

การศึกษาสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์สองสเตจโดยใช้ โปรแกรมในการจำลอง

STUDY OF THE PERFORMANCE OF
TWO STAGE EJECTOR USED IN REFRIGERATION APPLICATION

นายกรเทพ ก้องแดนไพร

นายกฤษณพงศ์ แผ่นทอง

นายธนโชติ ไทรสุวรรณ

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์

บัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2564

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์สองสเตจโดยใช้ โปรแกรมในการจำลอง

STUDY OF THE PERFORMANCE OF
TWO STAGE EJECTOR USED IN REFRIGERATION APPLICATION

นายกรเทพ ก้องแดนไพร

นายกฤษณพงศ์ แผ่นทอง

นายธนโชติ ไทรสุวรรณ

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์

บัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2564


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

STUDY OF THE PERFORMANCE OF
TWO STAGE EJECTOR USED IN REFRIGERATION APPLICATION

KORNTHEP KONGDANPAI

KRISANAPONG PHANTHONG

THANACHOT SAISUWAN



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG 2021

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2564

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

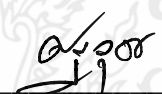
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์สองสเตจโดยใช้ โปรแกรมในการจำลอง

STUDY OF THE PERFORMANCE OF

TWO STAGE EJECTOR USED IN REFRIGERATION APPLICATION

ผู้จัดทำ	1. นายกรเทพ ก้องแดนไพร	รหัสประจำตัว	61010021
	2. นายกฤษณพงศ์ แผ่นทอง	รหัสประจำตัว	61010042
	3. นายธนโชติ ไทรสุวรรณ	รหัสประจำตัว	61010424



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกุล)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์สองสเตจโดยใช้ โปรแกรมในการจำลอง

1. นายกรเทพ ก้องแดนไพร 61010021
 2. นายกฤษณพงศ์ แผ่นทอง 61010042
 3. นายธนโชติ ไทรสุวรรณ 61010424
- ดร.ณัฐภูมิ เรืองตระกูล อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2564

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) เพื่อศึกษาและพัฒนาประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์สองสเตจในระบบทำความเย็น โดยสร้างพารามิเตอร์เพื่อศึกษาส่วนที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์สองสเตจ จากนั้นทำการวิเคราะห์การจำลองโดยใช้โปรแกรม Ansys Fluent 20 ซึ่งสารทำความเย็นในระบบอีเจ็คเตอร์สองสเตจใช้เป็นไอ น้ำ กำหนดให้ทำงานที่สภาวะอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเท่ากับ 130 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิเครื่องระเหย 7.5 องศาเซลเซียส แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นำมาใช้ในการจำลองอยู่บนพื้นฐานของการไหลแบบอัดตัวได้ โดยผลการศึกษามุ่งเน้นไปที่ Entrainment Ratio คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลรอง (Secondary Fluid) ต่อของไหลหลัก (Primary Fluid) นอกจากนี้ยังสนใจ ความดันวิกฤติ (Critical back pressure), คอนทัวร์เลขมัค (Contour Mach number)

จากผลการศึกษขนาดทางเข้าของไหลรองที่สอง (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 เมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์หนึ่งสเตจ และ ความดันวิกฤติ (Critical back pressure) ที่ 2200 ปาสกาล ซึ่งลดลงร้อยละ 34.3 เมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์หนึ่งสเตจ

คำหลัก อีเจ็คเตอร์สองสเตจ, การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, อัตราการไหลเชิงมวล

STUDY OF THE PERFORMANCE OF
TWO STAGE EJECTOR USED IN REFRIGERATION APPLICATION

KORNTHEP KONGDANPAI 61010021

KRISANAPONG PHANTHONG 61010042

THANACHOT SAISUWAN 61010424

Dr.Natthawut Ruangtrakoon Advisor

Year 2021

Abstract

This research has applied computational fluid dynamics (CFD) to study and improve the efficiency of two-stage ejectors in refrigeration systems. Parameters were created to assay the part that affects the performance of the two-stage ejector. The simulations were analyzed using Ansys Fluent 20, where the working fluid in a two-stage ejector was used as saturated vapor steam. It was assigned to operate at a boiler temperature of 130 °C and an evaporator temperature of 7.5 °C. The mathematical model used for this simulation was based on compressible flow. The results of this research will focus on the Entrainment Ratio, Critical backpressure, and Contour Mach number.

According to the results, the Size of the secondary inlet 2 and the distance of the secondary inlet 2 did not affect the Entrainment Ratio, Critical back, and Contour Mach number. But the large size of the ejector's throat caused the increasing the Entrainment Ratio and Critical back pressure decreases. The best performance of two-stage ejector models achieved an Entrainment Ratio of 0.901, where 67.5% increase compared to the single-stage ejector, and critical back pressure of 2200 Pa, where 34.3% decrease compared to the single-state ejector.

