ต่ำจึงทำให้พลังงานกลที่ใช้ในการขับเคลื่อนบีมนั้นมีค่าน้อยมากนอกจากนี้ น้ำยังมีราคาถูกและไม่ทำลายสภาวะแวดล้อมแต่ข้อเสียของการใช้น้ำเป็น

สารทำงานคือไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องการความเย็นที่ต่ำกว่า $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ และโดยปกติแล้วระบบจะมีความดันต่ำกว่า บรรยากาศมากจึงเป็นการยากที่จะป้องกันการรั่วซึมของอากาศจากภายนอก

2.4 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้

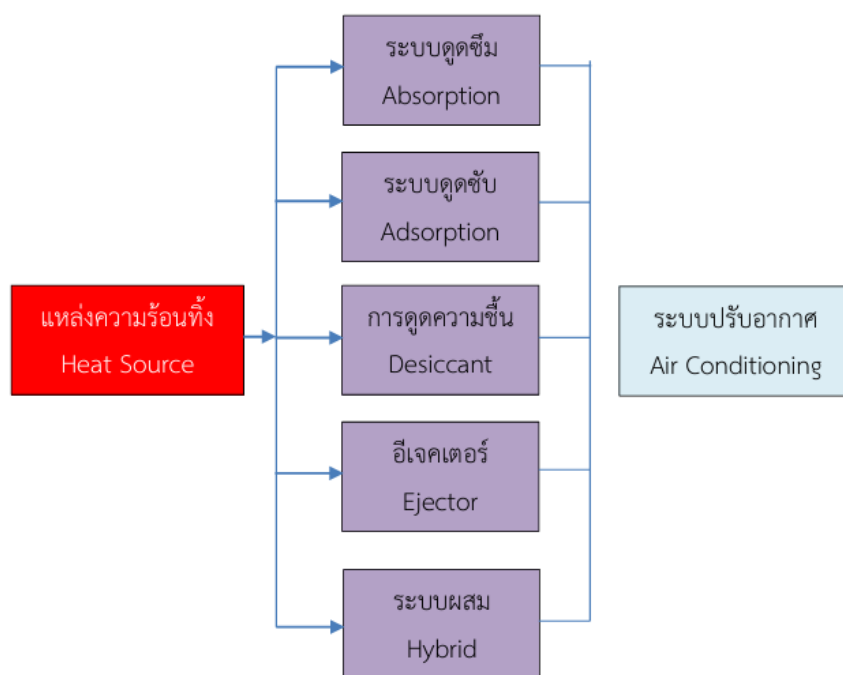
ความร้อนทิ้ง หรือ Waste heat หมายถึง พลังงานที่ไหลออกไปพร้อมกับกระแสของอากาศ ก๊าซไอเสีย ของเหลว ที่ออกไปจากขอบเขตของอาคารหรือโรงงาน สู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งพลังงานเหล่านั้นในที่สุดไม่ได้ถูกนำมาใช้ประโยชน์ ตัวอย่างของความร้อนทิ้งดังกล่าว ได้แก่ ก๊าซไอเสียจากอุปกรณ์ที่มีการเผาไหม้ เช่น อุตสาหกรรม หม้อไอน้ำ ก๊าซหรือลมร้อนจากกระบวนการผลิต น้ำระบายความร้อน ความร้อนจากผิวร้อนของเครื่องจักร หรือผลิตภัณฑ์ แล้วถ่ายเทให้กับอากาศ โดยการเผาหรือแผ่รังสี ความร้อนทิ้งมักแบ่งตามช่วงอุณหภูมิซึ่งจะแสดงถึงศักยภาพในการนำไปใช้งาน มาตรฐานในการแบ่งช่วงอุณหภูมิความร้อนทิ้งค่อนข้างใกล้เคียงกัน ในการศึกษานี้จะใช้หน่วยอุณหภูมิตาม SI ดังนี้ ความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำมีช่วงอุณหภูมิต่ำกว่า 250°C , ความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลางมีช่วงอุณหภูมิตั้งแต่ $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง 500°C และ ความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง มีช่วงอุณหภูมิ เกินกว่า 500°C ขณะเดียวกัน การนำความร้อนทิ้งมาใช้ จำเป็นต้องมีแหล่งรับความร้อนหรือ Heat sink ซึ่งได้แก่ กระบวนการที่มีการ ทำความร้อนที่โรงงานต้องใช้ เช่น การผลิตน้ำร้อน การผลิตอากาศร้อน การให้ความร้อน ขึ้นงานในที่นี้จะแบ่งแหล่งใช้ความร้อนออกเป็น 3 ช่วงได้แก่ แหล่งรับความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ ต้องการอุณหภูมิต่ำกว่า 150°C , แหล่งรับความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง ต้องการอุณหภูมิ ในช่วง $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง 250°C และแหล่งรับความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง ต้องการอุณหภูมิที่เกิน 500°C (กลุ่มวิจัยเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน, 2565)

การนำความร้อนกลับมาใช้ (Waste Heat Recovery) เป็นกระบวนการดึงพลังงานความร้อนที่สูญเสียไปจากกระบวนการอุตสาหกรรมหรือเครื่องจักรต่าง ๆ กลับมาใช้ใหม่ แทนที่จะปล่อยทิ้งไปในสิ่งแวดล้อม วิธีนี้ช่วย เพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน ลดต้นทุน และลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม



ภาพที่ 2-11 การนำความร้อนกลับมาใช้

การนำความร้อนทิ้งมาใช้ในการปรับอากาศ (Waste heat Recovery for Air Conditioning) เทคโนโลยีในการนำความร้อนทิ้งมาใช้เป็นแหล่งพลังงานในการปรับอากาศมีหลายเทคโนโลยี อาทิ ระบบดูดซึม ระบบดูดซับ การใช้สารดูดความชื้นและการใช้อีเจกเตอร์ เป็นต้น ดังภาพที่ 2-12

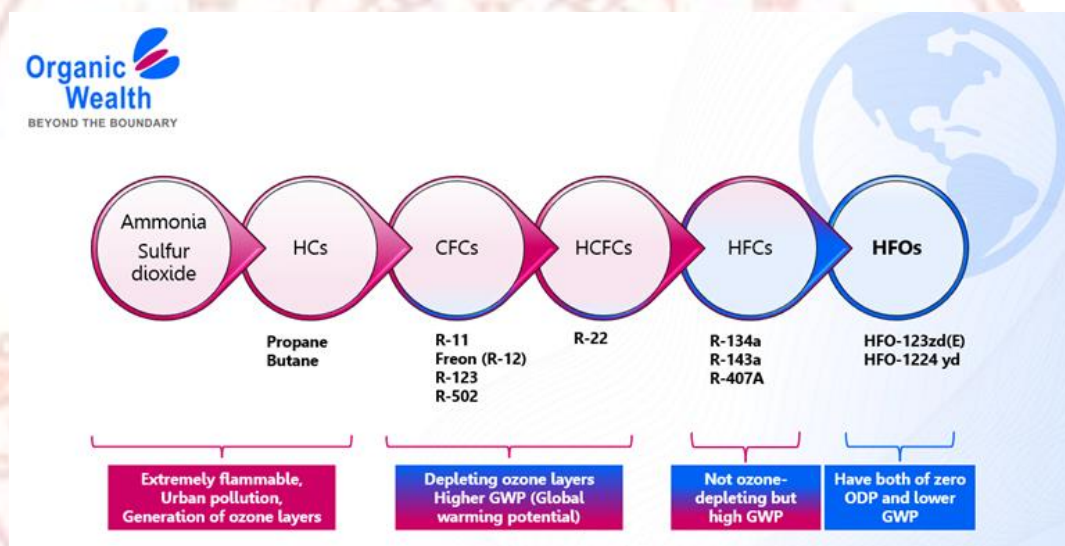


ภาพที่ 2-12 ผังแสดงการใช้งานความร้อนทิ้งเพื่อการปรับอากาศ

2.5 สารทำความเย็น

ในอดีตจนถึงปัจจุบันอุตสาหกรรมทำความเย็นได้มีการเติบโตเป็นอย่างมากไม่ว่าจะเป็นด้านวิศวกรรม ยา อาหาร เป็นต้น แต่ในขณะเดียวกันการเติบโตของอุตสาหกรรมเหล่านี้ก็นำมาสู่ปัญหาภาวะโลกร้อน (Global warming) เนื่องจากสารทำความเย็นใช้เวลาในการย่อยสลายค่อนข้างนาน หากมีการสะสมในชั้นโทรโพสเฟียร์ (Troposphere) ก็จะก่อให้เกิดการทำลายชั้นโอโซนได้ในที่สุด โดยสารทำความเย็นที่นำมาใช้ในช่วงแรกนั้น ได้แก่ สารไฮโดรคาร์บอน เช่น โพรเพน (Propane) บิวเทน (Butane) ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO₂) และแอมโมเนีย (NH₃) ที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายแต่เนื่องจากติดไฟง่ายจึงได้เกิดแนวคิดสารที่เราคุ้นเคยขึ้นมาเป็นอย่างดี ชื่อว่า Freon (R-12) ที่เป็นตระกูลคลอโรฟลูออโรคาร์บอน (Chlorofluorocarbons) แต่พบว่าสารเหล่านี้มีศักยภาพที่ทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (Global warming potential, GWP) รวมถึงสามารถทำลายชั้นโอโซนได้ (Ozone depleting potential, ODP) จึงได้ยกเลิกการใช้สารเหล่านี้ในที่สุด หลังจากนั้นก็ได้มีการ

พัฒนาตัวไฮโดรคลอโรฟลูออโรคาร์บอนขึ้นมา (HCFCs) ได้แก่ R-22 แต่เนื่องจากยังมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมจึงได้มีการเลิกใช้ไปในที่สุด ต่อมาไฮโดรฟลูออโรคาร์บอน (HFCs) ได้แก่ R-134a R143a และ R-407a เป็นต้น เข้ามามีบทบาทมากขึ้นเพื่อการทำลายชั้นโอโซน โดยสารทำความเย็นเหล่านี้ให้ประสิทธิภาพที่ดีแต่ยังมีข้อจำกัดในเรื่องโลกร้อนอยู่ ทำให้บริษัทต่าง ๆ คิดค้นสารทำความเย็นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมเพื่อเป็นการลดภาวะโลกร้อน (Global warming) และการทำลายชั้นโอโซน (Ozone depleting) จึงได้สารทำความเย็นตระกูลไฮโดรฟลูออโรโอเลฟินส์ (Hydrofluoro olefins) ออกมา เช่น HFO-1224yd และ HFO-1233zd ซึ่งสารเหล่านี้มีค่า GWP ต่ำ รวมถึงมีค่า ODP ที่ใกล้เคียง 0 แสดงให้เห็นถึงความเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมแต่ยังคงประสิทธิภาพในการใช้งานเป็นอย่างดี โดยสามารถสรุปดังภาพที่ 2-13

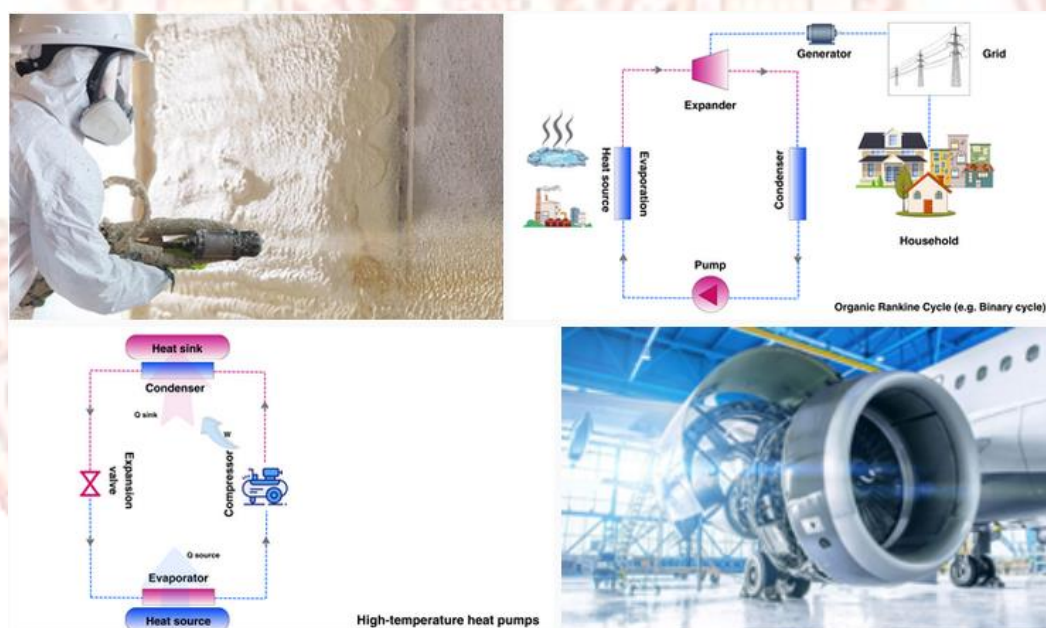


ภาพที่ 2-13 การใช้สารทำความเย็นตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน

ดังนั้นนอกจากการเลือกสารทำความเย็นที่ให้ประสิทธิภาพในการดำเนินระบบที่ดีที่สุดแล้วปัจจัยที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่คุณผลิตควรตระหนักถึงผลกระทบต่อโลกและสุขภาพในระยะยาว

ซิลเลอร์ (Chiller) เป็นหนึ่งในเครื่องทำความเย็นที่นิยมมากในอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ไม่ว่าจะเป็นอุตสาหกรรมยา ไอซ์สเก็ท การตัดงหรือแม้กระทั่งตามห้างสรรพสินค้าที่ต้องมีเครื่องชนิดนี้เอาไว้แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้าง เครื่องซิลเลอร์จะให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นค่อนข้างดี โดยระบบของซิลเลอร์จะมีสารทำความเย็นไหลอยู่ภายในระบบ ได้แก่ R448A, R410A, R404A, R407C, R717, Ammonia, R134A, HFC, R-744 CO₂, R-245fa, R-1234yf, R-1234ze(E),

R-1233zd(E) และ R-1336mzz เป็นต้น อย่างไรก็ตามสารทำความเย็นบางตัวมีความเป็นพิษและห้ามใช้ในบางประเทศ รวมถึงมีผลกระทบต่อภาวะโลกร้อน จึงได้มีการคิดค้นสารทำความเย็นตระกูลไฮโดรฟลูออโรโอเลฟินส์ขึ้นมา ดังที่กล่าวไปข้างต้น เช่น HFO-1224yd ที่นอกจากจะให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็น ค่า GWP มีค่าต่ำและ ODP มีค่าใกล้เคียงกับ 0 อีกด้วย ซึ่ง HFO-1224yd เป็นสารทำความเย็นที่ไม่สามารถติดไฟได้ (Non-flammable property) นิยมนำมาใช้ในเครื่องชิลเลอร์แบบปั่นเหวี่ยง (Centrifugal chiller) วัฏจักรแรงดัน (Organic Rankine Cycle) แบบการใช้ 2 วงจร (Binary cycle generation) ฮีทปั๊มที่ใช้ผลิตความร้อนระบบการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (Waste heat recovery system) ใช้เป็นสารเป่า (Blowing-agent) สารดับเพลิง (Fire extinguishing agent) หรือแม้กระทั่งในการล้างทำความสะอาดในอุตสาหกรรมเครื่องบิน (Aerosol solvent) ในส่วนของเครื่องที่มีการใช้น้ำมันหรือต้องการกำจัดคราบน้ำมันออกจากเครื่อง ดังภาพที่ 2-14



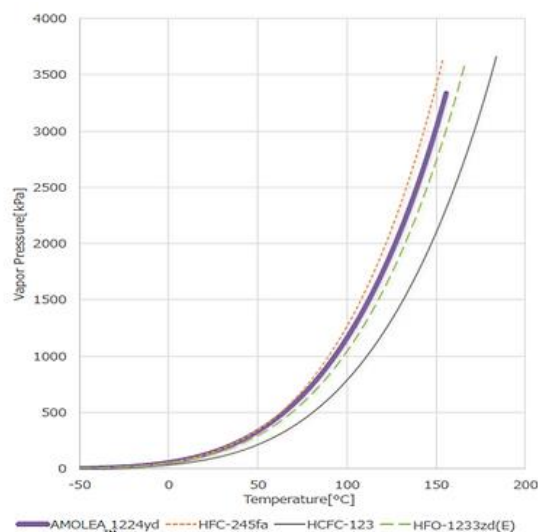
ภาพที่ 2-14 อุตสาหกรรมที่มีการใช้ HFO-1224yd

HFO-1224yd จะให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นใกล้เคียงกับ R-245fa ประหยัดพลังงานมาก และเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่า HCFC-123 และ HFO-1233zd(E) อีกทั้ง HFO-1224yd มีคุณสมบัติทางเคมีใกล้เคียงกับ R-245fa ทำให้สามารถเปลี่ยนมาใช้สารทำความเย็นชนิดนี้ได้โดยที่ไม่ต้องมีการออกแบบระบบทำความเย็นใหม่ให้ยุ่งยาก ซึ่งคุณสมบัติเป็นดังภาพที่ 2-15

Refrigerant		AMOLEA™ 1224yd	HFC -245fa	HCFC -123	HFO -1233zd(E)
Molecular formula		$\text{CF}_3\text{CF}=\text{CHCl}$	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$	CHCl_2CF_3	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHCl}$
Molecular weight	g/mol	148.5	134.0	152.9	130.5
Critical temperature	°C	155.5	153.9	183.7	166.5
Critical pressure	MPa	3.34	3.65	3.66	3.62
Critical density	kg/m ³	527	519	550	480
Freezing point	°C	-115	-105	-107	-107
Normal boiling point	°C	15	15	28	18
Vapor pressure(25°C)	kPa	149	149	91.4	130
Vapor density(25°C)	kg/m ³	9.47	8.50	5.87	7.21
Liquid density(25°C)	kg/m ³	1361	1339	1464	1263
Latent heat of vaporization(25°C)	kJ/kg	164.0	191.2	171.4	191.2
Heat capacity ratio (25°C, 1atm)	-	1.098	1.094	1.445	1.105
Surface tension(25°C)	N/m	12.7	13.6	15.2	14.6
Solubility of water(25°C)	ppm	290	1600	632	460
Volume resistivity	Ω·cm	5.7×10^9	2.0×10^9	1.5×10^8	N.D.
Flammable range	vol%	None	None	None	None
ODP (CFC-11=1)	-	0.00023 ^{*7}	0	0.02	0.00024
GWP (CO ₂ =1, 100 ITH)	-	0.88 ^{*7}	1030	77	1
Atmospheric lifetime	-	20days	7.7years	1.3years	26days
AEL	ppm	1000	300	50	800
ASHRAE Classification	-	A1	B1	B1	A1
RCL	ppm	60000	34000	9100	16000
CAS No.	-	111512-60-8	460-73-1	306-83-2	102687-65-0
TSCA	-	Applied	Registered	Registered	Registered

ภาพที่ 2-15 คุณสมบัติของสารทำความเย็น

เมื่อเปรียบเทียบกับ R-245fa เราจะสังเกตเห็นว่าอุณหภูมิวิกฤต (Critical temperature) ความดันวิกฤต (Critical pressure) และความหนาแน่นวิกฤต (Critical density) มีค่าไม่แตกต่างกันมาก ซึ่งปัจจัยเหล่านี้มีผลต่อการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น นอกจากนี้จุดเดือดและจุดเยือกแข็งยังมีค่าใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาจาก GWP และ ODP พบว่า HFO-1224yd มีความเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่าด้วยค่าเท่ากับ 0.88 และ 0.00023 ตามลำดับ อีกทั้งค่าของการปลดปล่อยสารทำความเย็น (Allowable Exposure Limit, AEL) และความเข้มข้นในสถานที่ปิด (Refrigerant Concentration Limit, RCL) มีค่าเท่ากับ 1,000 และ 60,000 ppm ตามลำดับ โดยเฉพาะอย่างยิ่งประเภทของสารทำความเย็นโดยที่จัดขึ้นจากองค์กร ASHRAE ได้ระบุให้ HFO-1224yd จัดอยู่ในกลุ่ม A1 คือเป็นสารมีพิษน้อยและไม่เกิดการลุกลามของไฟภายใต้อุณหภูมิ 60 องศาเซลเซียส เมื่อเปรียบเทียบกับ R-245fa และ HCFC-123 หากเปรียบเทียบความดันไอที่เกิดขึ้นพบว่า HFO-1224yd จะมีค่าความดันไอใกล้เคียงกับ HFC-245fa และ HFO-1233zd ดังภาพที่ 2-16 จึงไม่ต้องยุ่งยากต่อการออกแบบระบบใหม่หากเปลี่ยนมาใช้ HFO-1224yd



ภาพที่ 2-16 ความดันไอที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น

จากภาพที่ 2-5 พบว่าการเข้ากันได้ระหว่างสารทำความเย็นแต่ละชนิดกับน้ำมันและโลหะโดยมีการควบคุมวัน อุณหภูมิ ประเภทน้ำมันรวมถึงขนาดของชิ้นโลหะที่ใช้ พบว่า HFO-1224yd จะมีความเป็นกรดในน้ำมันและสารหล่อเย็นน้อยกว่า R-245fa และ HCFC-123 รวมถึงมีค่าดัชนีการกัดกร่อนต่อโลหะน้อยกว่า 5 mg/dm^2 ต่อ 1 วัน ดังภาพที่ 2-17

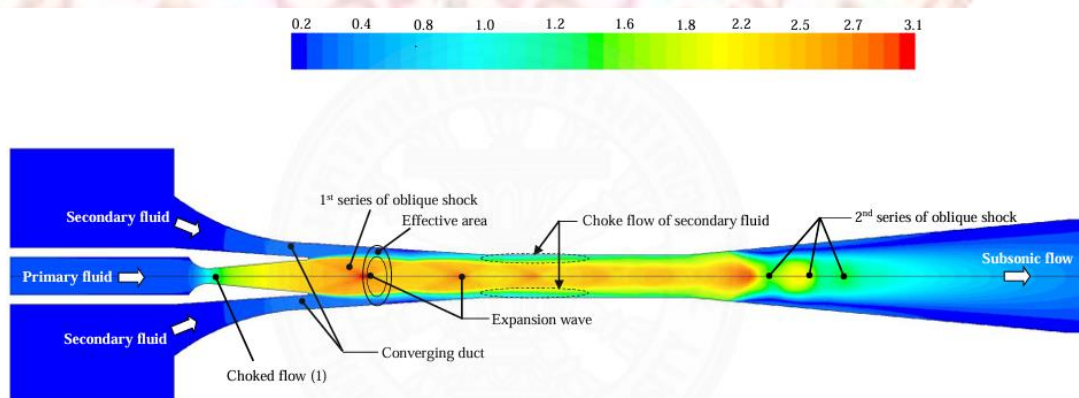
Refrigerant	AMOLEA™ 1224yd	HFC -245fa	AMOLEA™ 1224yd	HCFC -123
Type of Oil	POE	POE	Naph.*	Naph.*
Temp.	175°C	175°C	175°C	175°C
Aging time	14days	14days	14days	14days
Acidity of refrigerant [ppm as HF]	<1	<1	1	>20,000
Appearance	Clear	clear	Clear	Cloudy
Oil color [ASTM]	0.2	0.2	0.8	9.9
Acidity of oil [mgKOH/g]	<0.01	<0.03	<0.01	0.08
Degree of corrosion [mg/dm ² /day]	SS	<5	<5	<5
	Cu	<5	<5	+10
	Al	<5	<5	>+100

ภาพที่ 2-17 การเข้ากันได้ระหว่างสารทำความเย็นแต่ละชนิดกับน้ำมันและโลหะ

2.6 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

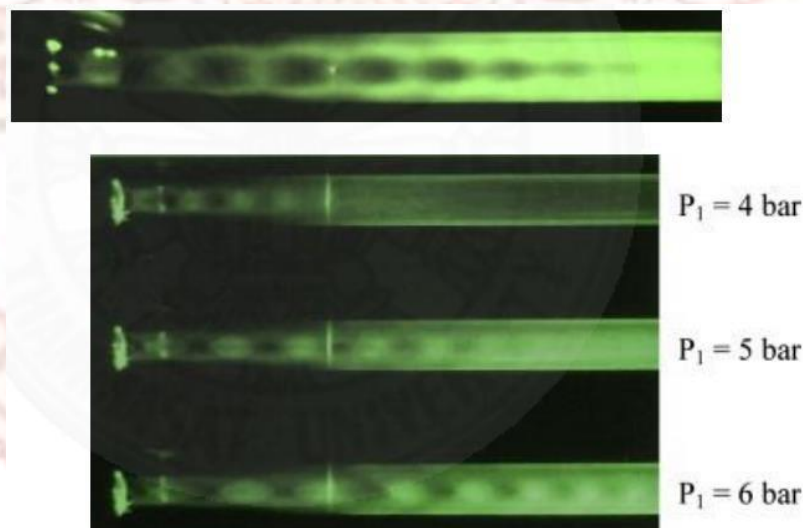
พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ Computational Fluid Dynamics (CFD) คือศาสตร์ที่ใช้คอมพิวเตอร์ในการจำลองและวิเคราะห์พฤติกรรมของไหล (ของเหลวและก๊าซ) รวมถึงการถ่ายเทความร้อน โดยอาศัยหลักการของกลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanics) และวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical Methods) เพื่อแก้สมการที่ควบคุมการไหลของของไหล เช่น สมการอนุรักษ์มวล (Continuity Equation) สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Navier-Stokes Equations) สมการอนุรักษ์พลังงาน (Energy Equation) CFD ถูกนำไปใช้ในหลากหลายอุตสาหกรรม เช่น อากาศยานและยานยนต์สำหรับวิเคราะห์แรงต้านอากาศ (Aerodynamics) พลังงานและสิ่งแวดล้อมจำลองการไหลของก๊าซในโรงไฟฟ้าหรือการกระจายตัวของมลพิษ ในอุตสาหกรรม ด้านวิศวกรรมเครื่องกล วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชีวการแพทย์ จำลองการไหลของเลือดในหลอดเลือด ซึ่ง ซอฟต์แวร์ที่ใช้ทำ CFD ได้แก่ ANSYS Fluent, OpenFOAM, COMSOL Multiphysics, Star-CCM+, SimScale เป็นต้น สรุป CFD เป็นเครื่องมือสำคัญในการวิเคราะห์และออกแบบระบบที่เกี่ยวข้องกับของไหล โดยช่วยให้สามารถศึกษาปรากฏการณ์ที่ซับซ้อน ลดต้นทุนการทดลองจริง และปรับปรุงประสิทธิภาพของผลิตภัณฑ์ในหลากหลายอุตสาหกรรม

การใช้การจำลอง CFD เพื่ออธิบายการไหลภายในอีเจ็คเตอร์ภายใต้เงื่อนไขการทำงานและรูปทรงเรขาคณิตที่แตกต่างกัน ผลการจำลองถูกนำมาใช้แสดงเป็นภาพคอนทัวร์แบบเต็มสีของ Mach number, อุณหภูมิสถิต และความดันสถิต ซึ่งสามารถสร้างขึ้นได้ง่ายผ่านฟังก์ชันของซอฟต์แวร์เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ ตัวอย่างภาพคอนทัวร์ของ Mach number แสดงอยู่ในภาพที่ 2.18



ภาพที่ 2-18 รูปทรงปกติของเลขมัคที่แสดงถึงการไหลภายในอีเจ็คเตอร์โดยใช้ R141b เป็นสารทำงาน (Tongchana, 2016)

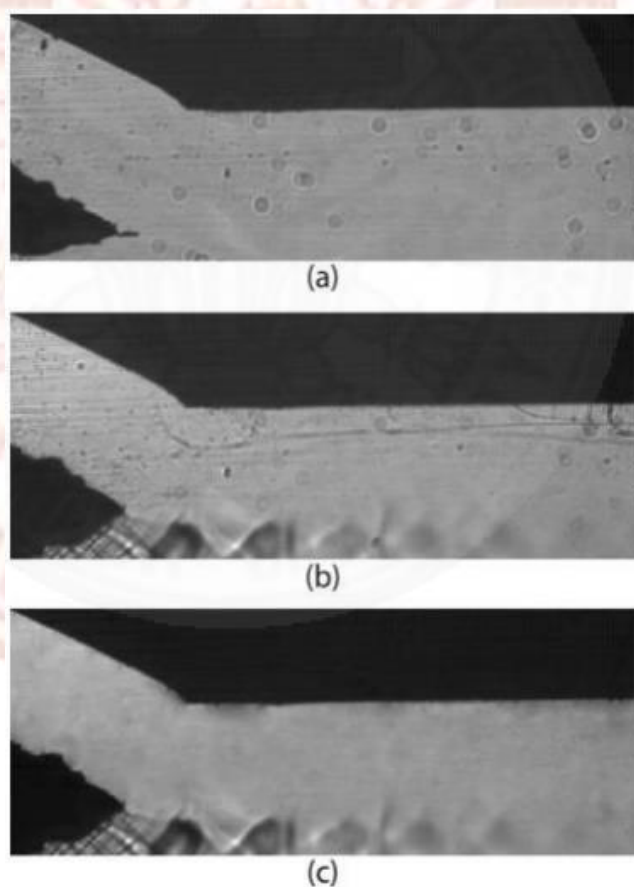
เพื่อให้พฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์มีความสมจริงมากขึ้น นักวิจัยบางคนได้พยายามค้นหาวิธีทางเลือกในการสำรวจการแสดงผลของการไหล หนึ่งในวิธีเหล่านั้นคือ การตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์ (Laser-Tomography) ซึ่งถูกเสนอโดย Buhanguel et al. (2011) เทคนิคการตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์ใช้หลักการสะท้อนของแสงเลเซอร์ผ่านปริซึมเพื่อตรวจสอบการไหลของกระแสรวเร็วเหนือเสียงที่เคลื่อนผ่านอีเจ็คเตอร์โปร่งใส ภาพตัวอย่างที่ได้จากเทคนิคนี้แสดงในภาพที่ 2.19 ซึ่งสามารถเห็นได้ว่าพฤติกรรมจริงของการไหลความเร็วเหนือเสียงสามารถถูกแสดงออกมาได้อย่างชัดเจนผ่านเทคนิคนี้นอกจากนี้ ยังพบว่าการก่อตัวของ คลื่นขยายตัว (Expansion Wave) ที่ได้รับจากเทคนิคการตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์นี้มีลักษณะคล้ายคลึงกับผลลัพธ์จากการจำลอง Computational Fluid Dynamics ที่แสดงออกมาในรูปแบบของกราฟิกฟิลคอนทัวร์ (Graphic Filled Contour) อีกทั้งยังแสดงให้เห็นว่าลักษณะการไหลของกระแสรวเร็วมีการเปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญตามเงื่อนไขการทำงานที่แตกต่างกัน เทคนิคการตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์จึงถือเป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพในการศึกษาการแสดงผลของการไหลภายในอีเจ็คเตอร์ในปัจจุบัน เทคนิคนี้สามารถนำไปใช้ได้กับอีเจ็คเตอร์ที่ใช้ อากาศเป็นของไหลทำงานเท่านั้น เนื่องจากข้อจำกัดของอุปกรณ์และเทคโนโลยีที่มีอยู่ในขณะนี้



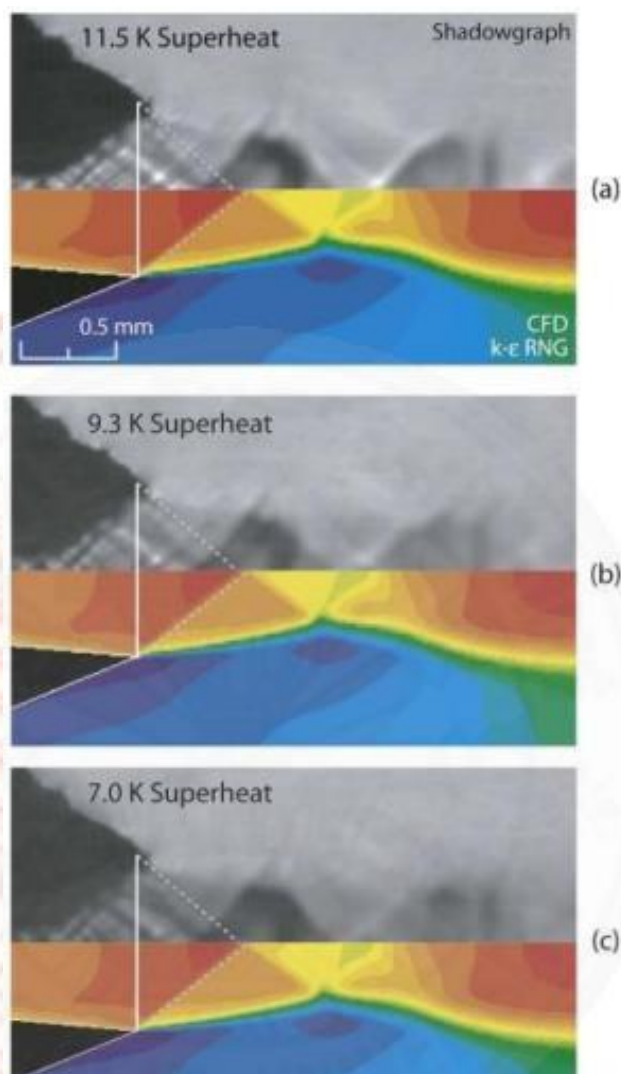
ภาพที่ 2-19 การก่อตัวของคลื่นขยายที่เกิดจากเทคนิคการตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์
(Buhanguel et al, 2011)

Little et al. (2016) ได้เสนอ เทคนิคการถ่ายภาพ Schlieren Photograph Technique หรือ Shadowgraph เพื่อใช้สร้างภาพแสดงพฤติกรรมการไหลภายในอีเจ็คเตอร์เทคนิคนี้ใช้หลักการ

สะท้อนแสงผ่านอีเจ็คเตอร์โปร่งใสที่มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า เพื่อสร้างภาพของกระแสความเร็วเหนือเสียงที่ไหลผ่านอีเจ็คเตอร์ ตัวอย่างของภาพชลีเรนที่ถ่ายโดย (Little et al, 2016) แสดงดังภาพที่ 2-20 งานวิจัยของพวกเขาเน้นไปที่การถ่ายภาพแสดงการไหลโดยใช้สารทำความเย็น R134a เป็นของไหลทำงานสำหรับการใช้งานด้านระบบทำความเย็น จากภาพที่ 2-20 สามารถเห็นได้ว่ากระบวนการไหลของ R134a ที่เคลื่อนที่ผ่านอีเจ็คเตอร์สามารถมองเห็นได้จริง แม้ว่าของไหลทำงานจะไม่ใช่อากาศ (ซึ่งเป็นข้อจำกัดของเทคนิคการตรวจเอกซเรย์ด้วยเลเซอร์ นอกจากนี้ งานวิจัยยังพิสูจน์ว่า ลักษณะการไหลของ R134a ภายในอีเจ็คเตอร์มีความคล้ายคลึงกับผลลัพธ์ของการจำลอง CFD ซึ่งแสดงเป็นภาพคอนทัวร์แบบเต็มสี่ที่ได้จากแบบจำลอง RNG-k-epsilon ตัวอย่างการเปรียบเทียบระหว่างภาพถ่ายชลีเรนและผลการจำลอง CFD แสดงอยู่ในภาพที่ 2-21 จากผลลัพธ์ดังกล่าว แสดงให้เห็นว่า การจำลอง CFD เป็นหนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพในการประเมินสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ อย่างไรก็ตาม ภาพเงา (Shadowgraph) ที่ได้จากเทคนิคการถ่ายภาพ Schlieren-Photograph Technique อาจมีข้อจำกัดเนื่องจากชนิดของของไหลที่ใช้ในการทดลอง



ภาพที่ 2-20 กราฟเงาแสดงการไหลภายในอีเจ็คเตอร์ถ่ายโดยเทคนิคการถ่ายภาพ Schlieren Photograph Technique (Little et al, 2016)



ภาพที่ 2-21 กราฟเงาเปรียบเทียบกับรูปร่างของเลขมัดได้จากการจำลอง CFD, (Little et al, 2016)

2.7 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในโปรแกรมการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT)

2.7.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการไหล

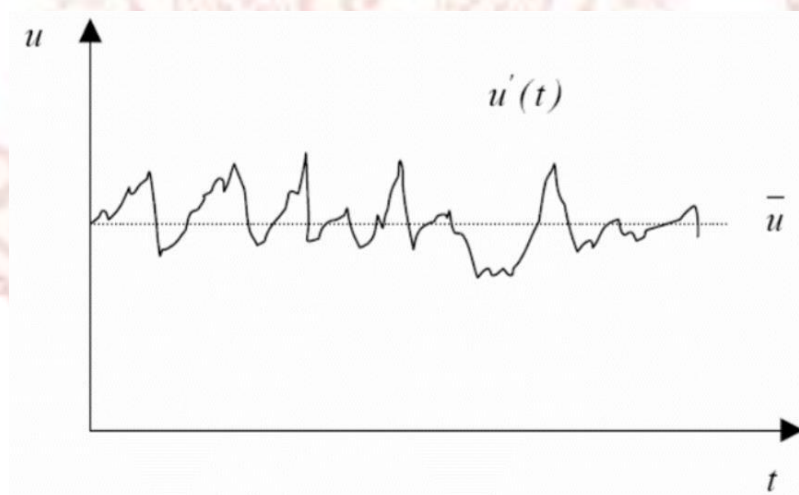
ของไหลคือ สสารที่มีการเปลี่ยนรูปร่างอย่างต่อเนื่อง เมื่อมีความเค้นเฉือนมากระทำจะทำให้สสาร เกิดการเคลื่อนที่และเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ของเหลวและก๊าซจัดว่าเป็นรูปแบบของของไหลชนิดหนึ่ง แต่ก๊าซเป็นของไหลที่อัดตัวได้ ส่วนของเหลวเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ หรือสามารถอัดตัวได้ภายใต้ความดันสูง ของไหลอัดตัวได้เป็นของไหลที่มีความหนาแน่นไม่คงที่ ซึ่งขึ้นอยู่กับหลายๆตัวแปร เช่น ก๊าซที่อยู่ใน สภาวะปิดสนิท เมื่อได้รับความร้อนจะทำให้มีความหนาแน่นสูงขึ้น แต่เมื่อสูญเสียความร้อน ความหนาแน่นของก๊าซจะลดลง ในงานวิจัยนี้จะศึกษาเฉพาะของไหลที่อัดตัวได้เนื่องจากสสารที่อยู่ภายในอีเจ็คเตอร์นั้นมีสถานะเป็นก๊าซทั้งหมด ซึ่งก๊าซเป็นของไหลที่อัดตัวได้

2.7.1.1 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนนั้นพิจารณาจากความเร็วของการไหลของของไหลเป็นหลักโดยที่ที่ความเร็วของการไหลต่ำจะทำให้ของไหลเกิดการไหลแบบราบเรียบแต่ถ้าค่าความเร็วสูงจะทำให้ของไหลเกิดการไหลแบบปั่นป่วน อีกทั้งยังสามารถพิจารณาได้จากความหนืดของของไหล ถ้าของไหลมีความหนืดสูง มักจะเกิดการไหลแบบราบเรียบเพราะแรงต้านความเร็วในการไหลมาก ในทางกลับกันถ้าของไหลมีความหนืดต่ำ จะทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพราะแรงต้านความเร็วในการไหลน้อย ในงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นไปที่การไหลแบบปั่นป่วนเป็นหลักเนื่องจากพฤติกรรมการไหลของของไหลภายในอีเจ็คเตอร์นั้นมักเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง อีกทั้งสารที่อยู่ภายในอีเจ็คเตอร์มีสถานะเป็น ก๊าซทั้งหมดซึ่งมีค่าความหนืดต่ำ

2.7.1.2 สมการควบคุมของการไหลของของไหล

สมการควบคุมของการไหลของของไหล โดยปกติแล้วค่าตัวแปรต่างๆสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมักมีค่าไม่คงที่ และค่าต่างๆเหล่านั้นนั้นจะเป็นสมการความสัมพันธ์ที่ขึ้นกับเวลา กล่าวก็คือค่าเหล่านี้จะเปลี่ยนไปตามเวลาที่เปลี่ยนไป ดังเช่น ตัวอย่างของความเร็ว u ตามภาพที่ 2-22 ซึ่งปัญหา ลักษณะ เช่นนี้ทำให้การคำนวณตัวแปรมีความยุ่งยากเพิ่มมากขึ้นเป็นอย่างมาก เพราะฉะนั้นจึงทำการ สมมุติว่า คุณสมบัติต่าง ๆ ที่พิจารณาในกรณีการไหลแบบปั่นป่วนนี้สามารถแบ่งออกเป็นได้ 2 ส่วน โดยใช้หลักการ Reynolds decomposition ได้ดังนี้ 1. ส่วนที่ค่าเฉลี่ยไม่ขึ้นกับเวลา 2. ส่วนที่ค่าความผันผวนขึ้นกับเวลา



ภาพที่ 2-22 ลักษณะของความเร็วในการไหลแบบปั่นป่วน

สมการพื้นฐานของการไหลแบบปั่นป่วนสำหรับสมการความต่อเนื่อง และสมการโมเมนตัม สามารถเขียนสมการทั้งสองให้อยู่ในรูปของเทนเซอร์ได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2-64)$$

สมการโมเมนตัม

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2-65)$$

จาก Reynold decomposition ทุกตัวแปรในการไหลสามารถแบ่งออกเป็นสองส่วนที่เป็นส่วนที่เป็นค่าเฉลี่ยและส่วนที่แทนผลของการสั่น ตัวอย่างเช่น ฟังก์ชัน สามารถแบ่งได้เป็น

$$f = \bar{f} + f' \quad (2-66)$$

จากนั้นทำการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่ง (time-averaging) จะได้ว่า

$$\bar{f}(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(x, y) dt \quad (2-67)$$

ซึ่งเมื่อทำการเฉลี่ยแล้วจะทำให้ค่าเฉลี่ยของส่วนที่แทนผลของค่าผันผวนกับเวลา นั้นมีค่าเป็นศูนย์ ($\bar{f}' = 0$) และจะได้ค่าเฉลี่ยของผลคูณทั้งสองตัวแปรมีค่าเป็น $\bar{f_g} = \bar{f_g} + \overline{f'_g}$ หากทำการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่งกับสมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัมจะได้

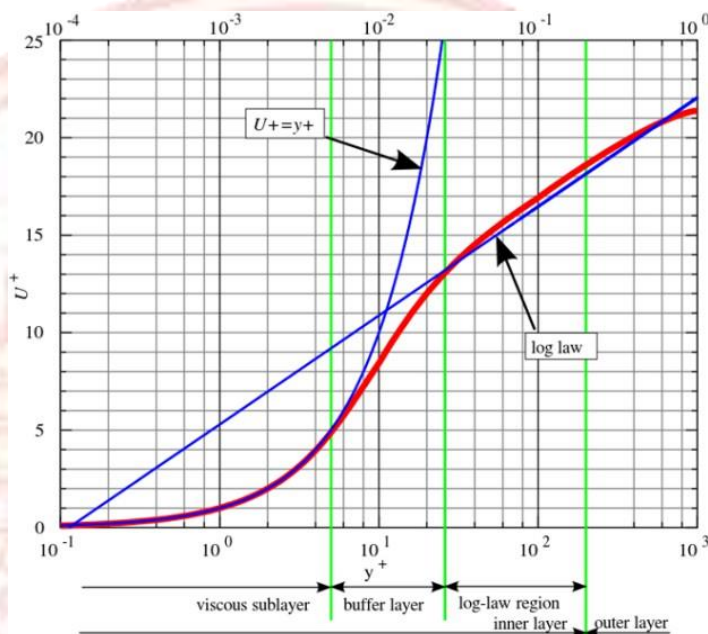
$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-68)$$

$$\rho u_1 \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2-69)$$

ซึ่งสมการ 2-68 และ 2-69 นี้ เรียกว่าสมการ Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

2.7.2 กฎสากลของผนัง

กฎสากลของผนัง หรือ The Universal Law of the Wall เป็นหลักการที่ใช้อธิบายโครงสร้างของชั้นเซตแดน (Boundary Layer) ใกล้พื้นผิวของของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ โดยเฉพาะในการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) บนพื้นผิวแข็ง เช่น ผนังท่อ หรือแผ่นเรียบ ดังภาพที่ 2-23



ภาพที่ 2-23 กฎสากลของผนัง (The Universal Law of the Wall)

ความสำคัญของ The Law of the Wall ใช้ในการจำลองการไหลปั่นป่วนช่วยให้เข้าใจพฤติกรรม การไหลใกล้ผนังใน CFD เช่น ANSYS Fluent ใช้ในการออกแบบระบบไหลในอุตสาหกรรม เช่น ท่อส่งของไหล, อากาศพลศาสตร์ของปีกเครื่องบิน ช่วยลดข้อผิดพลาดในการวิเคราะห์ความเค้นของผิว (Wall Shear Stress) และแรงเสียดทานของไหล (Friction Factor)

2.7.3 การเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม

การเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม นั้นเกี่ยวข้องกับความแม่นยำและความสมเหตุสมผลของ ข้อมูลเชิงตัวเลข ที่ได้จากการคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ โดยเงื่อนไขและการ คำนวณเพื่อหาจำนวนกริดที่เหมาะสม สามารถทำได้โดยการใช้สูตรสมการทางคณิตศาสตร์ ในการ คำนวณเพื่อหาผลลัพธ์ดังกล่าว เพื่อเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม สำหรับการจำลองเชิงตัวเลขใน โปรแกรม ANSYS FLUENT สำหรับผลลัพธ์ของการเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสมที่ได้จากการคำนวณ ด้วยสูตรสมการ ทาง คณิตศาสตร์ซึ่งก็คือจำนวนกริดที่น้อยที่สุด ที่ต้องการจำลองเชิงตัวเลขนั้นยัง

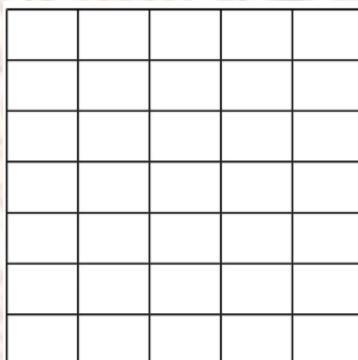
สามารถประหยัดเวลาที่ใช้ในการคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ และผลลัพธ์ที่ได้ ออกมานั้นยังมีความ แม่นยำ และมีความสมเหตุสมผล

ค่าความผิดพลาดของข้อมูลเชิงตัวเลข (truncation error, $\mathcal{E}$) ที่เกิดจากการเลือกจำนวนกริด ที่เหมาะสมเกิดจากผลต่างระหว่างค่าผลลัพธ์เชิงตัวเลขของจำนวนกริดอิสระ (grid independent result, $\phi_{\text{grid independent}}$) และค่าผลลัพธ์เชิงตัวเลข ปัจจุบัน (current numerical result, ϕ)

$$\mathcal{E} = \phi_{\text{grid independent}} - \phi \quad (2-70)$$

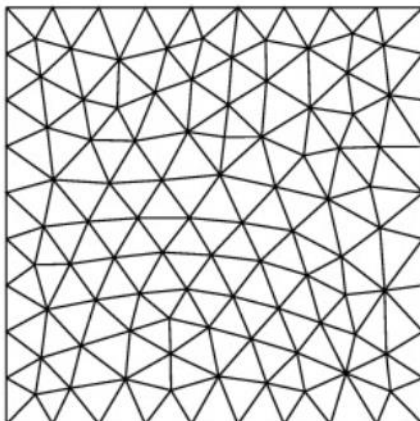
ประเภทของกริด (Types of Grids/Meshes)

2.7.3.1 กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid) ประกอบด้วยเซลล์รูป สี่เหลี่ยม (2D) หรือทรงอิฐ (3D) เช่น Hexahedral Mesh มีโหนดที่เรียงตัวเป็นระเบียบ ทำให้การคำนวณมีประสิทธิภาพสูง ใช้ในปัญหาที่มีขอบเขตเรียบง่าย เช่น ท่อไหล, แผ่นเรียบดังภาพที่ 2-24



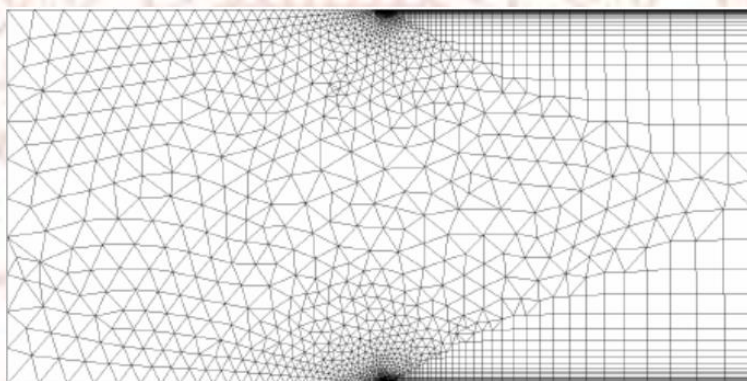
ภาพที่ 2-24 กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid)

2.7.3.2 กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid) ประกอบด้วย สามเหลี่ยม (2D) หรือสี่หน้า (3D) เช่น Tetrahedral Mesh ปรับเปลี่ยนรูปร่างให้เหมาะกับ ขอบเขตซับซ้อน เช่น ปีกเครื่องบิน, ใบพัดใช้งานง่าย แต่ต้องใช้ทรัพยากรคำนวณมากกว่าดังภาพที่ 2-25



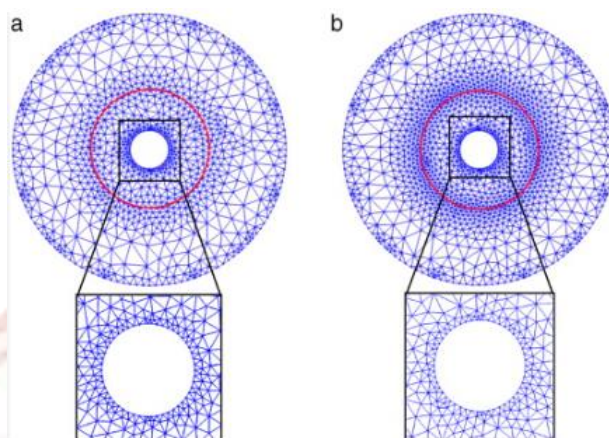
ภาพที่ 2-25 กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid)

2.7.3.3 กริดผสม (Hybrid Grid) ผสมระหว่าง Structured และ Unstructured ตัวอย่าง เช่น ใช้ Hexahedral ในโซนที่ต้องการความแม่นยำสูง และ Tetrahedral ในโซนที่ซับซ้อน ดังภาพที่ 2-26



ภาพที่ 2-26 กริดผสม (Hybrid Grid)

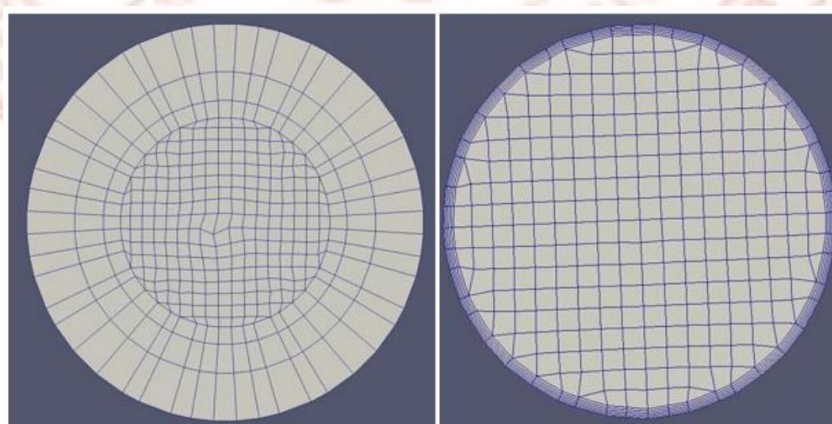
2.7.3.4 กริดแบบปรับตัว (Adaptive Mesh) กริดที่สามารถปรับให้ละเอียดขึ้นเฉพาะบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงสูง เช่น ช็อกเวฟ, ขอบปีก, กระแสน้ำวนดังแสดงในภาพที่ 2-27



ภาพที่ 2-27 กริดแบบปรับตัว (Adaptive Mesh)

2.7.4 การสร้างกริดที่เหมาะสมบริเวณใกล้เคียงขอบผนัง

การสร้างกริด (Grid Generation หรือ Meshing) เป็นขั้นตอนสำคัญในการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล ซึ่งมีผลโดยตรงต่อ ความแม่นยำของผลลัพธ์, ความเร็วในการคำนวณและความเสถียรของการแก้สมการในซอฟต์แวร์ เช่น ANSYS Fluent การสร้างกริดที่เหมาะสมบริเวณใกล้เคียงขอบผนังเป็นหนึ่งในวิธีการสำคัญสำหรับการแก้ปัญหา การไหลของของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่มีความถูกต้องและมีความแม่นยำมากที่สุดซึ่งโดยปกติแล้วโมเดลการจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k - \epsilon$ นั้นจะพิจารณาเฉพาะช่วงพื้นที่การไหลแบบปั่นป่วนที่ถูกพัฒนาอย่างเต็มที่แล้วเท่านั้น โดยมีเทคนิคในการสร้างกริดที่เหมาะสม บริเวณใกล้เคียงขอบผนังขนาดของกริดที่บริเวณขอบผนังที่เหมาะสมถูกกำหนด โดยค่า $wall y^+$ แสดงในภาพที่ 2-24



รูปที่ 2.28 ขนาดของกริดบริเวณใกล้เคียงขอบผนังเมื่อใช้ค่า $wall y^+$ ที่ต่างกัน

2.8 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

M. Elgezzar. et al.(2024) ใช้โปรแกรมจำลองพลศาสตร์ของไหลศึกษาพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตสำหรับการออกแบบอีเจ็คเตอร์ความเร็วเหนือเสียงที่มีประสิทธิภาพสูง วิจัยนี้มุ่งเน้นไปที่การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง CFD เชิงตัวเลข ซึ่งสร้างขึ้นโดยใช้ ANSYS Fluent 18.2 Workbench เพื่อใช้ในการจำลอง วิเคราะห์ และออกแบบหัวฉีดเหนือเสียงที่มีประสิทธิภาพสูงสำหรับระบบทำความเย็น ผลจากการศึกษาได้ข้อสรุป 1) มุม convergence angle ที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ 23° การเพิ่มหรือลดมุมจากค่านี้จะทำให้ประสิทธิภาพของหัวฉีดลดลง 2) ความยาวที่เหมาะสมของส่วนคอคอดควรมีค่าประมาณ 4 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด 3) มุมกระจายตัวของส่วน Diffuser ควรอยู่ในช่วง 8° ถึง 15° 4) ความยาวของ Diffuser ควรมากกว่าหรือเท่ากับ 4 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด จากการศึกษาทำให้สามารถออกแบบรูปทรงที่เหมาะสมที่สุดสำหรับกรณีศึกษาที่กำหนดไว้ล่วงหน้า ซึ่งส่งผลให้อัตราส่วนการนำพาเพิ่มขึ้นจาก 0.3935 เป็น 1.2001 ภายใต้สภาวะการทำงานเดียวกัน

S. A. Khan. et al.(2019) จำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ได้ดำเนินการโดยใช้ ANSYS FLUENT เพื่อศึกษาการไหลที่เกิดขึ้นจากหัวฉีดแบบคอคอด-คอกว้าง (Convergent-Divergent Nozzle) และท่อที่มีการขยายตัวอย่างฉับพลัน (Suddenly Expanded Duct) เงื่อนไขการจำลองที่ใช้ ได้แก่ อัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (L/D) = 10 อัตราส่วนพื้นที่ (Area Ratio) ระหว่างทางออกของหัวฉีดและพื้นที่หน้าตัดของท่อ = 1.6 ในการศึกษาได้ทำการวิเคราะห์ผลกระทบของ เลขมาคที่ทางออกของหัวฉีด (Nozzle Exit Mach Number) และ อัตราส่วนแรงดันหัวฉีด (Nozzle- Pressure Ratio) โดยใช้ค่าต่างๆ ดังนี้ เลขมาคที่ทางออกของหัวฉีด 1.87, 2.25 และ 2.58 สำหรับแต่ละเลขมาค ได้ตั้งค่า NPR เป็น 3, 5, 7, 9 และ 11 ทำให้มีการจำลองทั้งหมด 15 กรณีศึกษา โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ ($k-\omega$ Turbulence Model) ผลการจำลองพบว่ามีผลสอดคล้องกับผลการทดลอง และจากการวิเคราะห์พบว่า เลขมาคที่ทาง ออกของหัวฉีดและอัตราส่วนแรงดันหัวฉีดมีผลโดยตรงต่อการไหลที่ขยายตัวออกจากหัวฉีด

Natthawut. et al.(2011) ทดลองเกี่ยวกับระบบทำความเย็นด้วยไอน้ำแบบอีเจ็คเตอร์ (Steam Jet Refrigeration) มีการสร้างและทดสอบตู้เย็นต้นแบบที่มีความสามารถในการทำความเย็น 1 กิโลวัตต์ โดยทำการทดลองในสภาวะอุณหภูมิที่แตกต่างกัน และใช้หัวฉีดหลัก (Primary Nozzle) หลายรูปแบบระบบถูกทดสอบโดยกำหนด อุณหภูมิอิ่มตัวของหม้อไอน้ำ ให้อยู่ในช่วง $110 - 150^\circ\text{C}$ และกำหนดอุณหภูมิของเครื่องระเหย (Evaporator) คงที่ที่ 7.5°C สำหรับการทดลองนี้ ใช้หัวฉีดหลักทั้งหมด 8 รูปแบบ ซึ่งแบ่งออกเป็น 2 กลุ่มหลัก จำนวน 6 หัวฉีดแรก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอด (Throat Diameter) อยู่ในช่วง 1.4 - 2.6 มม. และมี Mach Number ที่

ทางออก (Exit Mach Number) เท่ากับ 4.0 อีกจำนวน 2 หัวฉีดที่เหลือนี้นี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดเท่ากันที่ 1.4 มม. แต่มี Mach Number ที่ทางออกต่างกันคือ 3.0 และ 5.5 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า รูปทรงเรขาคณิตของหัวฉีดหลักมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (COP)

Tongchana.(2016) ใช้โปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ในการทำนายประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ โดยใช้สารทำความเย็น R141b และทำการทดสอบระบบทำความเย็นสำหรับใช้งานสำหรับปรับอากาศใน ประเทศไทย โดยระบบถูกออกแบบให้มีความสามารถในการทำความเย็นได้ถึง 4500 วัตต์ใช้เครื่องกำเนิดไออุณหภูมิในช่วง 90-98 องศาเซลเซียส ใช้ 2 วิธีการในการทดสอบ 1) ใช้เครื่องทำความร้อนไฟฟ้าเป็นภาระในการทำความเย็น 2) ใช้งานปรับอากาศภายในห้อง หลังจากการทดสอบ พบว่า ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์โดยใช้ R141b เป็นสารทำความเย็นสามารถทำงานได้ใน เงื่อนไขการทำงานในประเทศไทยโดยสามารถรองรับภาระในการทำความเย็นได้ถึง 4500 วัตต์

สุรเชษฐ และคณะ.(2564) การศึกษาแบบจำลองอีเจ็คเตอร์เพื่อใช้ในระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เพื่อหาสัดส่วนที่ดีที่สุด ที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็น ซึ่งในการศึกษาครั้งนี้อีเจ็คเตอร์ที่ใช้งานจะมีตำแหน่งในการปรับขนาด 4 แบบ ประกอบด้วย ท่อผสมส่วนทางเข้า , ท่อผสมส่วนกลาง , ท่อเพิ่มความดัน , ปากทางออกของหัวฉีด โดยการจำลองจะอยู่บนเงื่อนไขการทำงานของ 3 สารทำความเย็นประกอบด้วย R245fa , R1233zd, R1224yd โดยในการจำลองและนำผลมาเปรียบเทียบกับซึ่งผลที่ได้จากการจำลองพบว่าสารที่มีค่าสมรรถนะการทำงานที่ดีที่สุดคือ สารทำความ เย็น R1224yd โดยการควบคุมในการจำลองมีการใช้ภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน

กรเทพและคณะ.(2564) ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics) เพื่อศึกษาและพัฒนาประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์สองสเตจในระบบทำความเย็น โดยสร้างพารามิเตอร์เพื่อศึกษาส่วนที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์สองสเตจจากนั้นทำการวิเคราะห์การจำลองโดยใช้โปรแกรม Ansys Fluent 20 ซึ่งสารทำความเย็นในระบบอีเจ็คเตอร์สองสเตจใช้เป็น ไอ น้ำ กำหนดให้ทำงานที่สภาวะอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเท่ากับ 130 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิเครื่องระเหย 7.5 องศาเซลเซียส แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นำมาใช้ในการจำลองอยู่บนพื้นฐานของการไหลแบบอัดตัวได้ โดยผลการศึกษาจะมุ่งเน้นไปที่ Entrainment Ratio คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลรอง (Secondary Fluid) ต่อของไหลหลัก (Primary Fluid) นอกจากนั้นยังสนใจ ความดันวิกฤติ (Critical back pressure), คอนทัวร์เลขมัค (Contour Mach number) จากผลการศึกษาขนาดทางเข้าของไหลรองที่สอง (Secondary inlet 2) และระยะทางเข้าของของไหลรองที่สอง

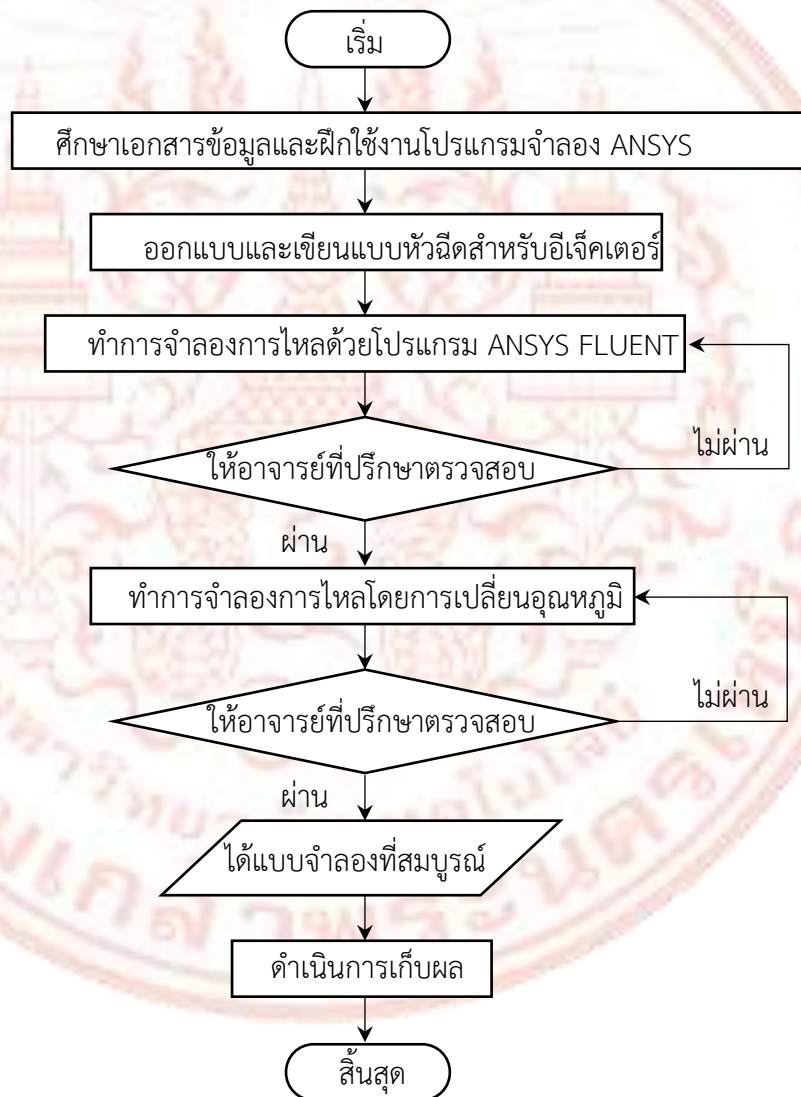
ไม่มีผลต่อ Entrainment Ratio, ความดันวิกฤติ (Critical back pressure) และคอนทัวร์เลขมัค (Contour Mach number) แต่ขนาดคอคอดของอีเจ็คเตอร์ (Ejector throat) ส่งผลให้ Entrainment Ratio เพิ่มขึ้น ความดันวิกฤติลดลง โดยโมเดลอีเจ็คเตอร์สองสเตจที่ให้ผลดีที่สุด จะได้ Entrainment Ratio ที่ 0.901 ซึ่งเพิ่มขึ้นร้อยละ 67.5 เมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์หนึ่งสเตจและ ความดันวิกฤติ (Critical back pressure) ที่ 2200 ปาสกาล ซึ่งลดลงร้อยละ 34.3 เมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์หนึ่งสเตจ



บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

การวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็น โดยใช้ โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล มีขั้นตอนวิธีดำเนินการวิจัย ดังนี้



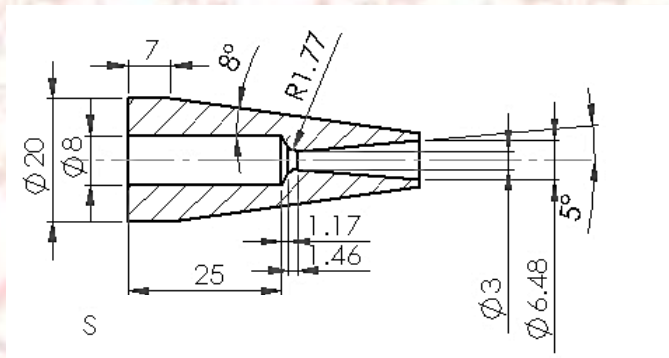
ภาพที่ 3-1 Flow Chart แสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1 ศึกษาเอกสารข้อมูลและฝึกใช้งานโปรแกรมจำลอง Ansys Fuent 2024

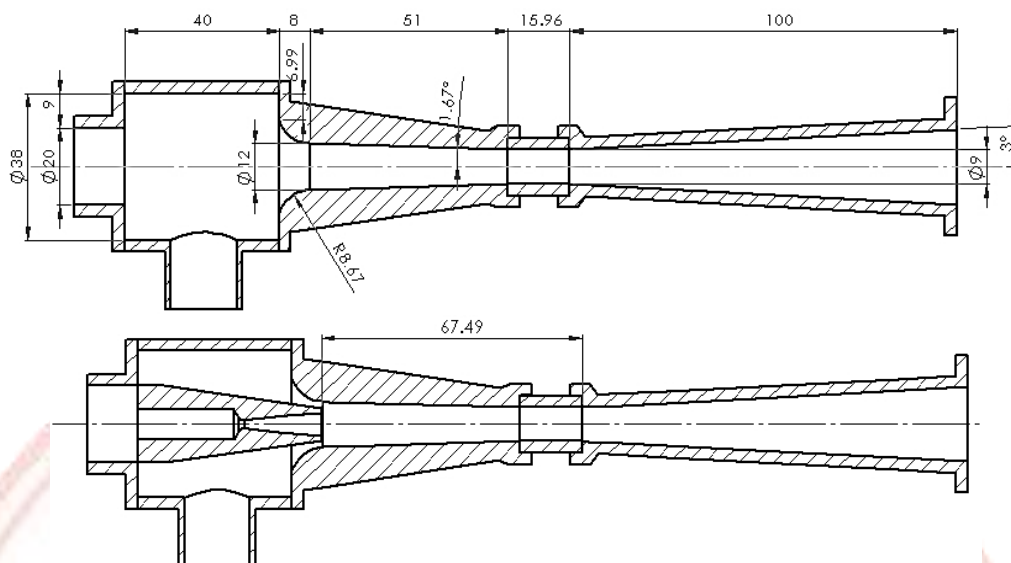
ศึกษาเอกสารข้อมูลอีเจ็คเตอร์ในระบบทำความเย็นที่ใช้อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ ขยายตัวรวมถึงศึกษาวัสดุที่ใช้การจัดสร้างอีเจ็คเตอร์ด้วย โดยจะพิจารณาศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับการจำลองการไหลของสารทำความเย็น โดยใช้โปรแกรม Ansys Fuent 2024 ซึ่งเป็นโปรแกรมวิเคราะห์ ทางวิศวกรรมขั้นสูงซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้หลากหลายด้าน เช่น การวิเคราะห์ด้านกลศาสตร์ของแข็ง (Solid Mechanic), การวิเคราะห์กลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanic), การวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics) และการวิเคราะห์คลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetics) โดยใช้ หลักการไฟไนต์อีลิเมนต์ (Finite Element Method) สำหรับสารนิพนธ์ฉบับนี้จะใช้การ วิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม Ansys โดยเริ่มวิเคราะห์จากคำสั่งต่างๆของโปรแกรม เพื่อทำการจำลองการไหลของสารทำความเย็น

3.2 การออกแบบอีเจ็คเตอร์

ออกแบบอีเจ็คเตอร์ในงานวิจัยของสุรเชษฐ์ (2564) ได้มีผลจากการจำลองหาพารามิเตอร์ของอีเจ็คเตอร์ที่ดีที่สุด คือ สัดส่วนท่อผสม(Mixing Chamber) ส่วนทางเข้ามีขนาด 1.67° องศา มีขนาดความยาวที่ท่อผสมส่วนกลาง (Throat) ที่ 15.96 mm มีขนาดองศาที่ท่อเพิ่มความดัน (Subsonic Diffuser) อยู่ที่ 6° องศาและมีขนาดความกว้างปากทางออกของที่ 6.48 mm.ซึ่งข้อมูลพารามิเตอร์ของอีเจ็คเตอร์ในงานวิจัยมีความสอดคล้องกับแนวทางที่นำมาใช้ในงานวิจัยนี้



ภาพที่ 3-2 หัวฉีดปฐมภูมิที่ได้จากการทดลอง



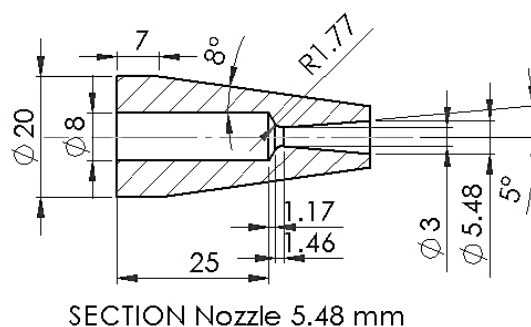
ภาพที่ 3-3 อีเจ็คเตอร์ที่ได้จากการทดลอง

3.3 เงื่อนไขขอบเขตการจำลองอีเจ็คเตอร์

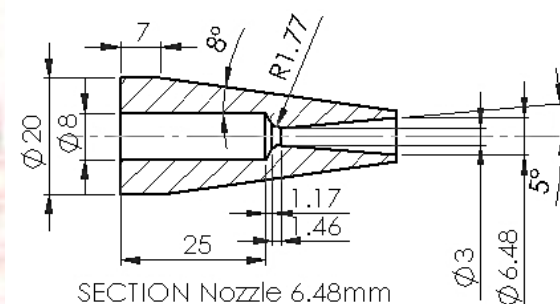
กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการศึกษาผลวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นและเปรียบเทียบประสิทธิภาพต่าง ๆ ของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ โดยเงื่อนไขในการจำลองทางพลศาสตร์ใช้แหล่งความร้อนในการขับเคลื่อนระบบมีอุณหภูมิกำเนิดไอ (T_{gen}) อยู่ระหว่าง 85°C - 95°C อุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) อยู่ระหว่าง 5°C - 10°C และอุณหภูมิเครื่องควบแน่น (T_{con}) ที่ 28°C ทำการเปลี่ยนขนาดความกว้างที่ตำแหน่งปากทางออกหัวฉีดเพิ่มและลดขนาดทีละ 1 mm ได้แก่ 5.48 mm , 6.48 mm และ 7.48 mm ทั้ง 2 สารทำความเย็น การจำลองเพื่อหาค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) แถบสีของความเร็วของเสียง (Contour Mach- Number) และค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio) เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมจะแสดงในตารางที่ 3-1

ตารางที่ 3-1 แสดงเงื่อนไขขอบเขตในการจำลองอีเจ็คเตอร์

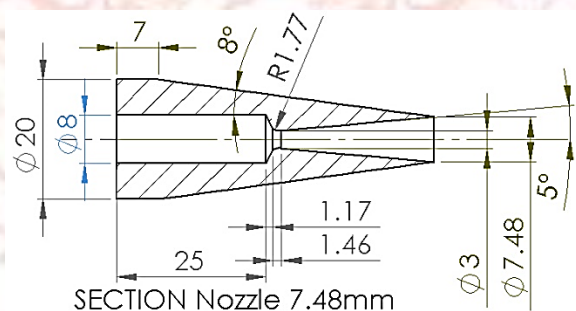
Input	Value
Temperature generator	85°C - 95°C
Temperature Evaporator	5°C - 10°C
Temperature condensor	28°C
Nozzle exit diameter	5.48mm , 6.48mm , 7.48mm
Fluid Type	R1233zd, R1224yd
Turbulence Model	Realizable k- ϵ



ภาพที่ 3-4 หัวฉีดอีเจ็คเตอร์ทปากทางออกขนาด 5.48 mm



ภาพที่ 3-5 หัวฉีดอีเจ็คเตอร์ทปากทางออกขนาด 6.48 mm



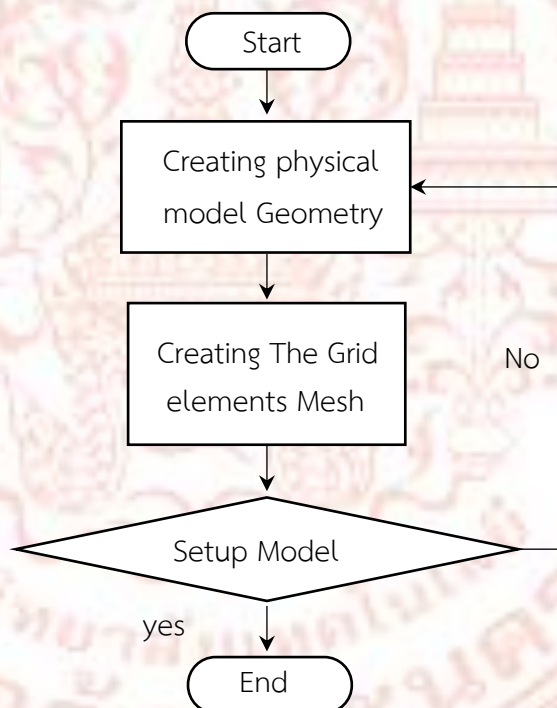
ภาพที่ 3-6 หัวฉีดอีเจ็คเตอร์ทปากทางออกขนาด 7.48 mm

3.4 ทำการจำลองของไหลด้วยโปรแกรม Ansys FLUENT 2024

ในปัจจุบันการวิเคราะห์ปัญหาการไหลของของไหลด้วยเทคนิคการคำนวณของไหลแบบพลศาสตร์มีไว้เพื่อจำลองพฤติกรรมของการไหลของของไหลทั้งสองส่วนโดยประกอบไปด้วยของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิที่เคลื่อนที่ภายในอีเจ็คเตอร์ซึ่งมีเป้าหมายสำคัญในการทำนายประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้ R1233 zd และ R1224 yd เป็นสารทำความเย็นในระบบและศึกษาพฤติกรรมของการไหลของของไหลภายใน อีเจ็คเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็นต่างชนิดกันและเงื่อนไขในการทำงานต่างกัน

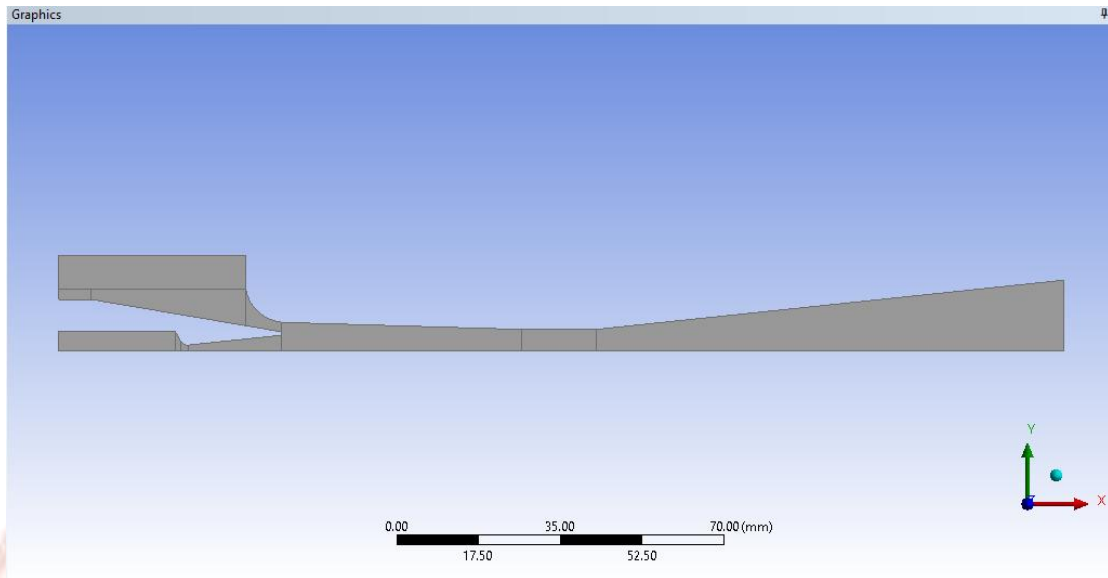
ซึ่งในงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT 2024 ในการแก้ปัญหการไหลของของไหล ซึ่งแบ่งโปรแกรมออกเป็น 3 ส่วนในการทำงาน คือ

1. Design Modeler ทำหน้าที่ในการสร้างในการสร้างแบบจำลองอีเจ็คเตอร์
2. Mesh ทำหน้าที่ในการสร้างกริดให้กับแบบจำลองอีเจ็คเตอร์
3. Setup FLUENT 2024 ทำหน้าที่ในการกำหนดโมเดลทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมเพื่อการจำลอง พฤติกรรมการไหลของของไหลผ่านทางกระบวนการทำซ้ำเพื่อให้ได้คำตอบที่ถูกต้องและแม่นยำมาก ที่สุดจากส่วนการทำงานสุดท้าย โปรแกรม ANSYS FLUENT 2024 สามารถทราบประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์และ พฤติกรรมการไหลของของไหลภายในอีเจ็คเตอร์ได้โดยการสังเกตจากกราฟคอนทัวร์ซึ่งขั้นตอนการทำงานโปรแกรม ANSYS FLUENT 2024 นั้นสามารถสรุปได้ดังภาพที่ 3-7



ภาพที่ 3-7 The flowchart for implementing the CFD simulation

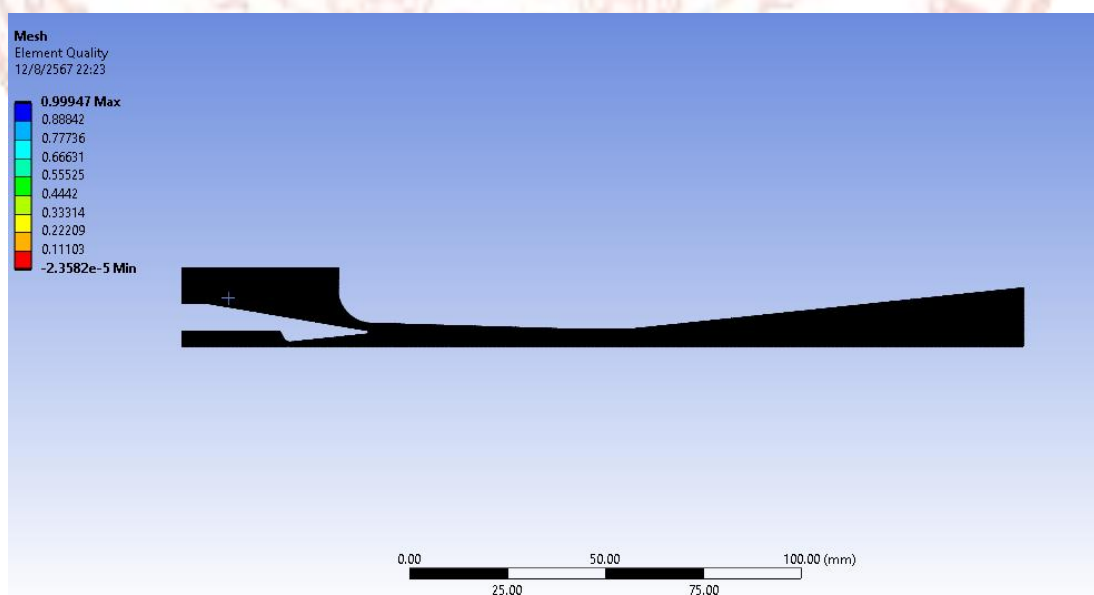
3.4.1 สำหรับงานวิจัยนี้แบบจำลองอีเจ็คเตอร์จะถูกสร้างในรูปแบบที่เป็นสองมิติและมีรูปร่างสมมาตรตามแนวแกน รูปแบบ 2 มิติ รูปทรงของอีเจ็คเตอร์ประกอบไปด้วย ท่อผสมทางเข้าอยู่ที่ 1.67 องศา ท่อผสมส่วนกลาง 15.96 mm. ท่อเพิ่มความดันอยู่ที่ 6 องศา และปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์อยู่ที่ 5.48 mm, 6.48 mm และ 7.48 mm.



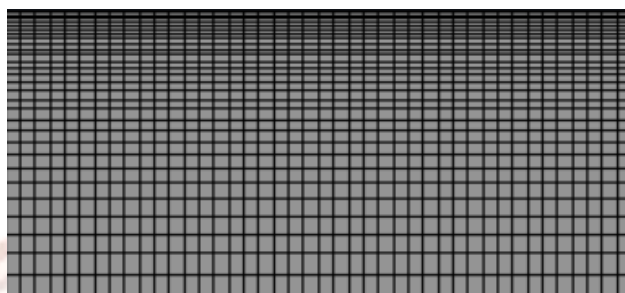
ภาพที่ 3-8 แสดงรูปร่างแบบจำลองแบบ 2 มิติแบบสมมาตรตามแนวแกนของอีเจคเตอร์

3.4.2 การสร้างกริด

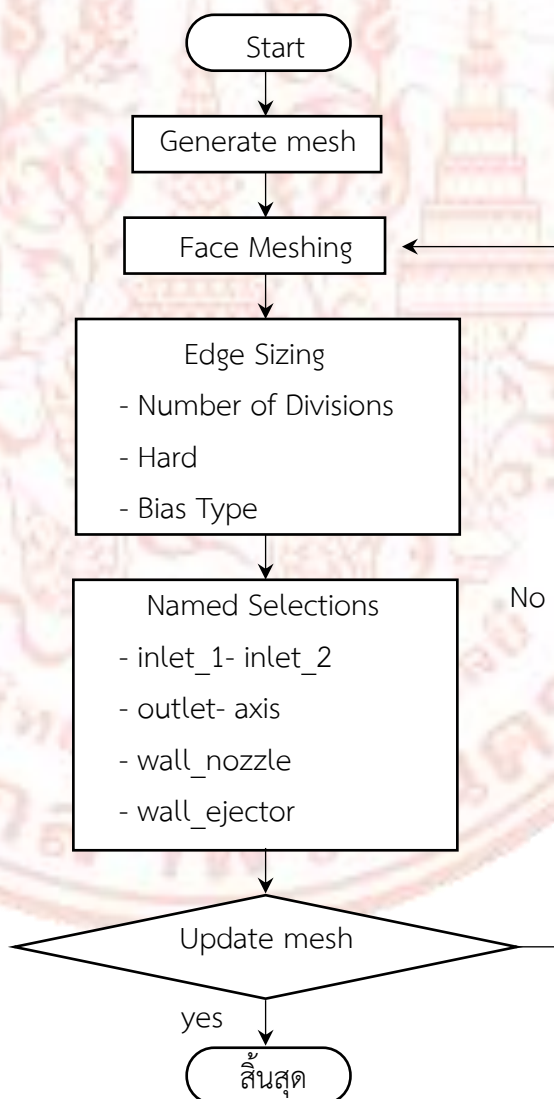
กริดที่สร้างนั้นเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม (quadrilateral grid) เพราะว่ากริด ลักษณะนี้นั้นเหมาะสมในงานจำลองด้านการไหลที่มีความเร็วเหนือเสียง เพื่อให้ได้ค่าที่ได้จากการ จำลองมีความแม่นยำและความถูกต้องมากที่สุด ในการหาจำนวนกริดที่เหมาะสมใช้กระบวนการที่ เรียกว่าการทำ grid independent ในลักษณะกริดจะเน้นความหนาอยู่ที่ผนังของอีเจ็คเตอร์และจำนวนจะต้องละเอียดสมมาตรและสมดุลกัน



ภาพที่ 3-9 การสร้างกริดสำหรับแบบจำลองอีเจคเตอร์ในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 2024

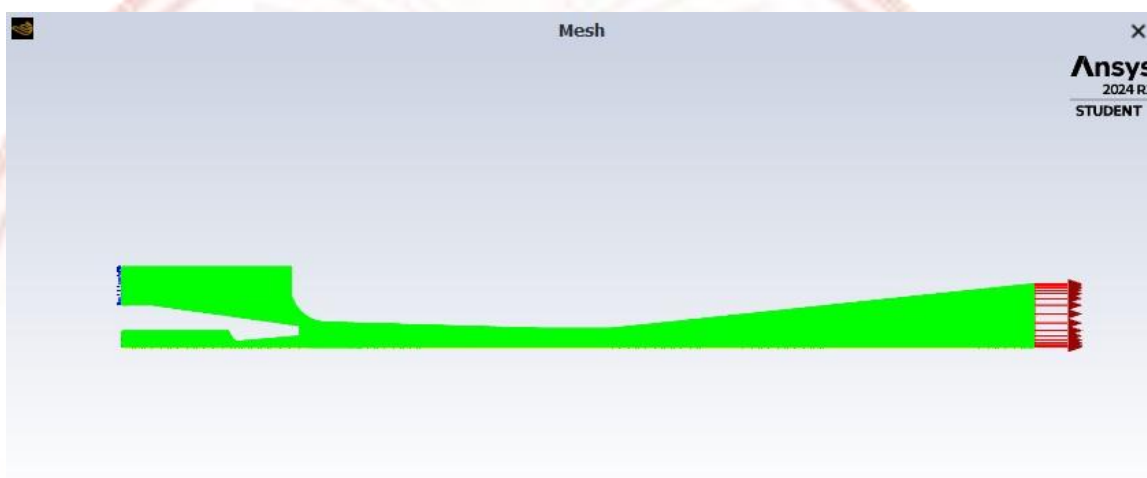


ภาพที่ 3-10 แสดงลักษณะกริดที่ถูกต้องและสมบูรณ์



ภาพที่ 3-11 Flow Chart แสดงขั้นตอนการสร้างกริด

3.4.3 วิธีการ Setup เงื่อนไขการคำนวณเป็น Density-based Implicit เนื่องจากคุณสมบัติของของไหล เป็นของไหลแบบอัดตัวได้ ค่าความหนาแน่นจะเปลี่ยนแปลงได้ และเคลื่อนที่ด้วย ความเร็วเหนือเสียง ด้วยเหตุนี้ลักษณะการไหลภายในอีเจกเตอร์จะเป็นแบบชั้น Laminar เพียงในช่วง Viscous Sublayer หรือช่วงที่ติดกับผนัง และไหลในลักษณะปั่นป่วน Turbulent Fluctuation ในช่วงที่เหลือ จึงใช้ Turbulence Model แบบ Realizable k- ϵ โดยแบบจำลองนี้ถูกใช้งานอย่างกว้างขวางในการ จำลองการไหลภายในอีเจกเตอร์และ wall function ที่ใช้ในการจำลองการไหลติดกับผนังคือ Scalable Wall Function



ภาพที่ 3-12 ลักษณะ model ที่พร้อมกับการ Setup

3.4.4 ขอบเขตและเงื่อนไขของการจำลอง สำหรับงานวิจัยนี้ได้กำหนดให้ ขอบเขตทางเข้าเป็น Pressure Inlet กำหนดความดันอิมิตัวของของไหลเป็นออกเป็น 2 ส่วน คือ 1) ความดันทางด้านหัวฉีดอีเจกเตอร์หรือความดันของของไหลปฐมภูมิ (Inlet Primary) และส่วนห้องการดูดหรือความดันของของไหลทุติยภูมิ (Inlet secondary) ในขณะที่ส่วนปลายด้านทางออกของของไหลให้อยู่ในรูปแบบของความดันขาออก (pressure outlet)

3.4.5 สารทำงานในระบบสำหรับสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ จะใช้สารทำความเย็นอยู่ 2 ชนิด ได้แก่ R1233zd และ R1224yd ซึ่งถูกจัดอยู่ในชนิดของสารทำความเย็นแบบแห้ง อีกทั้งยังใช้ค่าความหนาแน่นของสารทำความเย็น เป็นค่าในแบบจำลองแก๊สอุดมคติ เนื่องจากการใช้ค่าความหนาแน่นแบบจำลองแก๊สจริงในการแก้ปัญหาของ ไหลมีความยากและซับซ้อนเกินไปซึ่งใช้เวลาอย่างมากในการจำลองเพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในอีเจกเตอร์ตามตารางที่ 3-2

ตารางที่ 3-2 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น

Physical properties	R1233zd	R1224yd
Molecular weight (kg/kmol)	130.5	148.5
Specific heat of liquid at 25°C	1216	1137
Boiling pint at atmosphere (°C)	18	15
GWP (CO ₂ =1, 100 ITH)	1	0.88



บทที่ 4

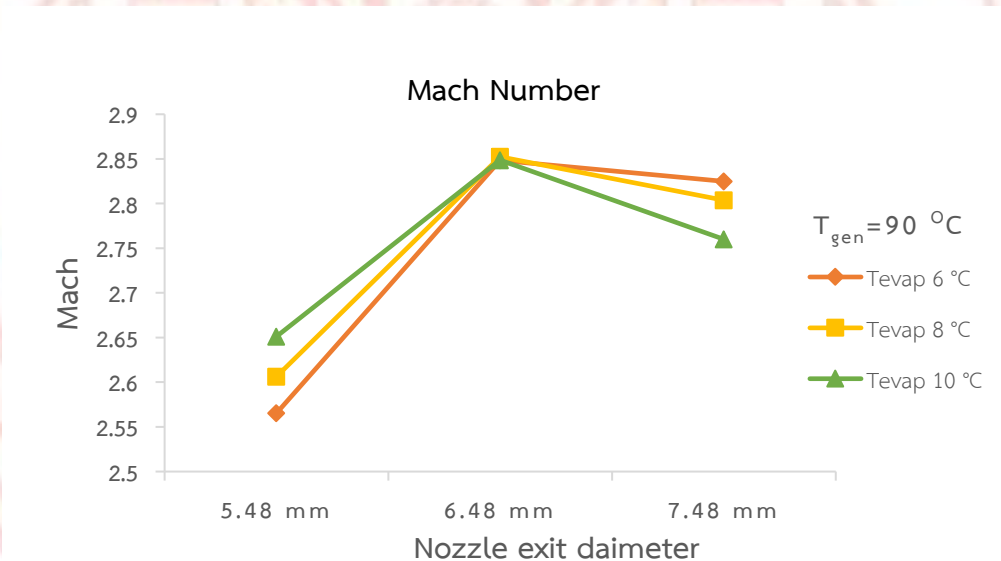
ผลการวิจัย

ผลการวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหลโดยจำแนกผลดังนี้

4.1 ผลกระทบของปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ต่อประสิทธิภาพ

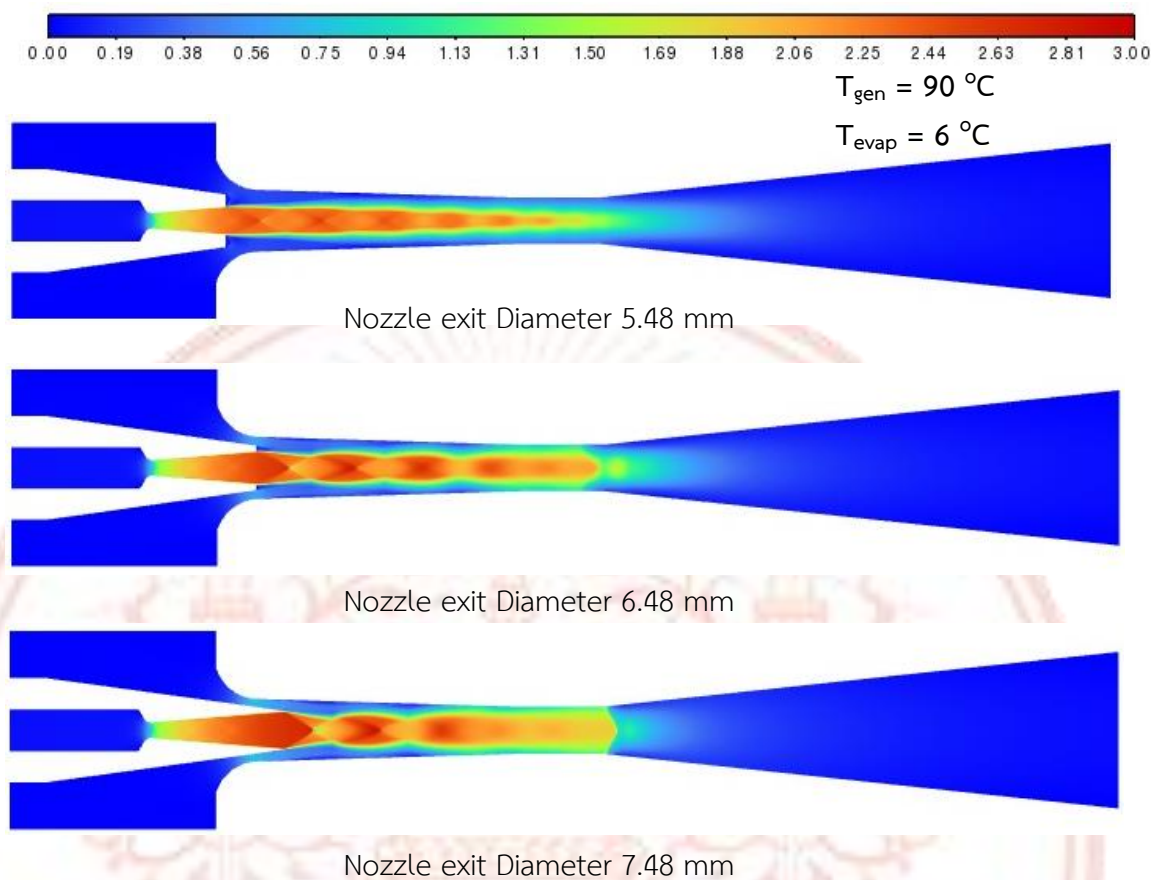
4.1.1 กรณีศึกษาเมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลง

ศึกษาผลกระทบที่เกิดขึ้นกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ต่อประสิทธิภาพกรณีอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลง คือ ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) และผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio) ของสารทำความเย็น R1233 zd



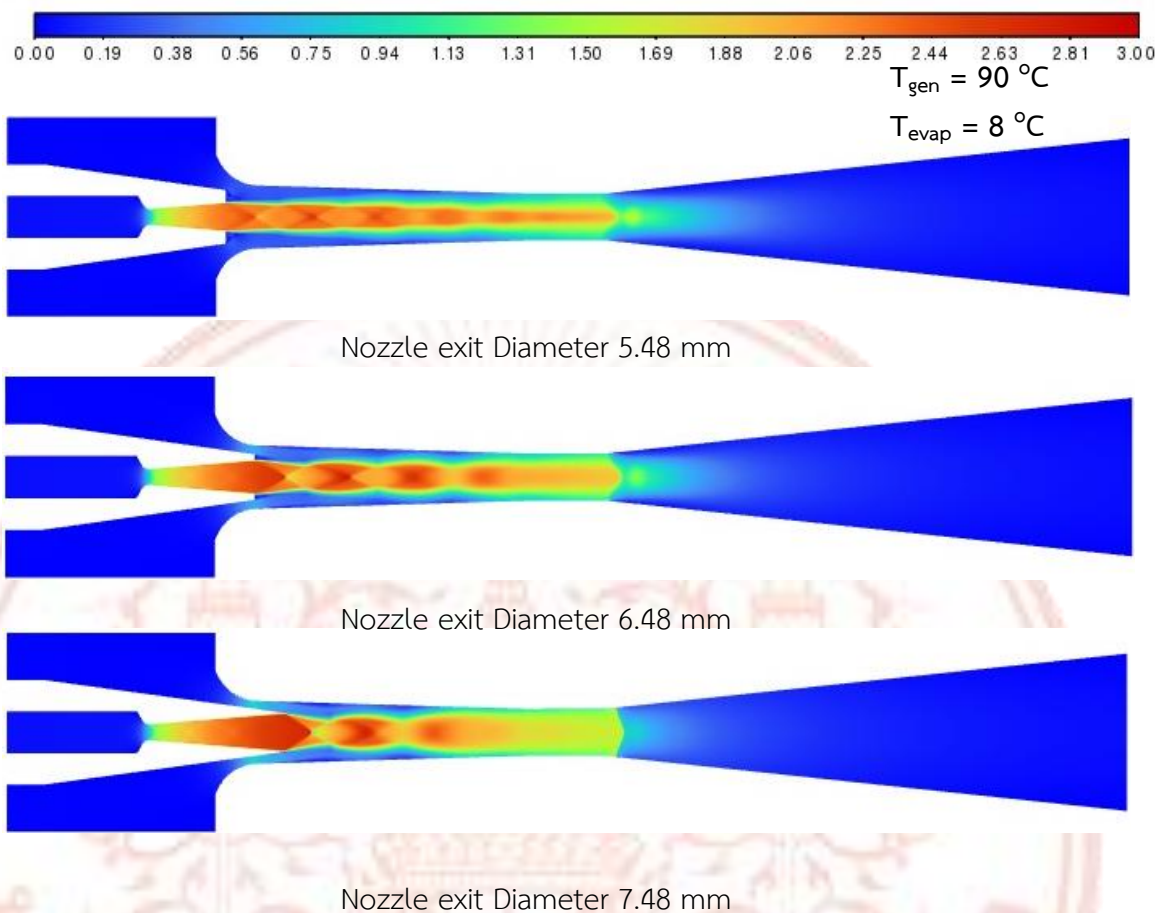
ภาพที่ 4-1 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์

จากภาพที่ 4-1 ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) กับปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์พบว่า ในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm-6.48 mm. เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเครื่องระเหย (T_{evap}) ที่สูงขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบทำให้ของค่าความเร็วของเสียงจะมีแนวโน้มทิศทางสูงขึ้น โดยเกิดค่าความเร็วของเสียงที่สูงสุดและใกล้เคียงกันในทุกช่วงการเปลี่ยนอุณหภูมิเครื่องระเหย แต่ในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm.-7.48 mm. ผลของค่าความเร็วของเสียงจะมีแนวโน้มค่าความเร็วของเสียงทิศทางลดลงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเครื่องระเหยที่สูงขึ้น



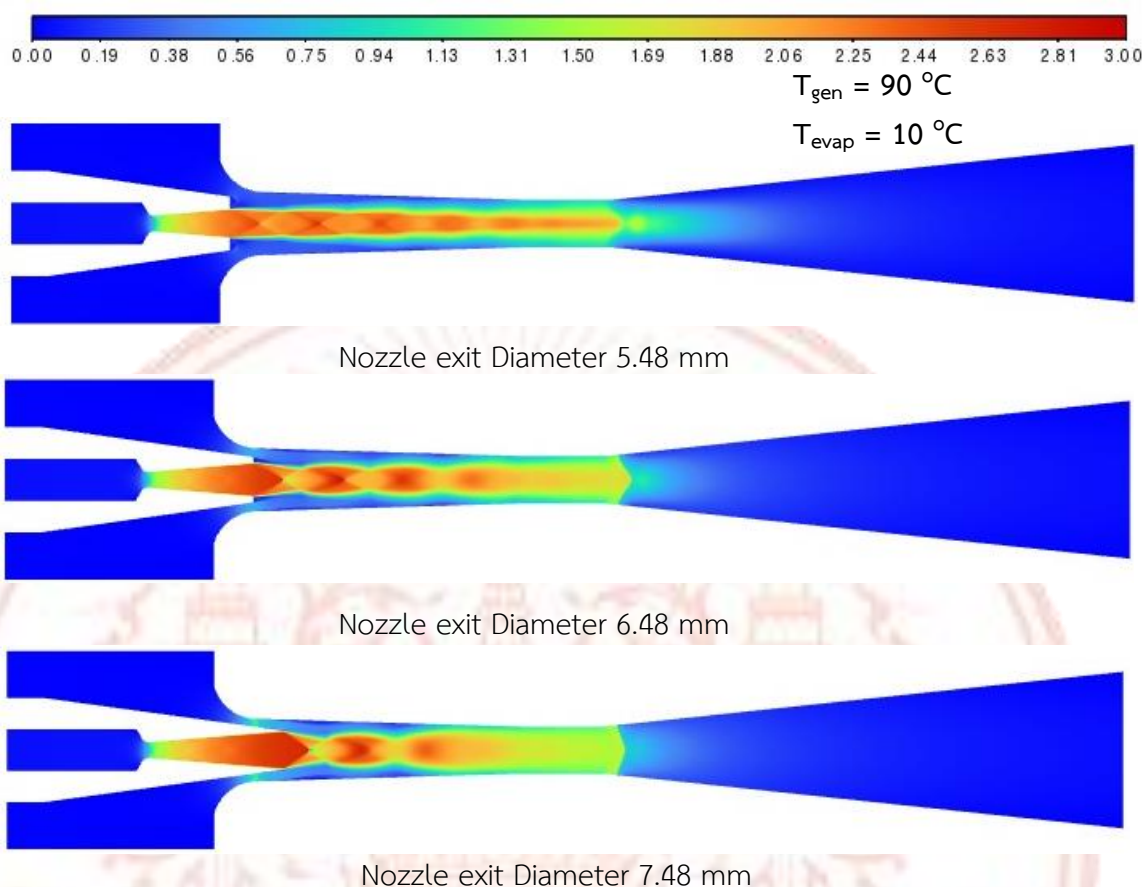
ภาพที่ 4-2 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์
ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C

จากภาพที่ 4-2 แถบสีค่าความเร็วของเสียงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C พบว่า ค่าความเร็วของเสียงสูงที่สุดเท่ากับ 2.848 อยู่ที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm โดยแถบสีของคลื่นขยายตัว (expansion wave) มีสีแดงเข้มเกิดขึ้นบริเวณปากทางของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ แสดงให้เห็นถึงค่าความเร็วของเสียงที่มีค่าสูง แล้วแถบสีของคลื่นค่อย ๆ ลดลงเป็นสีส้มเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง รองลงมาคือปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.824 โดยแถบสีของคลื่นขยายตัวมีสีแดง แล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีเหลืองเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง และค่าของความเร็วของเสียงน้อยสุดเท่ากับ 2.565 คือปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm แถบสีของคลื่นขยายตัวมีสีส้ม แล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีเขียวเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสม



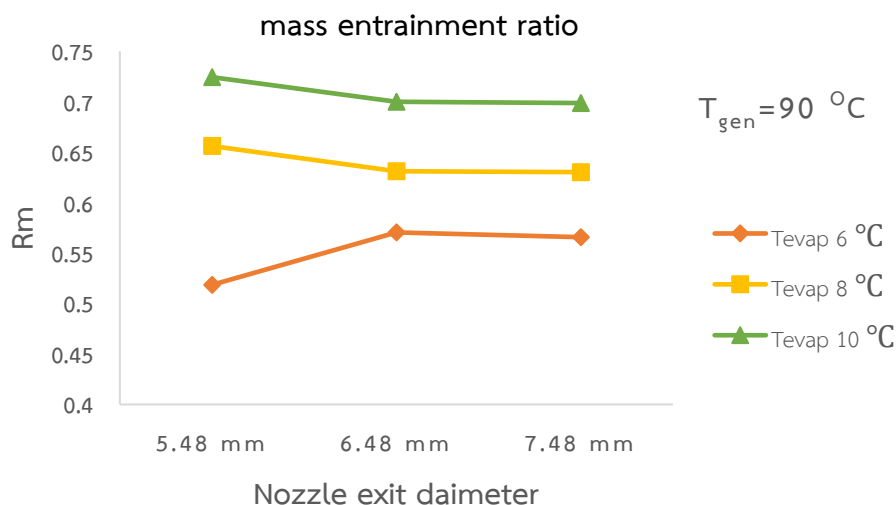
ภาพที่ 4-3 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์
ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C

จากภาพที่ 4-3 แถบสีค่าความเร็วของเสียงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C พบว่า ค่าความเร็วของเสียงสูงที่สุดเท่ากับ 2.852 อยู่ที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm โดยแถบสีของคลื่นขยายตัว (expansion wave) มีสีแดงเข้มเกิดขึ้นบริเวณปากทางของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ แสดงให้เห็นถึงค่าความเร็วของเสียงที่มีค่าสูงแล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีส้มเมื่อคลื่นขยายจนถึง ท่อผสมส่วนกลาง รองลงมาคือปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.802 โดยแถบสีของคลื่นขยายตัวมีสีแดงแล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีเหลืองเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง และค่าความเร็วของเสียงน้อยสุดเท่ากับ 2.606 คือปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm แถบสีของคลื่นขยายตัวมีสีส้ม แล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีเขียวเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสม



ภาพที่ 4-4 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์
ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย $10\text{ }^{\circ}\text{C}$

จากภาพที่ 4-4 แถบสีค่าความเร็วของเสียงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ พบว่า ค่าความเร็วของเสียงสูงที่สุดเท่ากับ 2.848 ที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm โดยแถบสีของคลื่นขยายตัว (expansion wave) มีสีแดงเข้มเกิดขึ้นบริเวณปากทางของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์แสดงให้เห็นถึงค่าความเร็วของเสียงที่มีค่าสูง แล้วแถบสีของคลื่นค่อย ๆ ลดลงเป็นสีส้มเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง รองลงมาคือปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.760 โดยแถบสีของคลื่นขยายตัวมีสีแดง แล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีเหลืองเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง และค่าของความเร็วของเสียงน้อยสุดเท่ากับ 2.651 คือปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm แถบสีของคลื่นขยายตัวมีสีส้มแล้วแถบสีค่อย ๆ ลดลงเป็นสีเขียวเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสม

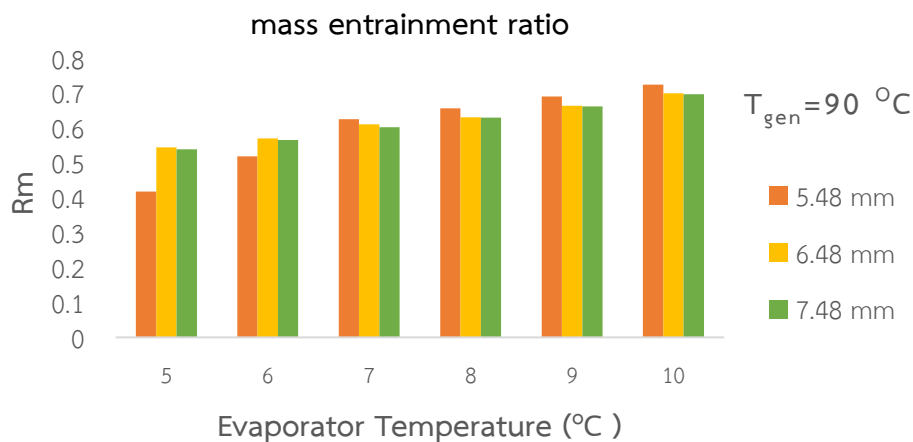


ภาพที่ 4-5 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์

จากภาพที่ 4-5 ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) กับทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ พบว่า เมื่อจำลองอุณหภูมิอิ่มตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความดันอิ่มตัวของสารทำความเย็นและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) มีค่าที่คงที่

ศึกษาผลอัตราส่วนเชิงมวลที่อุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) เท่ากับ $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48mm - 6.48 mm. เส้นแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลมีทิศทางเพิ่มขึ้น โดยเมื่อสังเกตที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm.จะมีค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงสุดแต่ในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm.- 7.48 mm.เส้นแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลทิศทางลดลงเพียงเล็กน้อย

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิเครื่องระเหยเท่ากับ $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48mm-6.48 mm. เส้นแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลมีทิศทางลดลง เนื่องจากสารทำความเย็นรับภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับเครื่องระเหยทำให้อุณหภูมิและความดันอิ่มตัวสูงขึ้นทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ ($\dot{m}_s$) มีค่าสูงขึ้นเพิ่มตาม แต่อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ยังคงมีค่าคงที่ ส่งผลกระทบให้อัตราส่วนเชิงมวลมีค่าลดลง และในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48mm-7.48 mm.เส้นแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลทิศทางลดลงเพียงเล็กน้อย



ภาพที่ 4-6 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย

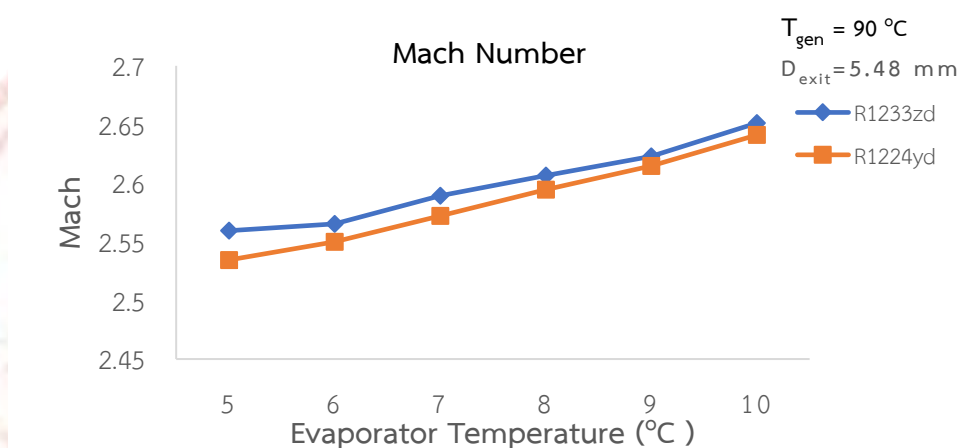
จากภาพที่ 4-6 ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลง พบว่า เมื่อจำลองอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความดันอิ่มตัวและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) มีค่าที่คงที่

ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm และ 6.48 mm. มีแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลมีทิศทางเพิ่มขึ้น เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ ($\dot{m}_s$) มีค่าน้อยตามอุณหภูมิและความดันอิ่มตัวของเครื่องระเหย และเมื่อสังเกตจากกราฟแสดงที่ปากหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm. จะมีค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงสุด แต่ในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. มีแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลทิศทางลดลงเพียงเล็กน้อย

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิเครื่องระเหยเท่ากับ $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm และ 6.48 mm. เส้นแนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลมีทิศทางลดลง เนื่องจากสารทำความเย็นรับภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับเครื่องระเหยทำให้อุณหภูมิและความดันอิ่มตัวสูงขึ้นทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ ($\dot{m}_s$) มีค่าสูงขึ้นเพิ่มตาม แต่อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ยังคงมีค่าคงที่ ส่งผลกระทบให้อัตราส่วนเชิงมวลมีค่าลดลง และเมื่อสังเกตจากกราฟแสดงที่ปากหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm. จะมีค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงสุด และในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. แนวโน้มค่าของอัตราส่วนเชิงมวลทิศทางลดลงเพียงเล็กน้อย

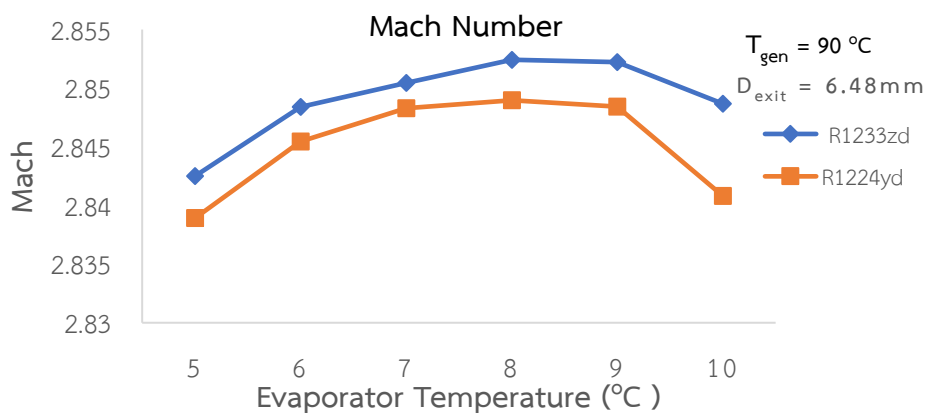
4.1.2 กรณีศึกษาเมื่อสารทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลง

ศึกษาผลกระทบที่เกิดขึ้นกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ต่อประสิทธิภาพกรณีเมื่อสารทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลง คือ ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) และผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio) ของสารทำความเย็น R1233 zd และสารทำความเย็น R1224 yd



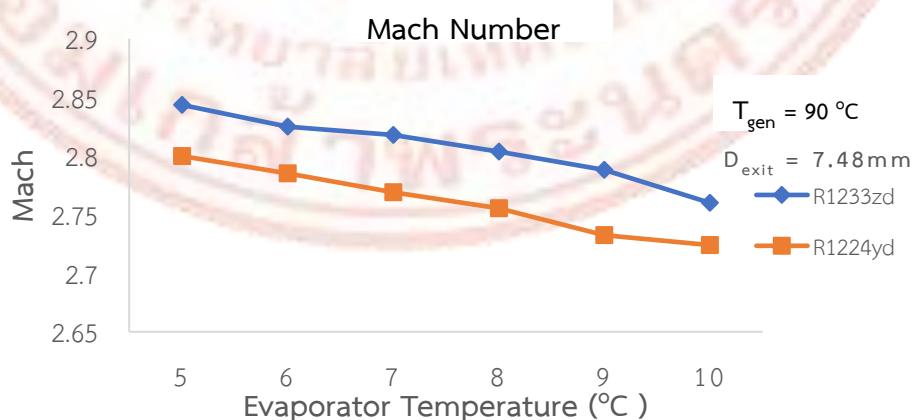
ภาพที่ 4-7 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับอุณหภูมิเครื่องระเหยที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm

จากภาพที่ 4-7 ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm. เมื่อจำลองอุณหภูมิและความดันอิ่มตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C คงที่ พบว่า ทั้ง 2 สารทำความเย็น R1233 zd และสารทำความเย็น R 1224 yd ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ 5 °C - 10 °C เส้นแนวโน้มของค่าความเร็วของเสียงทิศทางเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าความเร็วของเสียง 2 สารทำความเย็นปรากฏว่าสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าความเร็วของเสียงสูงกว่า สารทำความเย็น R1224 yd



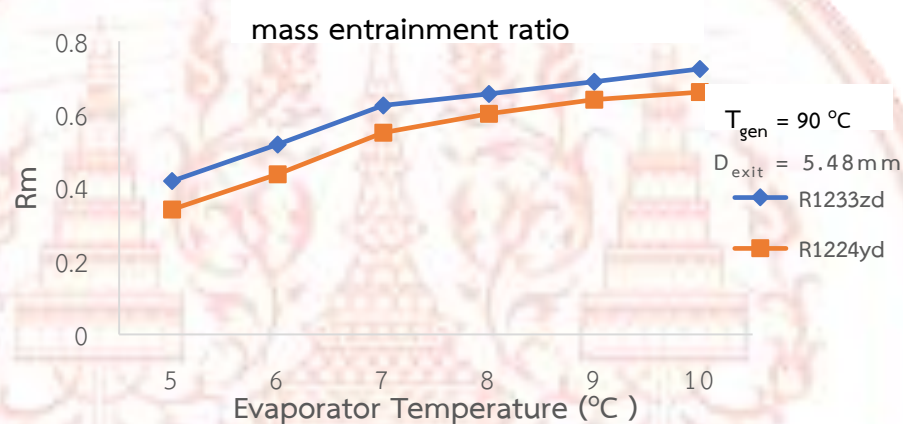
ภาพที่ 4-8 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับอุณหภูมิเครื่องระเหย
ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm

จากภาพที่ 4-8 ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm. เมื่อจำลองอุณหภูมิและความดันอิ่มตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C คงที่ พบว่า ทั้ง 2 สารทำความเย็น R1233 zd และสารทำความเย็น R 1224 yd ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ 5 °C - 8 °C เส้นแนวโน้มของค่าความเร็วของเสียงมีทิศทางเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งค่าสูงสุดที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C และมีทิศทางลดลงในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ 8 °C - 10 °C เมื่อเปรียบเทียบค่าความเร็วของเสียง 2 สารทำความเย็น ปรากฏว่าสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าความเร็วเหนือเสียงสูงกว่าสารทำความเย็น R1224 yd



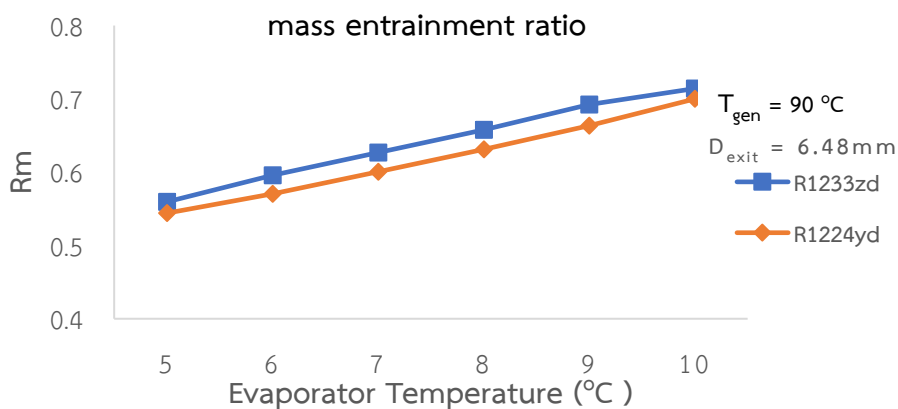
ภาพที่ 4-9 แสดงค่าความเร็วของเสียงกับอุณหภูมิเครื่องระเหย
ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm

จากภาพที่ 4-9 ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) กับอุณหภูมิเครื่องระเหย มีการเปลี่ยนแปลงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. เมื่อจำลองอุณหภูมิและความดันอิ่มตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C คงที่ พบว่า ทั้ง 2 สารทำความเย็น R1233 zd และ สารทำความเย็น R 1224 yd ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ 5 °C - 10 °C เส้นแนวโน้มของค่าความเร็วของเสียงมีทิศทางลดลง เมื่อเปรียบเทียบค่าความเร็วของเสียง 2 สารทำความเย็นปรากฏว่าสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าความเร็วของเสียงสูงกว่า สารทำความเย็น R1224 yd



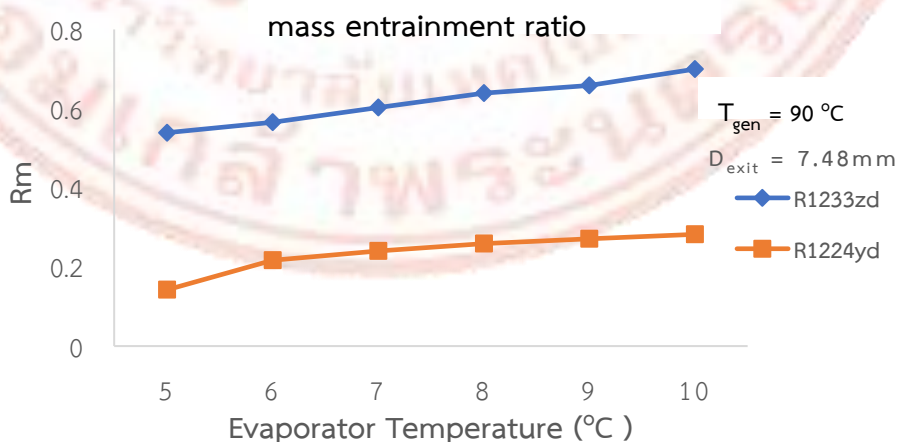
ภาพที่ 4-10 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm

จากภาพที่ 4-10 ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm เมื่อจำลองอุณหภูมิความดันอิ่มตัวและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ของสารทำความเย็นของ เครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C มีค่าที่คงที่ พบว่า ทั้ง 2 สารทำความเย็น R1233 zd และ สารทำความเย็น R 1224 yd ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ 5 °C - 10 °C เส้นแนวโน้มของค่าอัตราส่วนเชิงมวลมีทิศทางเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนเชิงมวล 2 สารทำความเย็นปรากฏว่า สารทำความเย็น R1233 zd มีค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงกว่า สารทำความเย็น R1224 yd



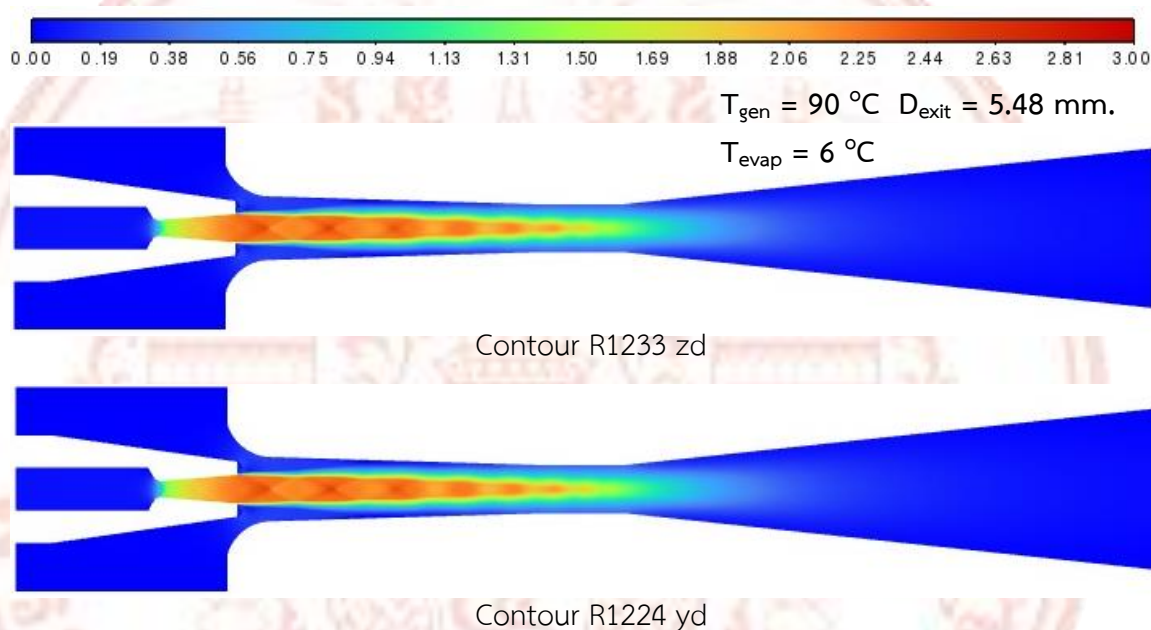
ภาพที่ 4-11 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย
 ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm

จากภาพที่ 4-11 ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm เมื่อจำลองอุณหภูมิความดันอิ่มตัวและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ของสารทำความเย็นของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ มีค่าที่คงที่ พบว่า ทั้ง 2 สารทำความเย็น R1233 zd และสารทำความเย็น R 1224 yd ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ เส้นแนวโน้มของค่าอัตราส่วนเชิงมวลทิศทางเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนเชิงมวล 2 สารทำความเย็นปรากฏว่าสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงกว่า สารทำความเย็น R1224 yd



ภาพที่ 4.12 แสดงค่าอัตราส่วนเชิงมวลกับอุณหภูมิเครื่องระเหย
 ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm

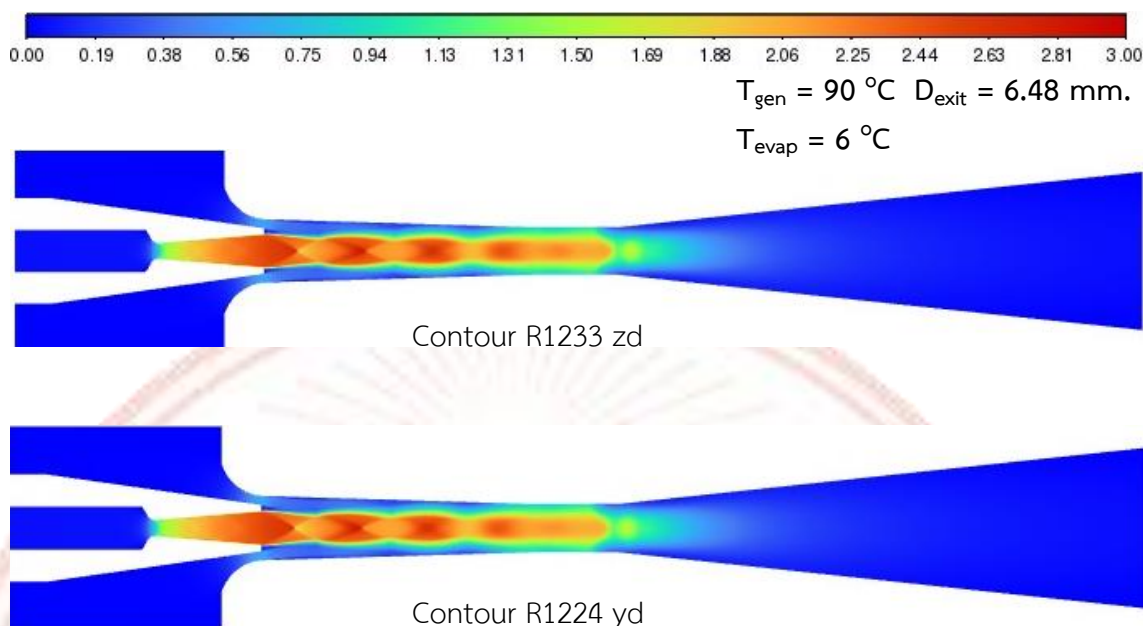
จากภาพที่ 4-12 ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลงที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm เมื่อจำลองอุณหภูมิความดันอิ่มตัวและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ของสารทำความเย็นของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C มีค่าที่คงที่ พบว่า ทั้ง 2 สารทำความเย็น R1233 zd และสารทำความเย็น R 1224 yd ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหยตั้งแต่ 5 °C - 10 °C เส้นแนวโน้มของค่าอัตราส่วนเชิงมวลทิศทางเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนเชิงมวล 2 สารทำความเย็นปรากฏว่าสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงกว่า สารทำความเย็น R1224 yd



ภาพที่ 4-13 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C

จากภาพที่ 4-13 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C พบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่าความเร็วของเสียงที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm ของสารทำความเย็น R1233 zd มีความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.565 และที่สารทำความเย็น R1224 yd มีความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.549 จากการวิเคราะห์ สารทำความเย็น R1233 zd ค่าความเร็วที่สูงกว่าสารทำความเย็น R1224 yd

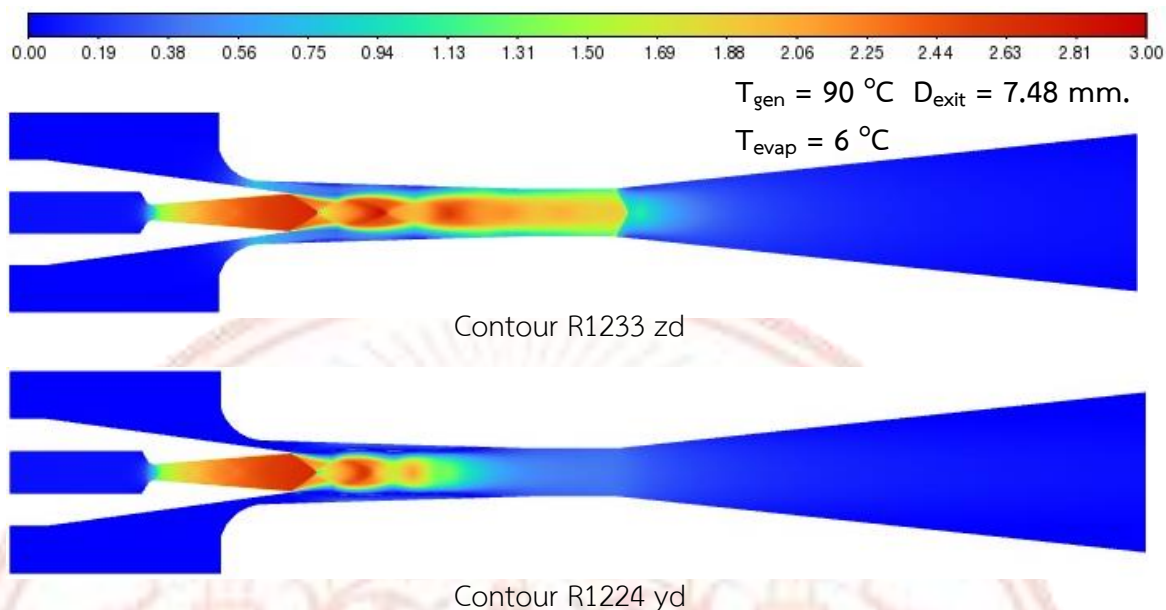
โดยสังเกตจากแถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงทั้ง 2 สารทำความเย็น ปรากฏว่าบริเวณปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์เกิดแถบสีของคลื่นขยายตัว (expansion wave) มีลักษณะเป็นสีส้มแสดงให้ทราบถึงค่าความเร็วของเสียงที่สูงบริเวณจุดนี้ แล้วแถบสีของคลื่นค่อยๆ ลดลงเป็นสีเขียวเมื่อคลื่นขยายจนถึงทอสม แสดงให้ทราบถึงค่าของความเร็วของเสียงลดลง



ภาพที่ 4-14 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C

จากภาพที่ 4-14 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C พบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่าความเร็วของเสียงที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm ของสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.848 และที่สารทำความเย็น R1224 yd มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.845 จากการวิเคราะห์สารทำความเย็น R1233 zd ค่าความเร็วของเสียงที่สูงกว่าสารทำความเย็น R1224 yd

โดยสังเกตจากแถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงทั้ง 2 สารทำความเย็น ปรากฏว่าบริเวณปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์เกิดคลื่นขยายตัว (expansion wave) มีลักษณะเป็นสีแดงเข้มแสดงให้เห็นถึงค่าความเร็วของเสียงที่มีค่าสูงบริเวณจุด แล้วแถบสีของคลื่นค่อยๆ ลดลงเป็นสีส้มเมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง แสดงให้เห็นถึงค่าของความเร็วของเสียงลดลง และตรงบริเวณท่อผสมส่วนกลางเกิดกระบวนการคลื่นกระแทก (normal shock wave) ทำให้ความเร็วของของไหลลดลงทันทีและจะมีค่าต่ำกว่าค่าความเร็วของเสียงลักษณะแถบสีที่เกิดขึ้นเป็นสีฟ้าแสดงถึงความเร็วของเสียงลดลงส่งผลให้ความดันและอุณหภูมิสูงที่บริเวณท่อเพิ่มความดัน



ภาพที่ 4.15 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงกับปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C

จากภาพที่ 4-15 แถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) ที่ปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C พบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่าของความเร็วของเสียงที่ปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm ของสารทำความเย็น R1233 zd มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.843 และที่สารทำความเย็น R1224 yd มีค่าความเร็วของเสียงเท่ากับ 2.799 จากการวิเคราะห์ สารทำความเย็น R1233 zd ค่าความเร็วที่สูงกว่าสารทำความเย็น R1224 yd

โดยสังเกตจากแถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงสารทำความเย็น R1233 zd ปรากฏว่าบริเวณปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์เกิดคลื่นขยายตัว (expansion wave) มีลักษณะเป็นแถบสีแดงแสดงให้เห็นถึงค่าความเร็วของเสียงที่มีค่าสูง แล้วแถบสีของคลื่นค่อยๆ ลดลงเป็นสีส้ม เมื่อคลื่นขยายจนถึงท่อผสมส่วนกลาง และตรงบริเวณท่อผสมส่วนกลางเกิดกระบวนการคลื่นกระแทก (normal shock wave) ทำให้ความเร็วของของไหลลดลงทันทีและจะมีค่าต่ำกว่าค่าความเร็วของเสียงลักษณะแถบสีที่เกิดขึ้นเป็นสีฟ้าแสดงถึงความเร็วของเสียงลดลง ส่งผลให้ความดันและอุณหภูมิสูงที่บริเวณท่อเพิ่มความดัน

ส่วนสารทำความเย็น R1224 yd บริเวณปากทางของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์เกิดคลื่นขยายตัวมีลักษณะเป็นแถบสีแดงแสดงให้เห็นถึงค่าความเร็วของเสียงที่มีค่าสูง แล้วแถบสีของคลื่นลดลงเปลี่ยนเป็นสีเขียวจนถึงท่อผสมส่วนกลาง ลักษณะของคลื่นมีการขยายตัวไม่ยาวมากเนื่องจากผลการวิเคราะห์ ค่าอัตราส่วนเชิงมวลที่ใช้สารทำความเย็น R1224 yd ที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยกว่าสารทำความเย็น R1233 zd

บทที่ 5

สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

การวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็น โดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหลสามารถสรุปผลและมีข้อเสนอแนะดังนี้

5.1 สรุปผล

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้ โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล โดยผู้วิจัยได้ทำการจำลองอีเจ็คเตอร์ที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาดปากทางออกหัวฉีดอีเจ็ค จำนวน 3 ขนาด คือ 5.48 mm ,ขนาด 6.48mm และขนาด 7.48mm จำลองอุณหภูมิอิมตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) จะอยู่ในช่วง 85°C ถึง 95°C อุณหภูมิของเครื่องระเหย (T_{evap}) จะอยู่ในช่วง $5 - 10^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิทางออก(T_{con}) อยู่ที่ 28°C ใช้สารทำความเย็นในการจำลองจำนวน 2 สาร ประกอบไปด้วย R1233zd , R1224yd

การวิเคราะห์ผลกระทบของปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ต่อประสิทธิภาพ ประกอบด้วยค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) รวมถึงแถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียง (Mach Number Contour) ซึ่งแบ่งเป็น 2 ส่วนดังนี้

5.1.1 กรณีอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลง

ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) กับปากทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ โดยศึกษาอุณหภูมิอิมตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90°C อุณหภูมิทางออก(T_{con}) 28°C และอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) 6°C , 8°C และ 10°C ของสารทำความเย็น R1233 zd พบว่า เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเครื่องระเหยเพิ่มสูงขึ้นในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 5.48 mm.- 6.48 mm.มีค่าความเร็วของเสียงเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm. มีค่าความเร็วของเสียงสูงสุด และในช่วงปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ขนาด 6.48 mm.- 7.48 mm. อีเจ็คเตอร์จะทำให้ค่าความเร็วของเสียงลดลง สรุปผลปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดคือ ขนาด 6.48 mm เนื่องจากมีค่าความเร็วของเสียงสูงสุดคือ 2.85

ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio) กับทางออกของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์อุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลง โดยศึกษาอุณหภูมิอิมตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90°C อุณหภูมิทางออก(T_{con}) 28°C และอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) 6°C , 8°C และ 10° ของสารทำความเย็น R1233 zd พบว่า ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) 6°C ขนาดปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด คือขนาด 6.48 mm เนื่องจากมีอัตราส่วนเชิงมวลเท่ากับ 0.570 สูงที่สุด

หากเพิ่มหรือลดขนาดจากค่านี้จะทำให้ค่าอัตราส่วนเชิงมวลลดลง ส่วนในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) 8°C และ 10°C ขนาดปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด คือขนาด 5.48 mm โดยมีค่าอัตราส่วนเชิงมวลเท่ากับ 0.65 และ 0.72 ตามลำดับ หากเพิ่มขนาดปากของหัวฉีดจะทำให้ค่าอัตราส่วนเชิงมวลลดลง เนื่องจากสารทำความเย็นรับภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับเครื่องระเหยทำให้อุณหภูมิและความดันอิ่มตัวสูงขึ้นทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ ($\dot{m}_s$) มีค่าสูงขึ้นเพิ่มตามแต่อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ยังคงมีค่าคงที่ ส่งผลกระทบให้อัตราส่วนเชิงมวลมีค่าลดลง

ผลวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) กับอุณหภูมิเครื่องระเหยมีการเปลี่ยนแปลง โดยศึกษาที่อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C ความดันอิ่มตัวและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) มีค่าที่คงที่ พบว่า ในช่วงอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) 5 °C - 6 °C ขนาดขนาดปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด คือขนาด 6.48 mm เนื่องจากมีค่าอัตราส่วนเชิงมวลมากที่สุดในช่วงอุณหภูมินี้ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิเครื่องระเหยเป็น 7 °C - 10 °C ขนาดปากทางออกหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด คือขนาด 5.48 mm เนื่องจากมีค่าอัตราส่วนเชิงมวลมากที่สุด ส่วนในช่วงขนาดปากหัวฉีด 6.48 mm และ 7.48 mm มีค่าอัตราส่วนเชิงมวลลดลง เนื่องจากสารทำความเย็นรับภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับเครื่องระเหยทำให้อุณหภูมิและความดันอิ่มตัวสูงขึ้นทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ ($\dot{m}_s$) มีค่าสูงขึ้นเพิ่มตามแต่อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ ($\dot{m}_p$) ยังคงมีค่าคงที่ ส่งผลกระทบให้อัตราส่วนเชิงมวลมีค่าลดลง

5.1.2 กรณีศึกษาเมื่อสารทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลง

ผลวิเคราะห์ค่าความเร็วของเสียง (Mach Number) และค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ration) กับอุณหภูมิเครื่องระเหย 5 °C - 10 °C กำหนดอุณหภูมิและความดันอิ่มตัวของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) 90 °C คงที่ โดยทำการศึกษาเปลี่ยนแปลงสารทำความเย็น R1233 zd และ สารทำความเย็น R1224 yd พบว่า ในช่วงปากหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ 5.48 mm, 6.48mm และ 7.48 mm ที่ใช้สารทำความเย็น R1233 zd มีค่าความเร็วของเสียงและค่าอัตราส่วนเชิงมวลสูงกว่า เปรียบเทียบกับค่าความเร็วของเสียงที่ใช้สารทำความเย็น R1224 yd

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ควรตรวจสอบความถูกต้องแบบจำลองของหัวฉีดสำหรับอีเจ็คเตอร์ กับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเป็นขั้นตอนสำคัญในการ เพิ่มความน่าเชื่อถือของแบบจำลองทางพลศาสตร์ของไหล และช่วยยืนยันว่า geometry และ boundary condition ที่ใช้มีความสมจริงและสอดคล้องกับฟิสิกส์ของการไหลจริง

5.2.1 ควรกำหนดและตีเขียนกริดให้มีความละเอียดเหมาะสม หากกริดมีความละเอียดน้อยส่งผลการวิเคราะห์ที่ได้จะมีค่าความคลาดเคลื่อน

5.2.2 ควรมีการเปลี่ยนแปลงชนิดของสารทำความเย็นที่หลากหลายที่มีใช้ในงานอุตสาหกรรม เพื่อนำผลมาเปรียบเทียบค่าชนิดของสารทำความเย็นที่ดีและเหมาะสมต่อการใช้งาน



บรรณานุกรม

- กรเทพ ก้องแดนไพร, ฤชณพงศ์ แผ่นทอง และธนโชติ ไทรสุวรรณ. (2564). **การศึกษาสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์สองสเตจโดยใช้โปรแกรมจำลอง**. ปรินิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- สุรเชษฐ ฉันทตระกูลชัย และณัฐภัทร ภิรมย์บัณฑิต. (2564). **การศึกษาแบบจำลองอีเจ็คเตอร์สำหรับใช้ในระบบทำความเย็นเพื่อหาจุดที่ผสมโดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล**. ปรินิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกลภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- กลุ่มวิจัยเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน. (2565). (ออนไลน์). **คู่มือการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้** (สืบค้นวันที่ 27 มกราคม 2568) จาก https://www.enconlab.com/wasteheat/downloads/publish_wasteheatrecovery.pdf
- Bouhanguel A., Desevaux, P., & Gavignet, E. (2011). **Flow visualization in supersonic ejectors using laser tomography techniques**. *International journal of refrigeration*, 34(7), 1633–1640.
- Elgezzar, M., Rashad, A., Hassan, M. S., & Elnady, T. (2024). **CFD Analysis and Geometrical Parameter Investigation For The Design of A High-Efficiency Supersonic Ejector**. *FME Transactions*, 52(1).
- Khan, S. A., Mohiuddin, M., Saleel, C. A., & Fharukh, G. M. (2019). **Investigation of the effects of nozzle exit mach number and nozzle pressure ratio on axisymmetric flow through suddenly expanded nozzles**. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT) ISSN*, 8, 570-78.
- Little, A. B., & Garimella, S. (2016). **Shadowgraph visualization of condensing R134a flow through ejectors**. *International journal of refrigeration*, 68, 118-129.
- Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., & Sriveerakul, T. (2011). **Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: effect of the primary nozzle geometries to system performance**. *Experimental thermal and fluid science*, 35(4), 676-683.

Tissaoui, Y., Marras, S., Quaini, A., de Brangaca Alves, F. A., & Giraldo, F. X. (2023).

A Non-Column Based, Fully Unstructured Implementation of Kessler's Microphysics With Warm Rain Using Continuous and Discontinuous Spectral Elements. *Journal of Advances in Modeling Earth Systems*, 15(3)

Thongtip, T.O.N.G.C.H.A.N.A., Aphornratana, S., & Leephakpreeda, T. (2016).

Development of the jet refrigeration system to be used with waste heat (No. 89691). Thammasat University.

Tysell, L., & Nordström, J. (2007). **Accuracy evaluation of the unstructured node-centered finite volume method in aerodynamic computations.**

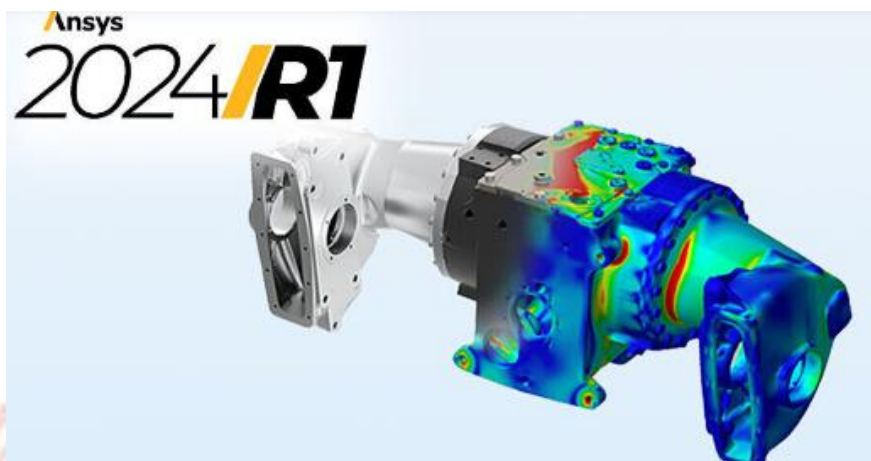
In Proceedings of the 10th ISGG Conference on Numerical Grid Generation, International Society of Grid Generation (ISGG), Heraklion, Crete, Greece.

You, Y. H., Kou, X. Y., & Tan, S. T. (2015). **Adaptive meshing for finite element analysis of heterogeneous materials.** *Computer-Aided Design*, 62, 176-189.

ภาคผนวก ก

คู่มือการใช้งานโปรแกรมจำลองการไหล Ansys Fluent 2024





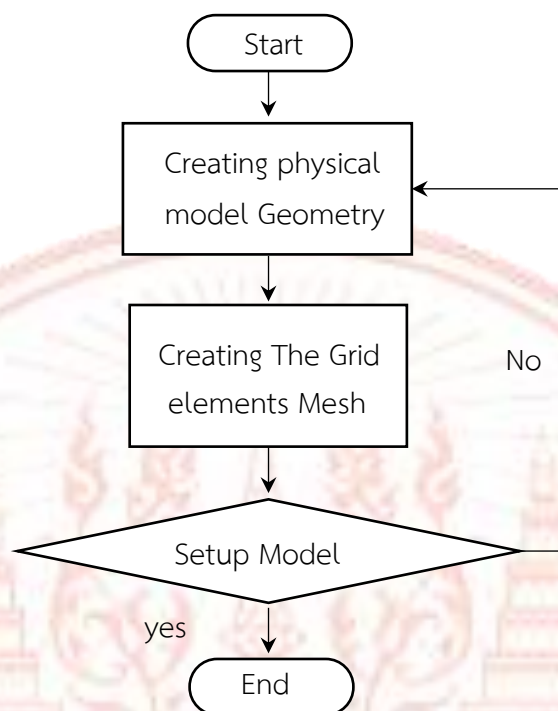
ภาพที่ ก-1 โปรแกรมจำลองการไหล ANSYS (FLUENT) 2024

โปรแกรม ANSYS (FLUENT) 2024 ในการแก้ปัญหการไหลของของไหล ซึ่งแบ่งโปรแกรมออกเป็น

3 ส่วนในการทำงาน คือ

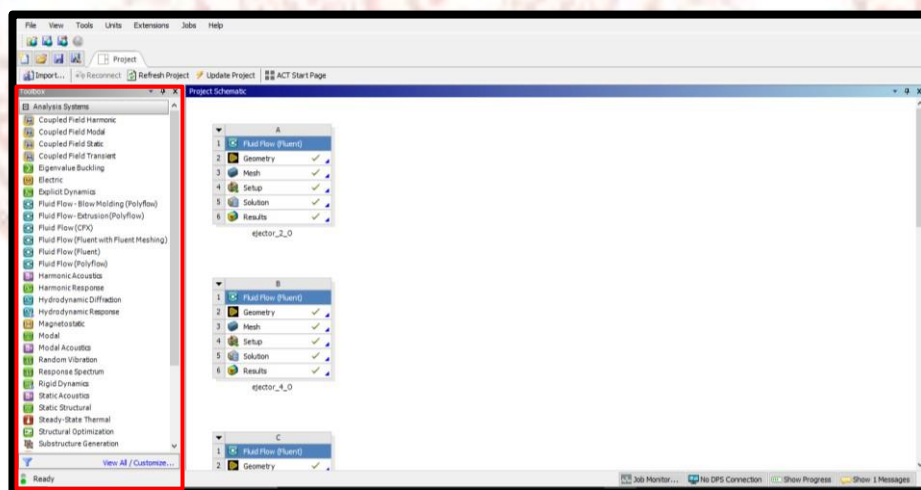
1. Design Modeler ทำหน้าที่ในการสร้างในการสร้างแบบจำลองอีเจ็คเตอร์
2. Mesh ทำหน้าที่ในการสร้างกริดให้กับแบบจำลองอีเจ็คเตอร์
3. Setup FLUENT 2024 ทำหน้าที่ในการกำหนดโมเดลทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมเพื่อการจำลองพฤติกรรมของการไหลของของไหลผ่านทางกระบวนการทำซ้ำเพื่อให้ได้คำตอบที่ถูกต้องและแม่นยำมากที่สุด

จากส่วนการทำงานสุดท้าย ANSYS (FLUENT) 2024 สามารถทราบประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ และ พฤติกรรมการไหลของของไหลภายในอีเจ็คเตอร์ได้โดยการสังเกตจากกราฟคอนทัวร์ซึ่งขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 19 นั้นสามารถสรุปได้ดังรูปที่ ก-2



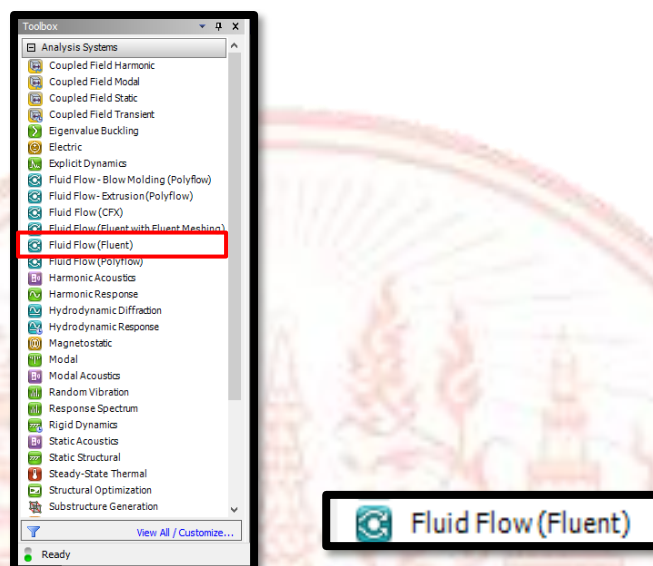
ภาพที่ ก-2 The flowchart for implementing the CFD simulation

ซึ่งโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 2024 จะมีเมนูการ simulation ให้เลือกหลากหลายรูปแบบ ดังภาพที่ ก-3 ที่แสดง ถึงหน้าต่างหลักของโปรแกรม ANSYS



ภาพที่ ก-3 หน้าต่างหลักของโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 2024

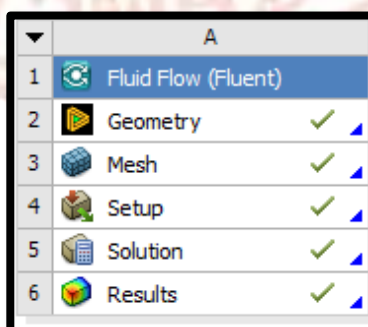
ในสารนิพนธ์เล่มนี้ใช้การจำลองการไหล Fluid Flow (Fluent) 2024 ในการจำลองอัตราการไหล Simulation ดังภาพที่ ก-4



ภาพที่ ก-4 Tool box of ANSYS

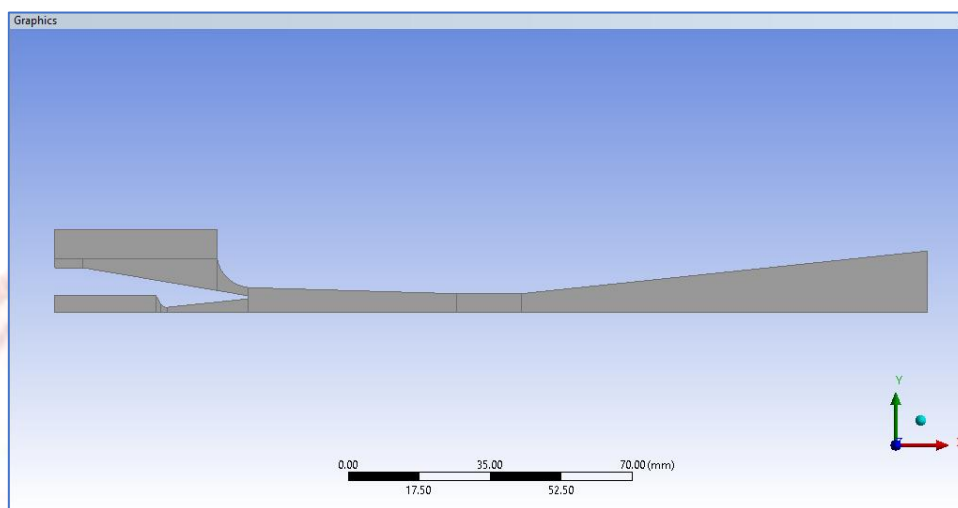
เมื่อเลือก Fluid Flow (Fluent) จะปรากฏหน้าต่างของการ Simulation ของ Fluid Flow (Fluent) ขึ้น ดังภาพที่ ก-5 ซึ่งจะประกอบไปด้วย

1. Fluid Flow (Fluent) คือ การ Simulation ที่จะใช้ในสารนิพนธ์เล่มนี้
2. Geometry คือ การเขียนแบบและกำหนดขอบเขตการ Simulation ออกเป็นส่วนๆ
3. Mesh คือ การสร้างกริดเพื่อใช้ในการ Mash และกำหนด inlet1 , inlet2 , outlet , wall_ejector และ wall_nozzle
4. Setup คือ การตั้งค่าและการ Simulation
5. Solution คือ การตรวจสอบผลการ Simulation
6. Results คือ การสร้างภาพการไหล Simulation



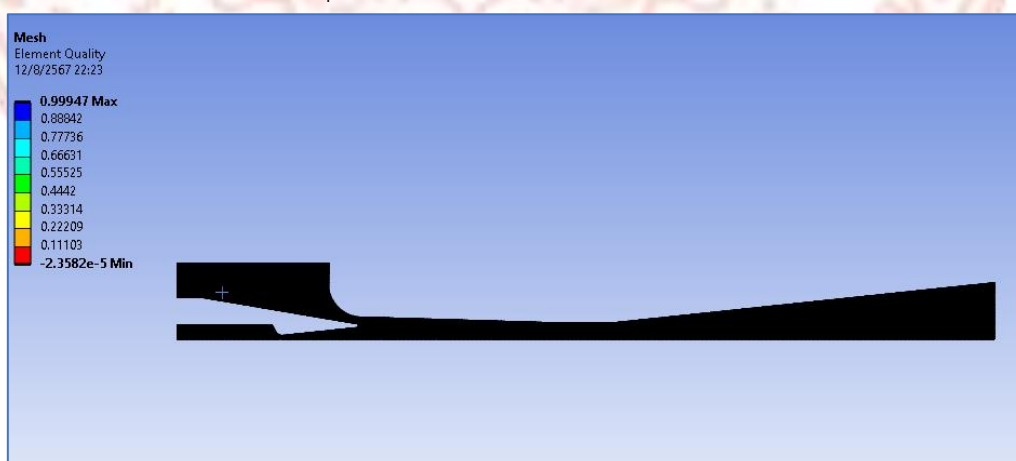
ภาพที่ ก-5 Fluid Flow (Fluent)

สำหรับงานวิจัยนี้แบบจำลองอีเจ็คเตอร์จะถูกสร้างในรูปแบบที่เป็นสองมิติและมีรูปร่าง สมมาตรตามแนวนแกน เปรียบเทียบระหว่างรูปแบบ 3 มิติและ 2 มิติ พบว่าผลลัพธ์ที่ได้ใกล้เคียงกันโดยที่รูปร่าง 2 มิติใช้เวลาน้อยกว่า



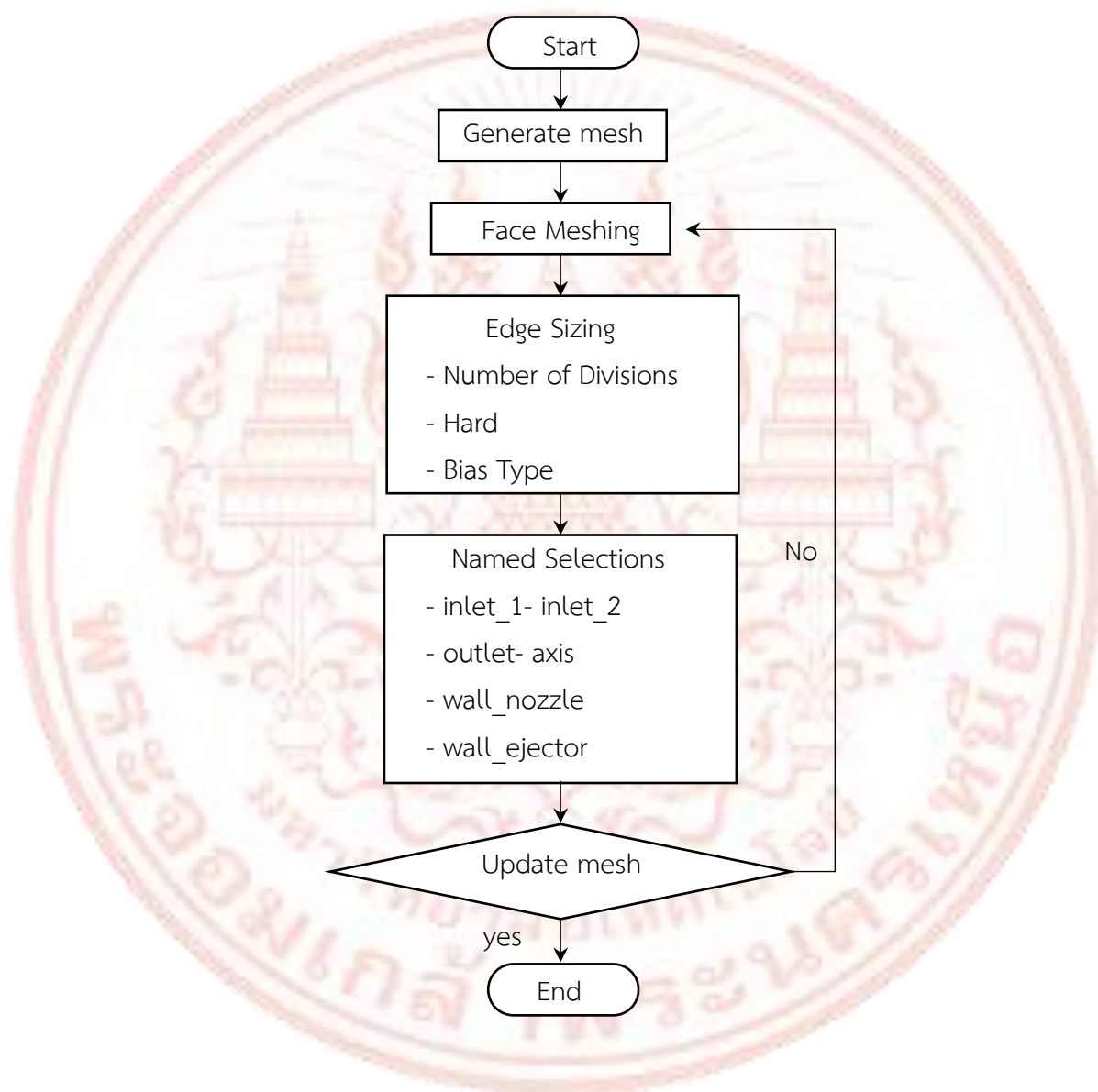
ภาพที่ ก-6 Creating Models

การสร้างกริด กริดที่สร้างนั้นเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม (quadrilateral grid) เพราะว่ากริดลักษณะนี้นั้น เหมาะสมในงานจำลองด้านการไหลที่มีความเร็วเหนือเสียง เพื่อให้ได้ค่าที่ได้จากการจำลองมีความแม่นยำและความถูกต้องมากที่สุด ในการหาจำนวนกริดที่เหมาะสมใช้กระบวนการที่เรียกว่าการทำ grid independent ในลักษณะกริดจะเน้นความหนาอยู่ที่ผนังของอีเจ็คเตอร์และจำนวนจะต้องละเอียด สมมาตรและสมดุลกัน



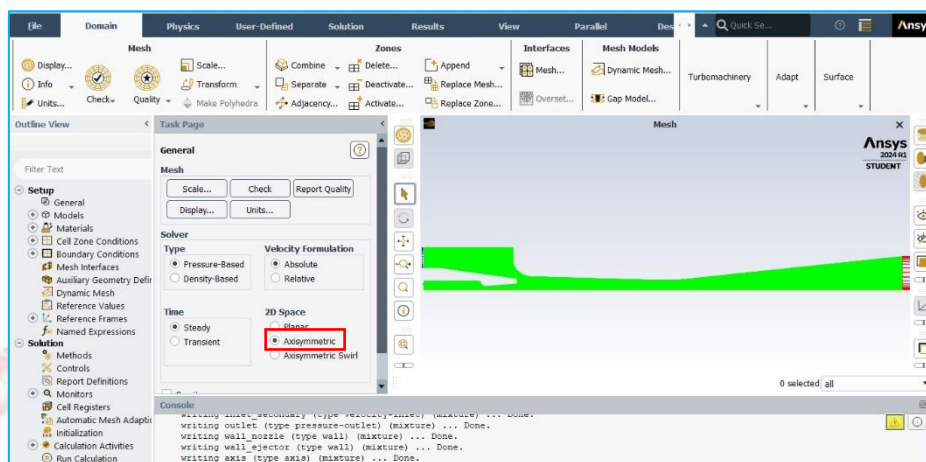
ภาพที่ ก-7 Creating Grid Mesh

เมื่อสร้างกริดเสร็จแล้ว เราก็จะทำการ sizing โดยการกำหนด Number of divisions ตั้งค่าจาก soft เป็น Hart กำหนด bias type จากนั้น ก็จะมีการตั้งชื่อ กำหนด inlet1 , inlet2 , outlet กำหนด wall nozzle และ wall ejector และอัปเดต mesh ตามลำดับ ดังรูปที่ ก-8



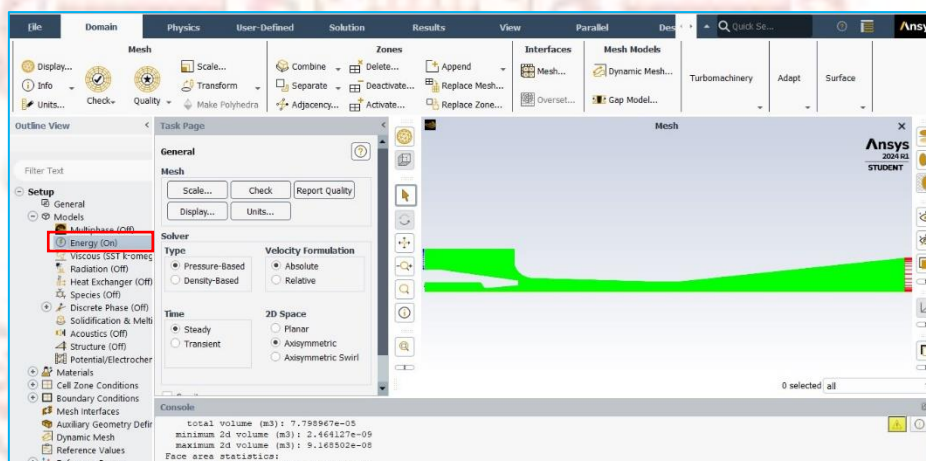
ภาพที่ ก-8 Flow Chart แสดงขั้นตอนการสร้างกริด

ในการ set up ให้เลือก Axisymmetric เป็นการทำให้แนวแกนทั้ง 2 สมมาตรกัน ดังภาพที่ ก-9

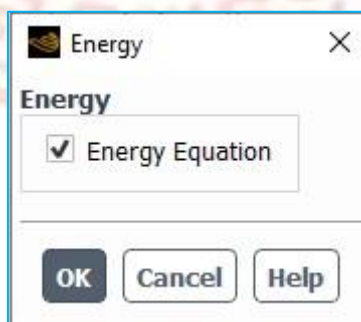


ภาพที่ ก-9 Setup – General

จากนั้นที่แถบด้านซ้ายมาที่ Models เลือก energy แล้วกดเปิดพลังงานภายใน ทำให้เกิด ลักษณะการไหล ดังภาพที่ ก-10 และ ก-11

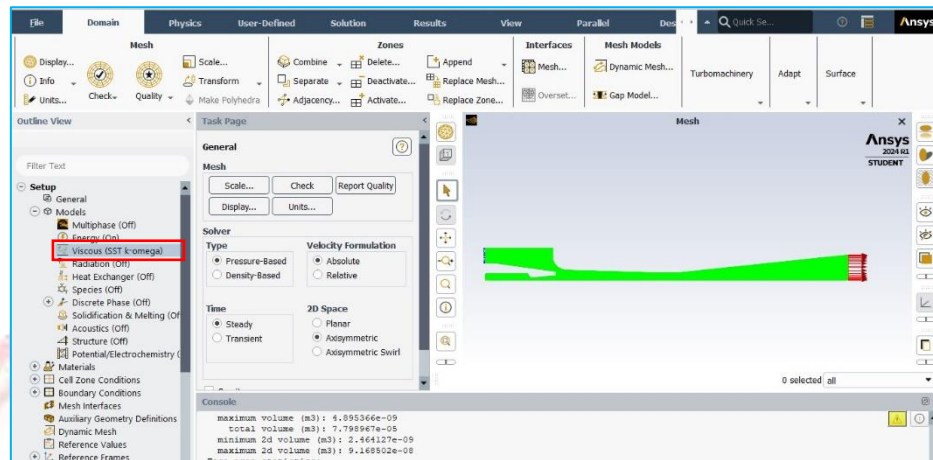


ภาพที่ ก-10 Setup – Models – Energy

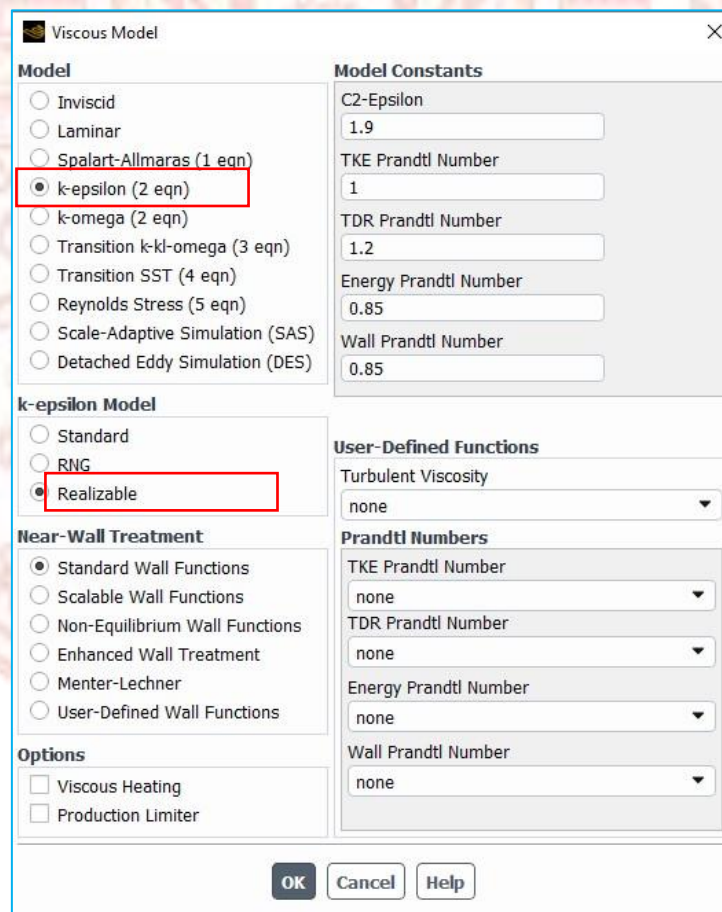


ภาพที่ ก-11 Energy

มาที่ viscous ดังภาพที่ ก-12 เลือก k-epsilon กับ Realizable ดังภาพที่ ก-13

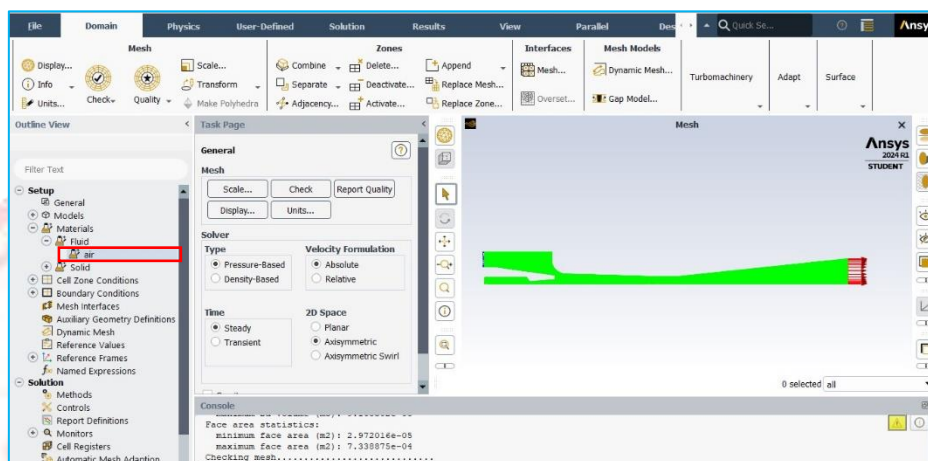


ภาพที่ ก-12 Setup – Models – Viscous

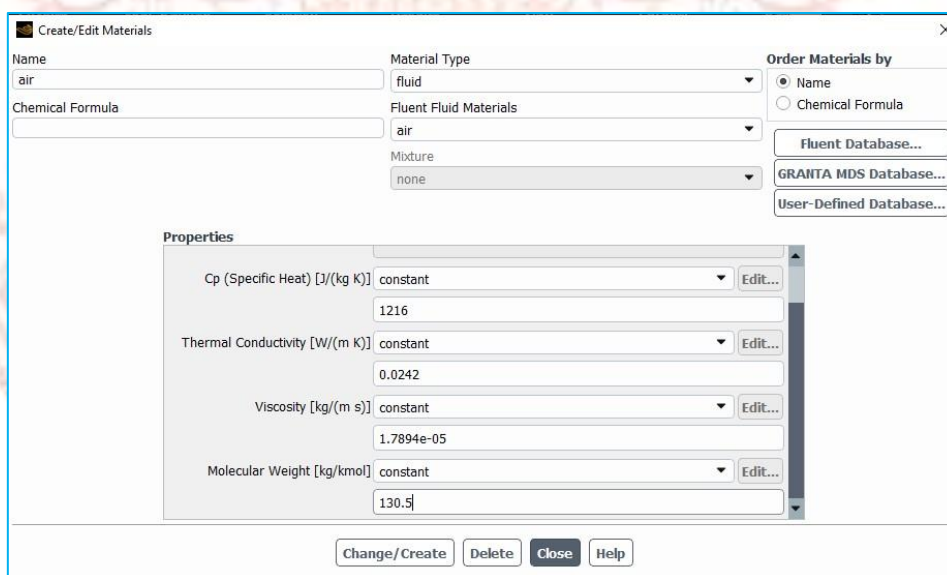


ภาพที่ ก-13 Viscous Model

จากนั้นคลิก Material - Fluid - Air ดังภาพที่ ก-14 เปลี่ยน Density เป็น ideal-gas และใส่ค่า Cp, Thermal , Viscosity และ Molecular Weight ตามค่าของแต่ละสารทำความเย็นที่คำนวณได้ ดังภาพที่ ก-15

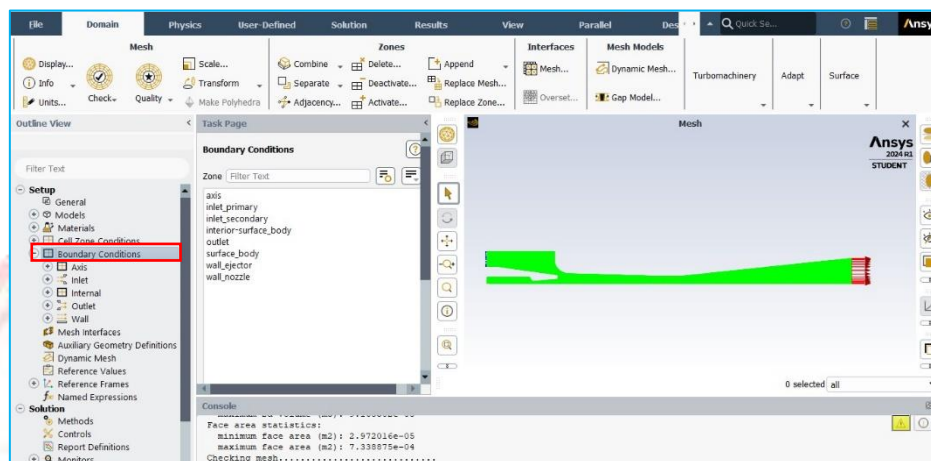


ภาพที่ ก-14 Setup – Materials – Fluid – air

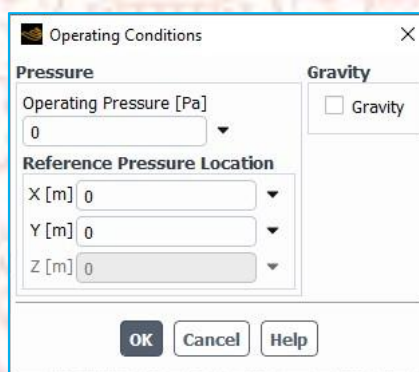


ภาพที่ ก-15 Create/Edit Materials

มาที่ Boundary Conditions ดังภาพที่ ก-16 เลือก Operating Conditions ทำการเปลี่ยน Operating Pressure เป็น 0 ดังภาพที่ ก-17

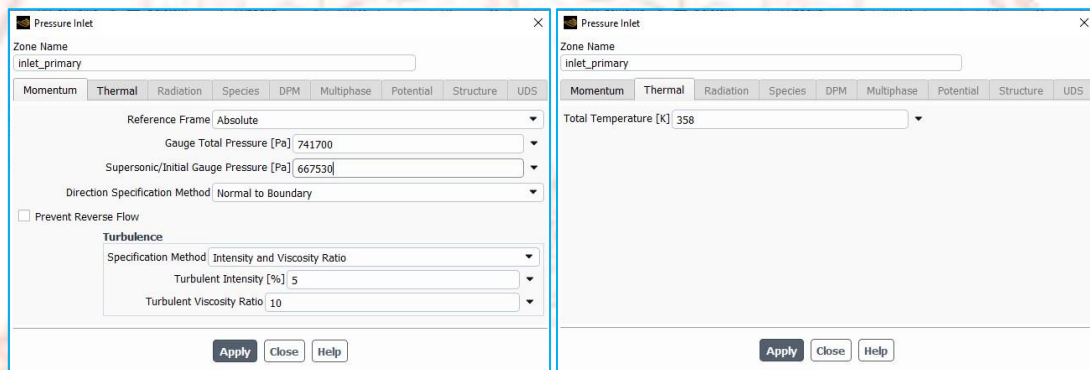
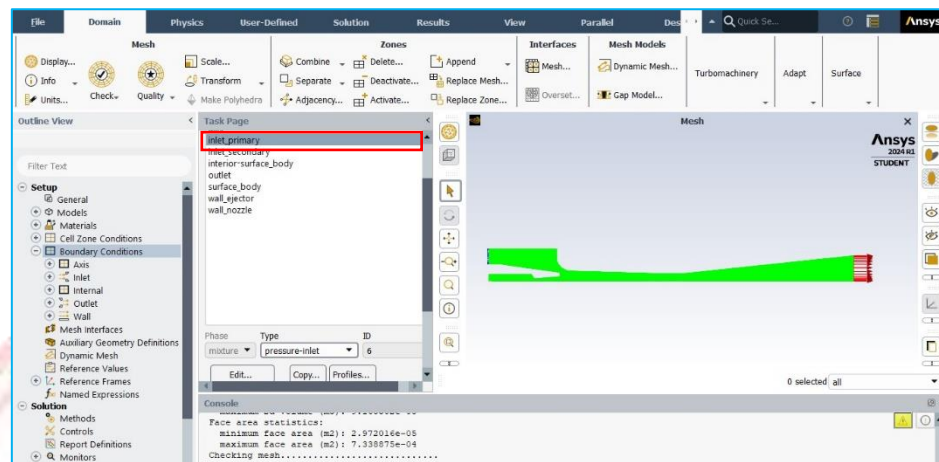


ภาพที่ ก-16 Setup – Boundary Conditions



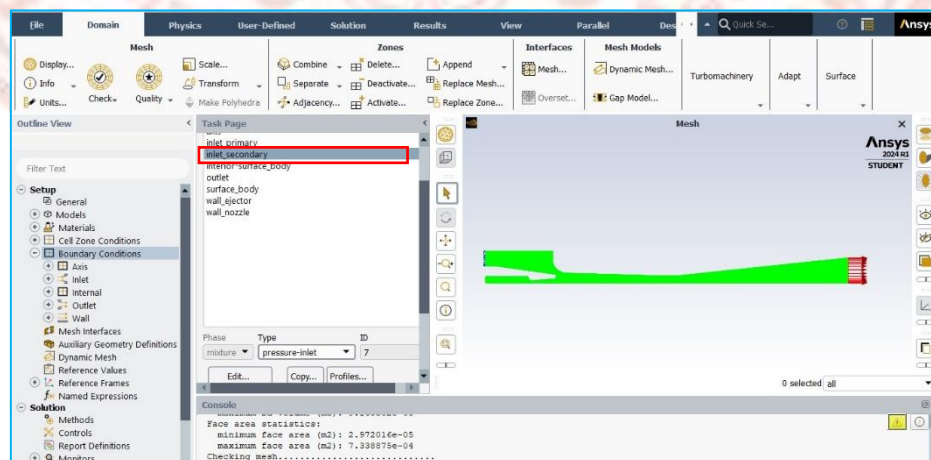
ภาพที่ ก-17 Operating Conditions

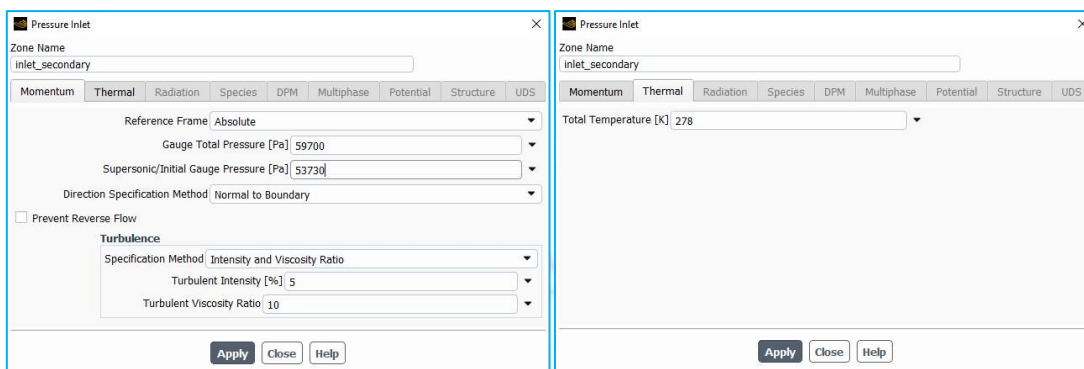
เลือก inlet Primary ใส่อุณหภูมิกับความดันของแต่สารทำความเย็นที่ได้คำนวณไว้ดังภาพที่ ก-19



ภาพที่ ก-18 Pressure Primary

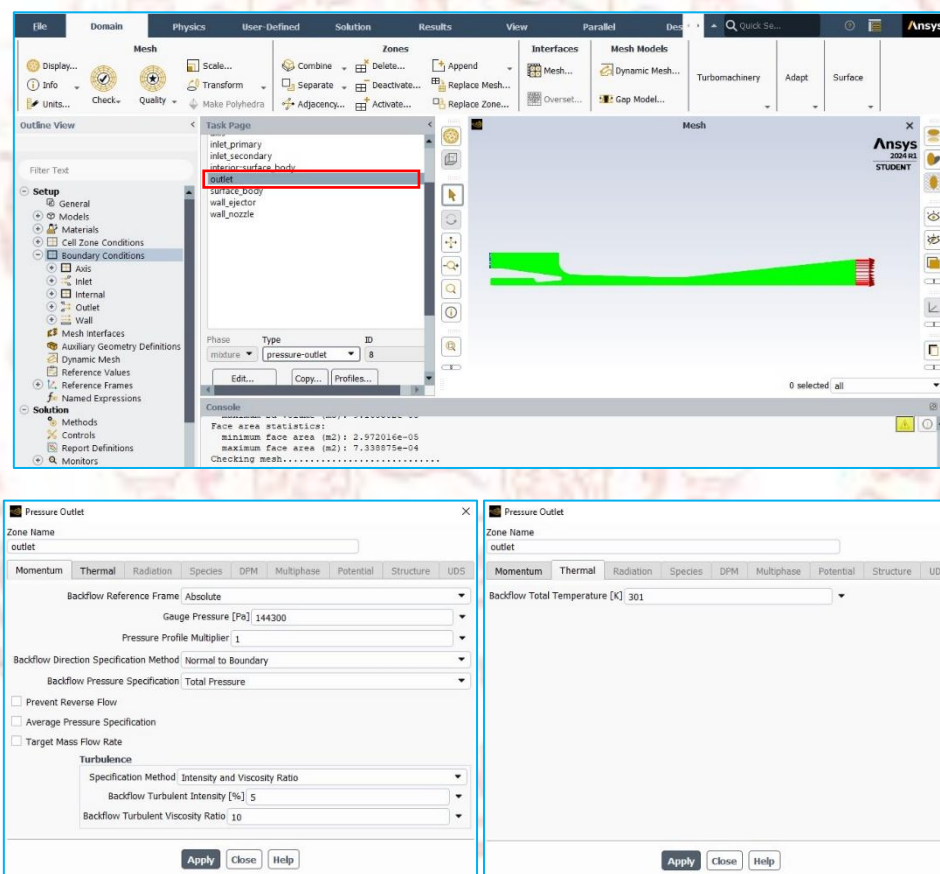
เลือก inlet secondary ใส่อุณหภูมิกับความดันของแต่สารทำความเย็นที่ได้คำนวณไว้ดังภาพที่ ก-19





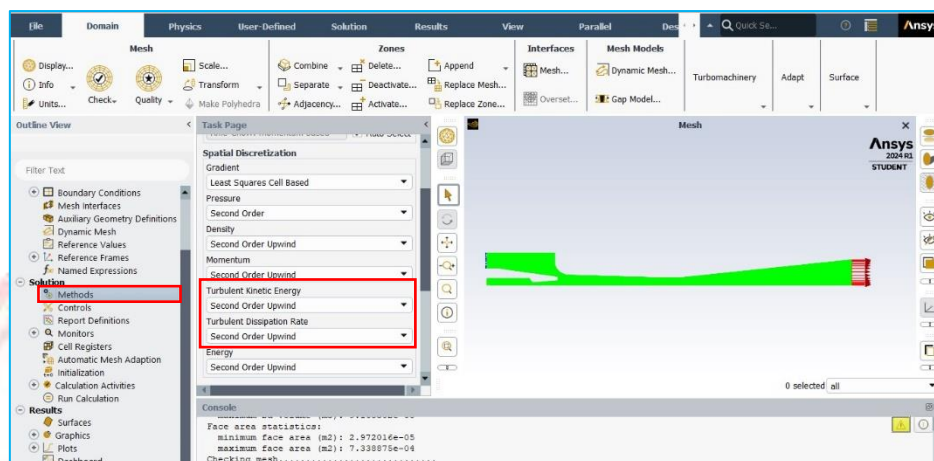
ภาพที่ ก-19 Pressure secondary

เลือก outlet ใส่อุณหภูมิกับความดันของแต่สารทำความเย็นที่ได้คำนวณไว้ดังภาพที่ ก-20



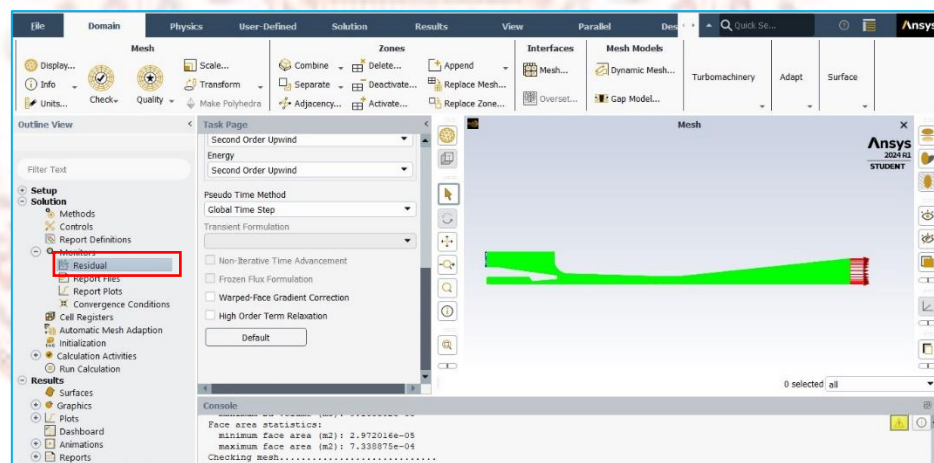
ภาพที่ ก-20 Pressure outlet

ในส่วนของ Solutions มาที่ Methods ทำการเปลี่ยน Turbulant เป็น Second Order Upwind
 ดังภาพที่ ก-21

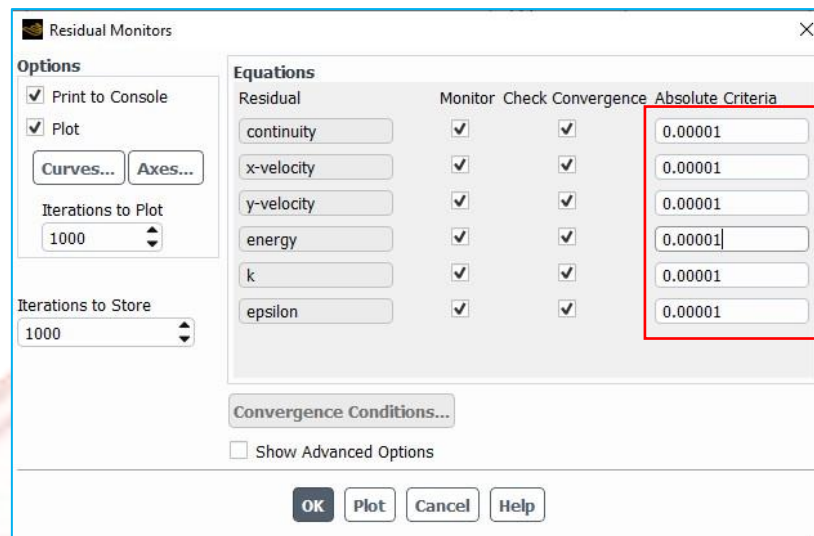


ภาพที่ ก-21 Solution – Methods

จากนั้นมาที่ Monitors – Residual ดังภาพที่ ก-22 เปลี่ยนค่า Absolute criteria เป็น 0.00001 ทุก
 ช่อง ดังภาพที่ ก-23

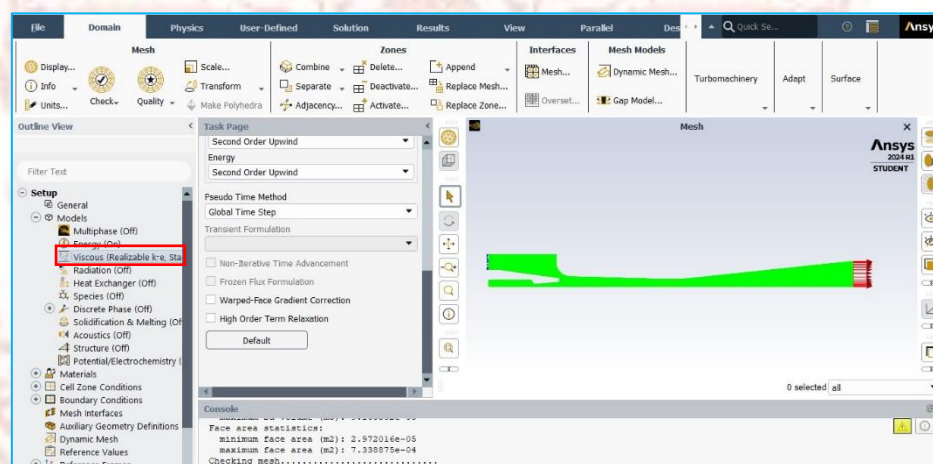


ภาพที่ ก-22 Solution – Monitors – Residual

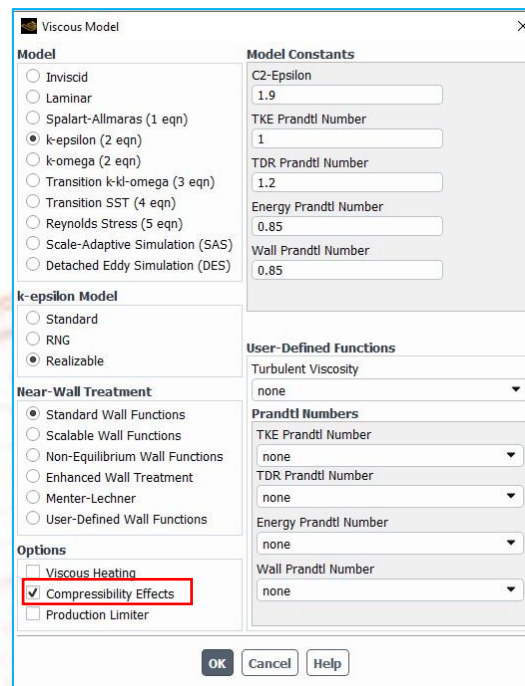


ภาพที่ ก-23 Residual Monitors

กลับมาที่ส่วน Setup – Viscous ดังภาพที่ ก-24 เลือก Compressibility Effects ดังภาพที่ ก-25

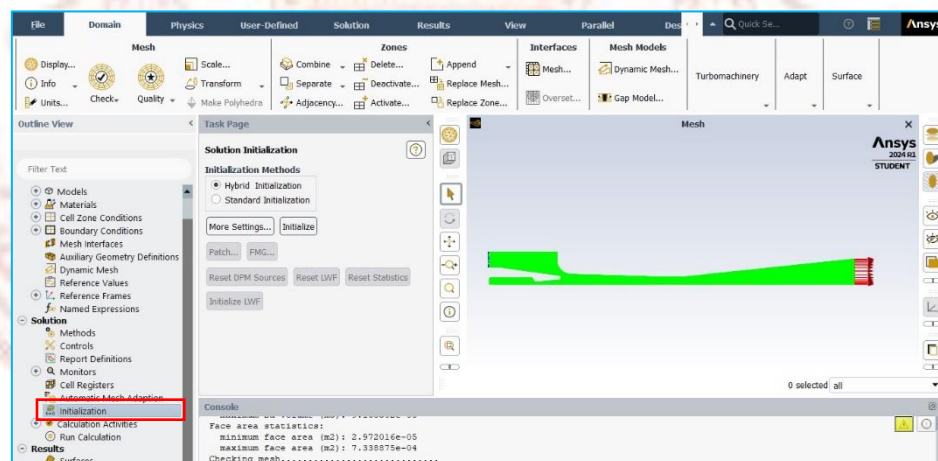


ภาพที่ ก-24 Setup – Viscous



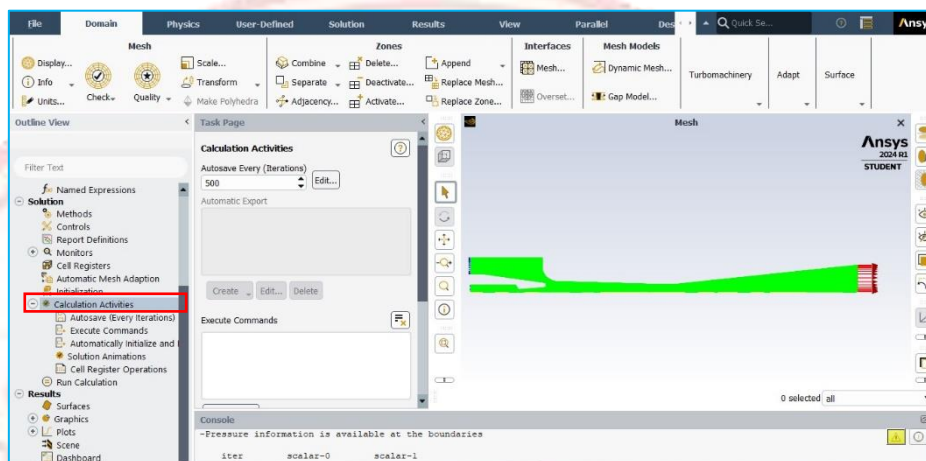
ภาพที่ ก-25 Viscous Model

มาในส่วนของ Solutions – Initialization กด Initialize



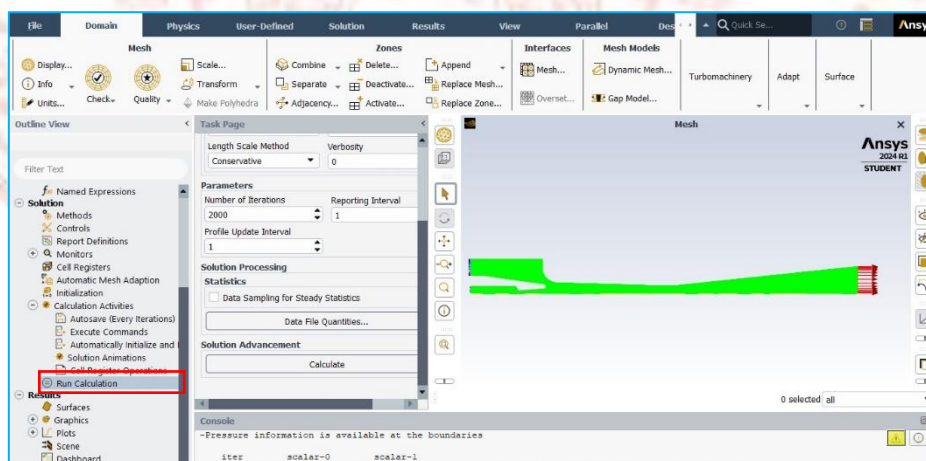
ภาพที่ ก-26 Solution – Initialization

เมื่อทำการ Initialize เสร็จแล้ว มาที่ Calculation Activities เป็นการกำหนด Auto Save ว่าต้องการ Save ทุกๆกี่รอบของการ run โปรแกรม



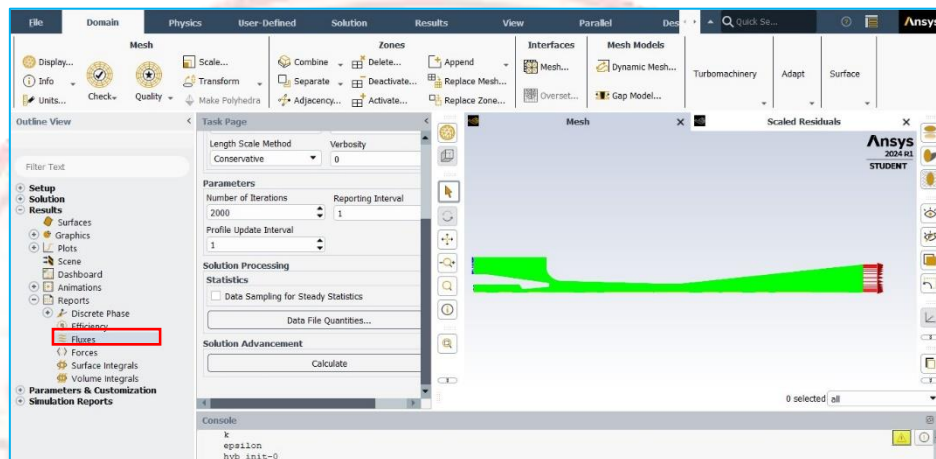
ภาพที่ ก-27 Solution – Calculation Activities

มาที่ Run Calculation กำหนดรอบที่ Number Iterations ว่าต้องการให้โปรแกรม run กี่รอบ และ กด Calculate เพื่อทำการเริ่มการ Simulation ดังภาพที่ ก-28

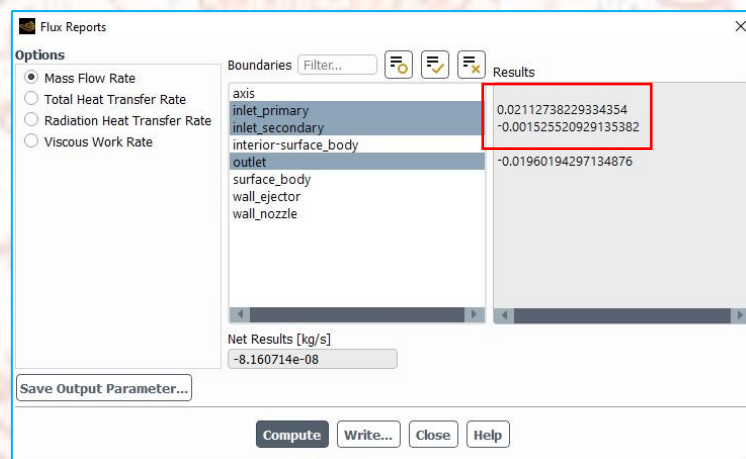


ภาพที่ ก-28 Solution – Run Calculation

เมื่อทำการ run เสร็จสมบูรณ์ ในส่วนของ Results – Reports – Fluxes ดังภาพที่ ก-29 เลือก inlet- Primary , inlet secondary, outlet จากนั้นกด compute จึงจะได้ค่าของ inlet Primary , inlet secondary และ outlet ดังภาพที่ ก-30 ให้นำค่า inlet secondary / inlet Primary จึงจะได้ค่า อัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio : R_m)

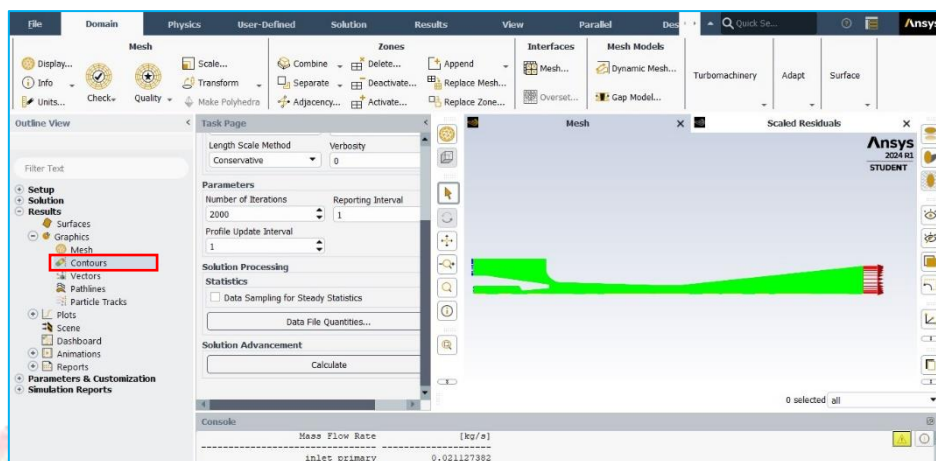


ภาพที่ ก-29 Results – Report – Fluxes

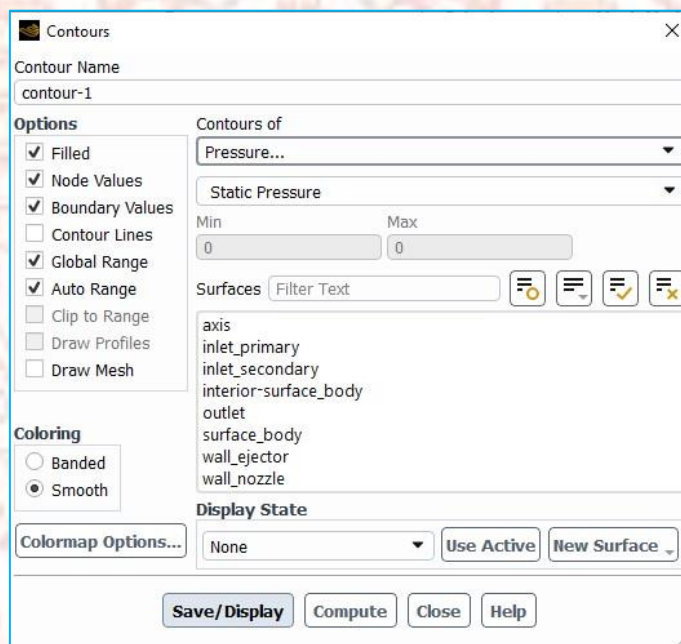


ภาพที่ ก-30 Flux Reports

เมื่อต้องการดูแถบสี ให้เลือกคำสั่ง Results และเลือก Contours ดังภาพที่ ก-31 หลังจากนั้นเลือกค่าที่ต้องการดู จากภาพที่ ก-32 เป็นการเลือก Pressure, static Pressure

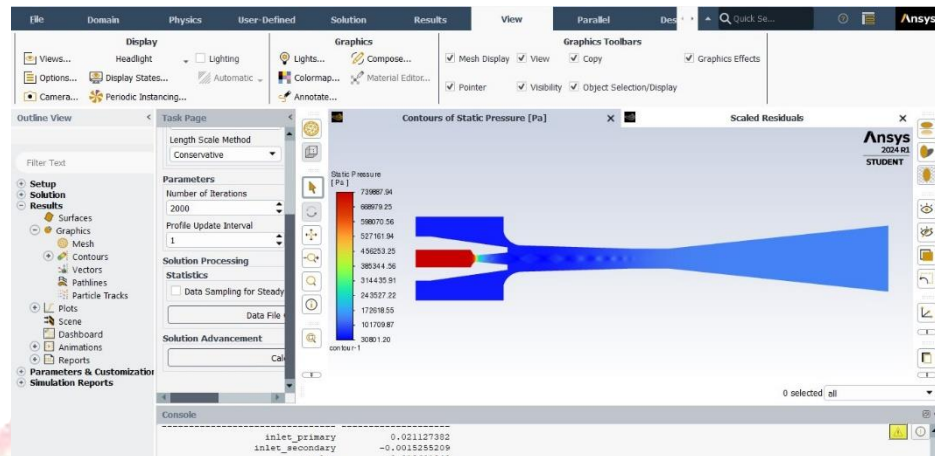


ภาพที่ ก-31 Contours



ภาพที่ ก-32 Contours static Pressure

หลังจากนั้นโปรแกรมแสดงผลแถบสี Contours of Static Pressure และแสดงแถบสีเปรียบเทียบกับค่าความดันที่เกิดขึ้นในแบบจำลองอีเจ็คเตอร์ ดังภาพที่ ก-33



ภาพที่ ก-33 แถบสี Contours of Static Pressur

ภาคผนวก ข

ฉบับบันทึกจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเพื่อวิเคราะห์ความเร็วเหนือเสียงที่เหมาะสมของหัวฉีดสำหรับ
อีเจ็คเตอร์ใช้ในระบบทำความเย็นโดยใช้โปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

ตารางที่ ข-1 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด
ขนาด 5.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd

ปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd				
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
85	28	5	2.557944	-0.072205866
		6	2.57448	0.010892591
		7	2.58406	0.130407277
		8	2.594362	0.244135711
		9	2.60082	0.414727738
		10	2.644418	0.593068573
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
90	28	5	2.559415	0.418307056
		6	2.565355	0.518555995
		7	2.589321	0.625288763
		8	2.606328	0.656373848
		9	2.622944	0.689945992
		10	2.651196	0.724347956
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
95	28	5	2.821048	0.450053228
		6	2.767349	0.46281567
		7	2.68951	0.46969737
		8	2.596274	0.482886581
		9	2.581242	0.505437813
		10	2.573166	0.524175663

ตารางที่ ข-2 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด
ขนาด 6.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd

ปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd				
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
85	28	5	2.853532	-0.132292872
		6	2.8355865	-0.091676902
		7	2.802055	-0.084425907
		8	2.73052	-0.0516217
		9	2.662309	-0.028382773
		10	2.634806	-0.017298016
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
90	28	5	2.842501	0.544080264
		6	2.848391	0.570485899
		7	2.85044	0.600649656
		8	2.852422	0.631024487
		9	2.852225	0.663306793
		10	2.848677	0.699890694
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
95	28	5	2.814217	0.481219422
		6	2.825846	0.504098172
		7	2.836503	0.528177223
		8	2.845039	0.552770334
		9	2.851625	0.579600255
		10	2.86479	0.609665086

ตารางที่ ข-3 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด
ขนาด 7.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd

ปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm สารทำความเย็น R1233 zd				
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
85	28	5	2.75144	-0.466683485
		6	2.748815	-0.475624849
		7	2.729064	-0.481357676
		8	2.709206	-0.493477484
		9	2.701775	-0.468315095
		10	2.68999	-0.434073568
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
90	28	5	2.843504	0.539093798
		6	2.824876	0.565784899
		7	2.81775	0.602479969
		8	2.803567	0.639222187
		9	2.788013	0.658624509
		10	2.760025	0.699697113
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
95	28	5	2.95386	0.476967559
		6	2.947465	0.498004348
		7	2.930125	0.522413101
		8	2.8948	0.547580214
		9	2.849057	0.565260674
		10	2.798658	0.580042579

ตารางที่ ข-4 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด
ขนาด 5.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd

ปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd				
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
85	28	5	2.567967	-0.144906437
		6	2.589119	-0.063070265
		7	2.597258	0.034894962
		8	2.602622	0.164443836
		9	2.61326	0.319757913
		10	2.645764	0.486488234
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
90	28	5	2.53448	0.340941725
		6	2.549908	0.437402185
		7	2.571919	0.550900857
		8	2.594496	0.601920633
		9	2.61476	0.64090658
		10	2.64102	0.6611388
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
95	28	5	2.819185	0.473452654
		6	2.7409929	0.480327411
		7	2.631809	0.483034777
		8	2.55715	0.503734282
		9	2.546859	0.530900695
		10	2.541834	0.571005226

ตารางที่ ข-5 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด

ขนาด 6.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd

ปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd				
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
85	28	5	2.855235	-0.247610878
		6	2.840609	-0.227691376
		7	2.812222	-0.206689007
		8	2.749993	-0.205771096
		9	2.672296	-0.191383335
		10	2.652804	-0.186614367
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
90	28	5	2.838918	0.559462828
		6	2.845455	0.595898874
		7	2.848282	0.626932785
		8	2.848968	0.65792161
		9	2.848439	0.692356062
		10	2.840812	0.714028816
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
95	28	5	2.828837	0.502655924
		6	2.83972	0.525930012
		7	2.84936	0.550565801
		8	2.85995	0.56650409
		9	2.86855	0.59551384
		10	2.879315	0.644896081

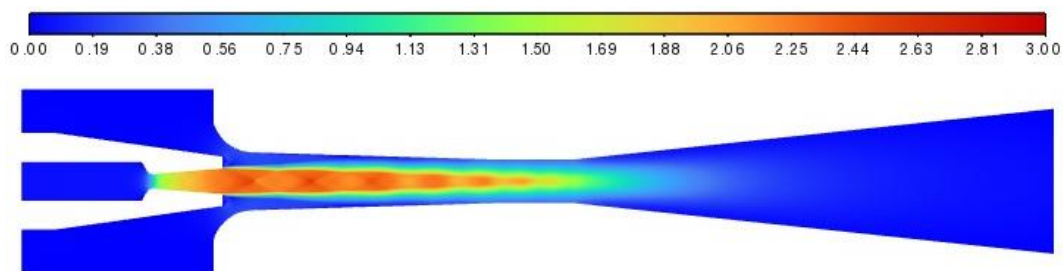
ตารางที่ ข-6 ผลการทดสอบความเร็วของเสียงและอัตราส่วนเชิงมวล ของปากทางออกหัวฉีด
ขนาด 7.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd

ปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm สารทำความเย็น R1224 yd				
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
85	28	5	2.751755	-0.545978788
		6	2.746398	-0.561370551
		7	2.70786	-0.587119864
		8	2.691168	-0.591450638
		9	2.684647	-0.558126812
		10	2.645408	-0.531642273
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
90	28	5	2.799872	0.142100018
		6	2.785095	0.21658541
		7	2.769011	0.240140527
		8	2.755337	0.259036192
		9	2.732516	0.270607555
		10	2.72396	0.282271412
$T_{\text{gen}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{con}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	Mach Number	Rm
95	28	5	2.9584	0.493561112
		6	2.949869	0.51616676
		7	2.93655	0.531548262
		8	2.904773	0.557780551
		9	2.868221	0.588472363
		10	2.816428	0.61865252

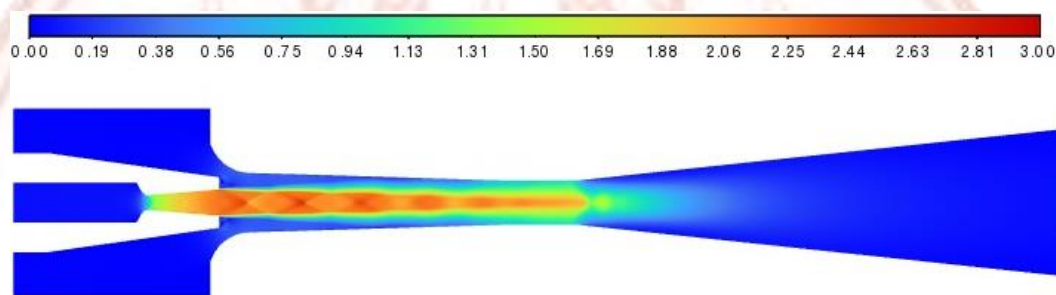


ภาคผนวก ค

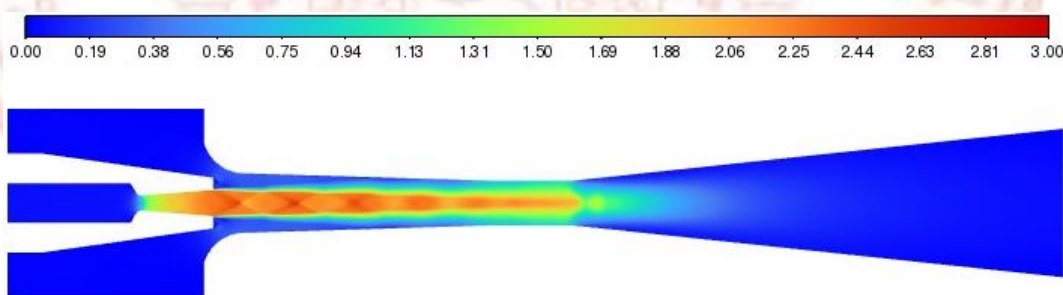
ภาพแถบสีแสดงค่าความเร็วของเสียงของหัวฉีดอีเจ็คเตอร์



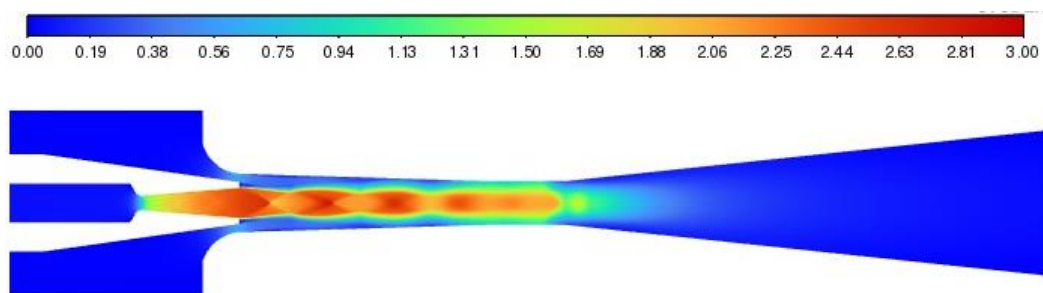
ภาพที่ ค-1 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1233 zd



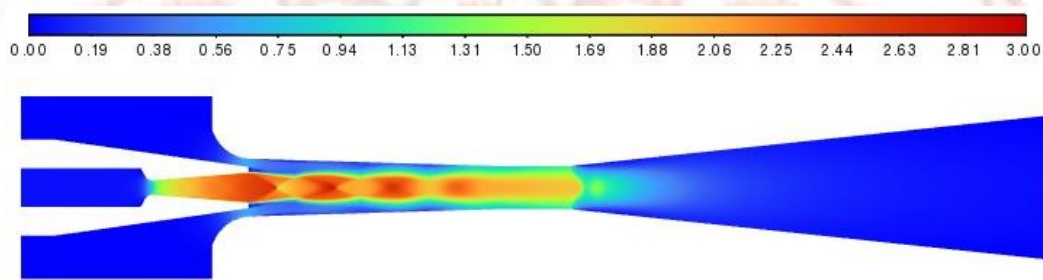
ภาพที่ ค-2 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1233 zd



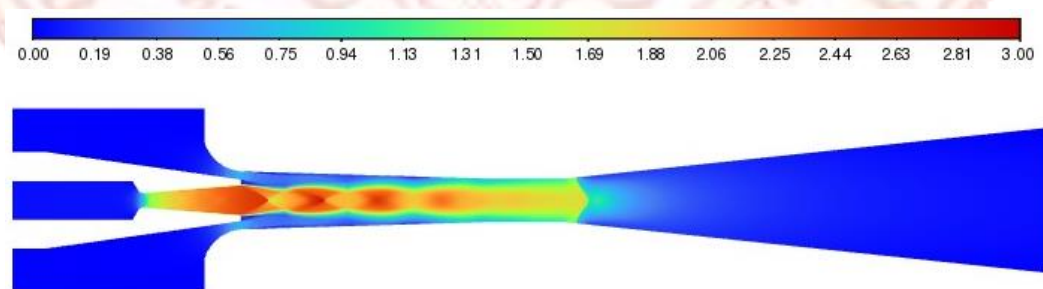
ภาพที่ ค-3 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1233 zd



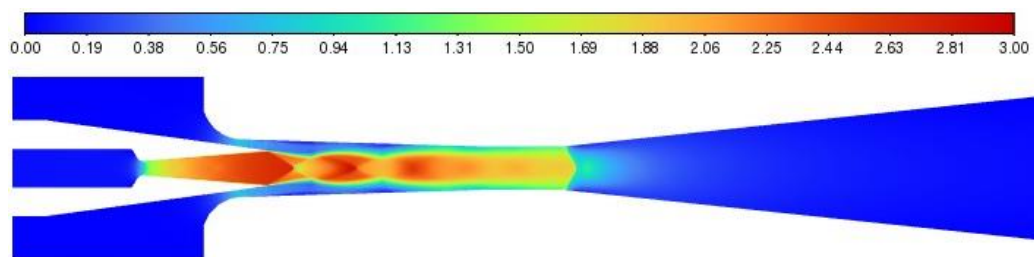
ภาพที่ ค-4 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1233 zd



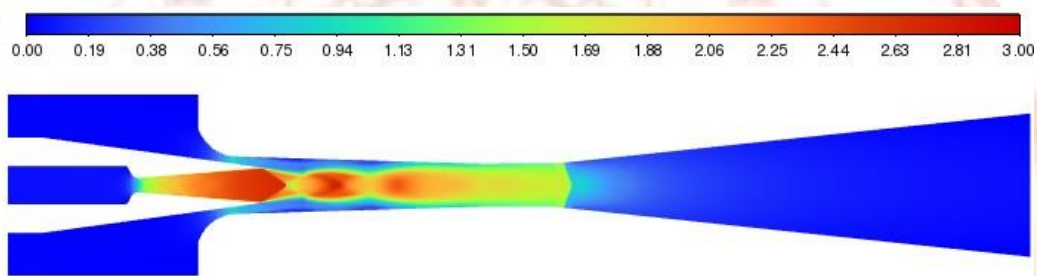
ภาพที่ ค-5 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1233 zd



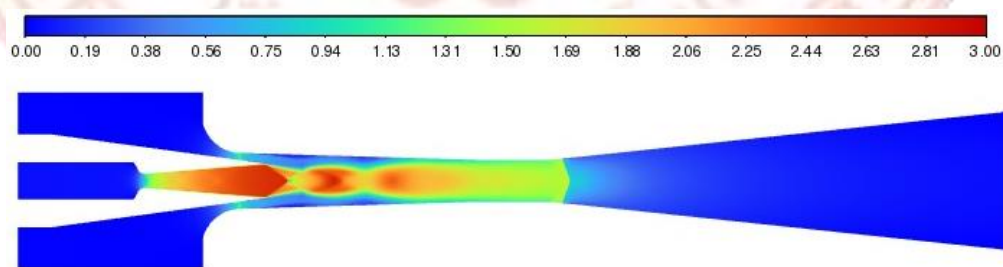
ภาพที่ ค-6 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1233 zd



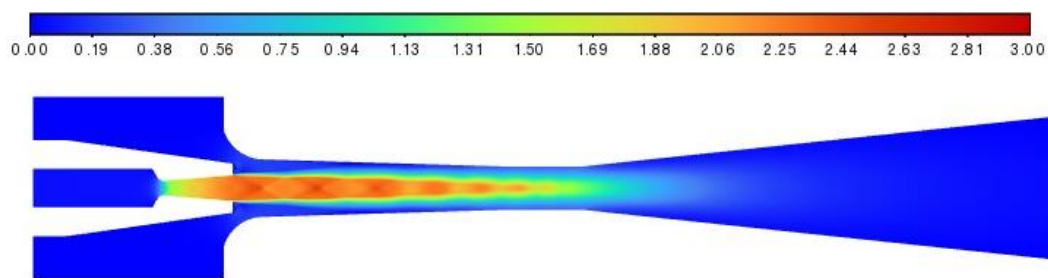
ภาพที่ ค-7 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1233 zd



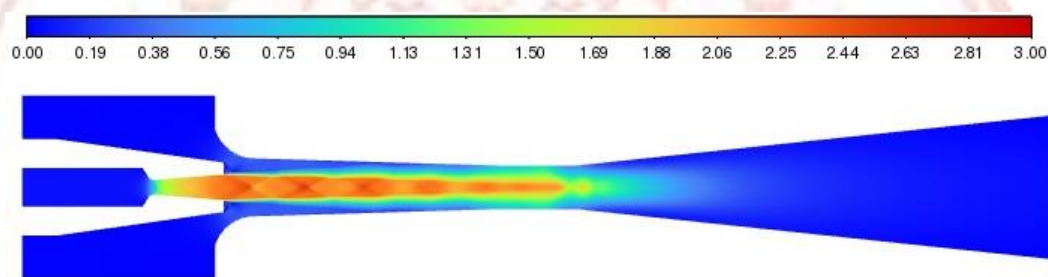
ภาพที่ ค-8 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1233 zd



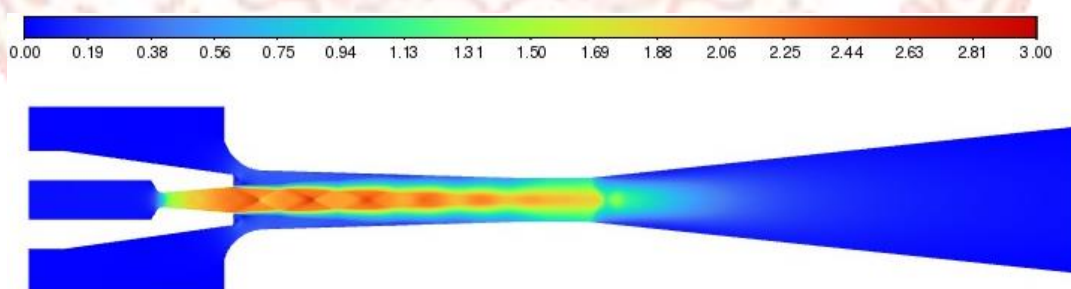
ภาพที่ ค-9 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1233 zd



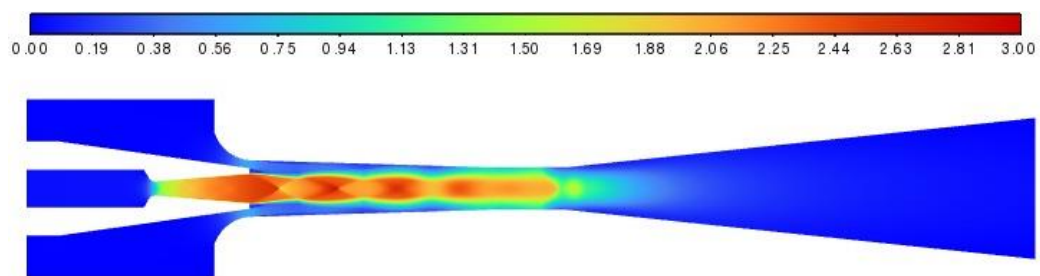
ภาพที่ ค-10 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1224 yd



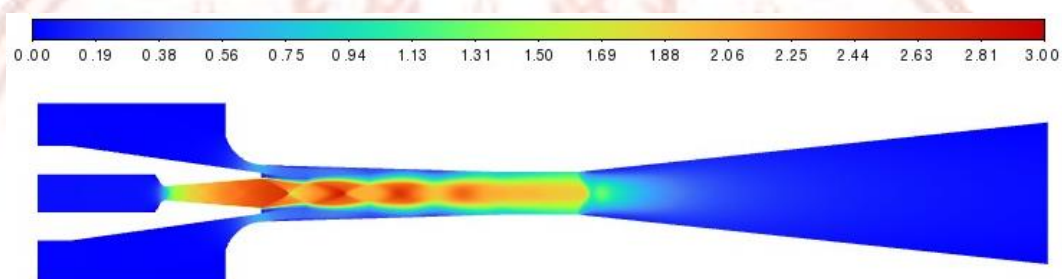
ภาพที่ ค-11 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1224 yd



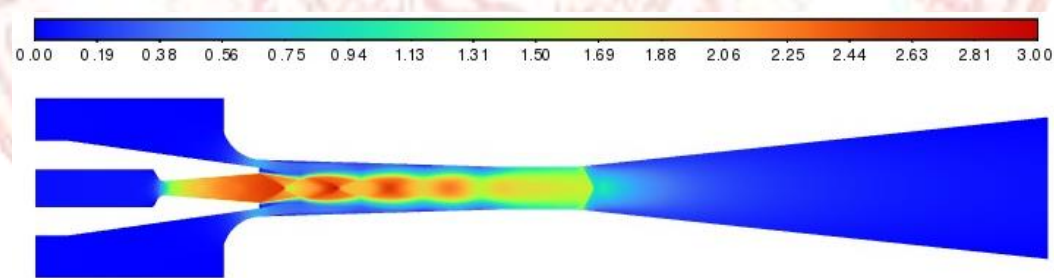
ภาพที่ ค-12 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 5.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1224 yd



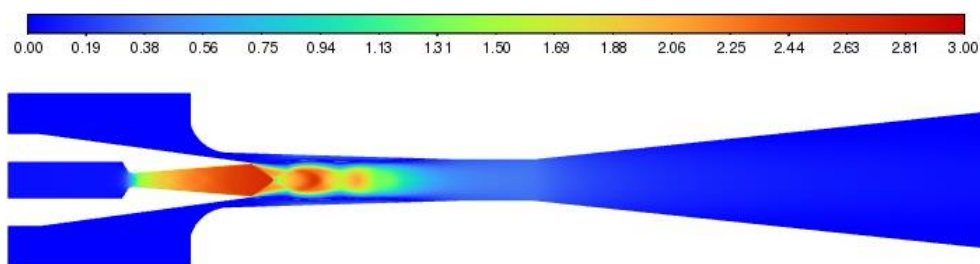
ภาพที่ ค-13 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1224 yd



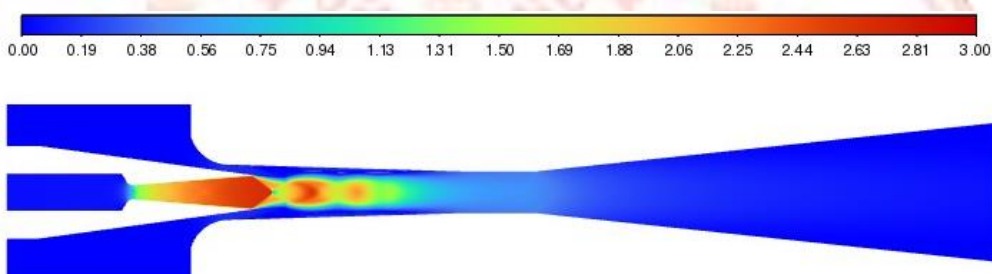
ภาพที่ ค-14 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1224 yd



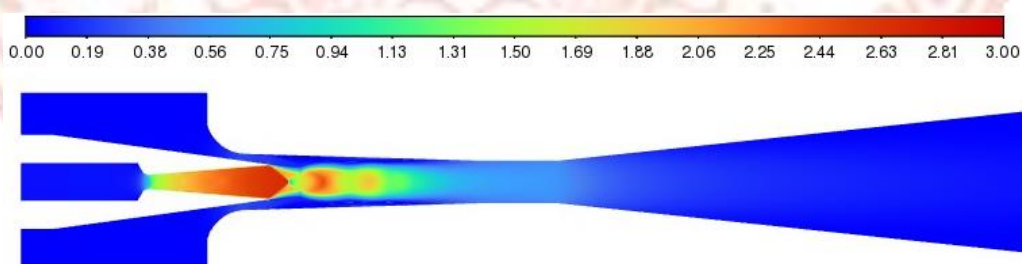
ภาพที่ ค-15 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 6.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1224 yd



ภาพที่ ค-16 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 6 °C สารทำความเย็น R1224 yd



ภาพที่ ค-17 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 8 °C สารทำความเย็น R1224 yd



ภาพที่ ค-18 แสดงค่าความเร็วของเสียงปากทางออกหัวฉีดขนาด 7.48 mm. ที่อุณหภูมิ
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C สารทำความเย็น R1224 yd