Keywords: Two-Stage Ejector, Computational Fluid Dynamics (CFD), Entrainment Ratio

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้มีความคล่องตลอดการทำงานและสำเร็จได้ด้วยดีด้วยคำชี้แนะตลอดจนการให้คำปรึกษาในการแก้ไขปัญหาต่างๆ ให้ผ่านไปได้อย่างดี ของอาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากอาจารย์ที่ปรึกษาและขอกราบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ ดร.เอกราช บำรุงไทยชัยชาญ และ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์ ผู้ที่คอยให้คำแนะนำแนวทาง และแสดงความคิดเห็นอย่างต่อเนื่อง รวมทั้งให้ความรู้หลักการต่างๆในการแก้ปัญหาในการทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้

ขอขอบคุณเพื่อนๆ ที่ร่วมกันทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้จนสำเร็จคล่องตามเป้าหมายรวมทั้งเพื่อนๆ ร่วมสาขาวิศวกรรมเครื่องกลและบุคลากรวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่คอยให้การสนับสนุนในเรื่องต่าง

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักรยิ่ง ที่ได้ให้ชีวิต และเลี้ยงดูมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งคอยสนับสนุน ให้โอกาสในการศึกษา ให้กำลังใจ อีกทั้งยังเอาใจใส่เสมอมาในทุก ๆ ด้าน อันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสูงสุด และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

กรเทพ ก้องแดนไพร
กฤษณพงศ์ แผ่นทอง
ธนโชติ ไทรสุวรรณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	II
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	III
กิตติกรรมประกาศ	IV
สารบัญ	V
สารบัญตาราง	VII
สารบัญรูป	VIII
รายการสัญลักษณ์	XII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของการศึกษา	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 กล่าวนำ	4
2.2 ระบบทำความเย็น (Ejector Refrigeration System)	4
2.3 ทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบอัดตัวได้	5
2.4 การไหลแบบไอเซนโทรปิกผ่านหัวพ่น	9
2.5 คลื่นกระแทก และคลื่นขยายตัว	12
2.6 Ejector	15
2.7 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในการสร้างกริด	18
2.8 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในโปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์ ของไหลเชิงคำนวณ FLUENT	21
2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	25
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น	26
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน	26
3.2 การรวบรวมข้อมูลและผลการทดลองจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	27
3.3 การสร้างแบบจำลองของ Ejector โดยใช้โปรแกรม ANSYS	28
3.4 จำลองการวิเคราะห์พลศาสตร์เชิงคำนวณด้วย	31

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	34
4.1 การตรวจสอบคุณภาพกริด	34
4.2 ผลลัพธ์การจำลอง	36
4.3 เปรียบเทียบและอภิปรายผลลัพธ์ของการจำลอง	51
4.4 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของEjector	58
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	61
5.1 สรุปผลการวิจัย	61
5.2 ข้อเสนอแนะ	61
เอกสารอ้างอิง	62



สารบัญตาราง

	หน้า
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
ตารางที่ 2.1 ผลของ skewness กับ คุณภาพของ cell	21
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น	
ตารางที่ 3.1 พารามิเตอร์ของ single stage ejector	27
ตารางที่ 3.2 ผลลัพธ์จากการทดลองของ nozzle D1.7 M4	28
ตารางที่ 3.3 จำนวนกริดต่อละความละเอียดของ single stage ejector	31
ตารางที่ 3.4 คุณสมบัติของไอน้ำที่ใช้ในการจำลอง	31
ตารางที่ 3.5 การตั้งค่าขอบเขตของ Single Stage Ejector	32
ตารางที่ 3.6 การตั้งค่าขอบเขตของ Two Stage Ejector	32
ตารางที่ 3.7 การตั้งค่าขอบเขต Turbulence Specific Method ของโมเดล TSE-0.5Dm1	32
ตารางที่ 3.8 การตั้งค่าขอบเขต Turbulence Specific Method ของโมเดล TSE-0.75Dm1	33
ตารางที่ 3.9 การตั้งค่าขอบเขต Turbulence Specific Method ของโมเดล TSE-1Dm1	33
บทที่ 4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	
ตารางที่ 4.1 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5Dm1-0H	36
ตารางที่ 4.2 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5Dm1-0.5H	37
ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5Dm1-1H	39
ตารางที่ 4.4 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.75Dm1-0H	40
ตารางที่ 4.5 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.75Dm1-0.5H	41
ตารางที่ 4.6 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.75Dm1-1H	43
ตารางที่ 4.7 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-1Dm1-0H	44
ตารางที่ 4.8 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-1Dm1-0.5H	45
ตารางที่ 4.9 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-1Dm1-1H	47
ตารางที่ 4.10 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5Dm1-0.5H (+Dm1)	48
ตารางที่ 4.11 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5Dm1-0.5H (-Dm1)	49
ตารางที่ 4.12 Ejector Efficiency ของแต่ละโมเดล	58
ตารางที่ 4.13 ค่า Ejector Efficiency เรียงตามขนาดของ Ejector Throat	59

สารบัญรูป

	หน้า
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
รูปที่ 2.1 ระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system	4
รูปที่ 2.2 ภาพแสดงส่วนของ Ejector ในระบบทำความเย็น	5
รูปที่ 2.3 การไหลแบบคงตัวของของไหลผ่านท่อแอดิเยบาติก	6
รูปที่ 2.4 สภาวะที่เกิดขึ้นจริง สภาวะแสดงเนชั่นที่เกิดขึ้นจริง และสภาวะแสดงเนชั่นไอเซนโทรปิกของของไหลบนกราฟ h-s	6
รูปที่ 2.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง และความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง	9
รูปที่ 2.6 ผลกระทบของความดันกลับ ต่อการกระจายความดันตลอดหัวพ่นลู่ออก	10
รูปที่ 2.7 ผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) ต่อการไหลผ่านหัวพ่นลู่ออก	11
รูปที่ 2.8 h-s diagram สำหรับการไหลที่ผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก	13
รูปที่ 2.9 การเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติหลังจากผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก	14
รูปที่ 2.10 คลื่นขยายตัวในส่วนด้านบนของการไหล เลขมัคมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อไหลผ่าน (คลื่นกระแทกก็ถูกแสดงในส่วนด้านล่างของการไหลนี้)	15
รูปที่ 2.11 โมเดล Single Stage Ejector (SSE)	15
รูปที่ 2.12 โมเดล Two Stage Ejector (TSE)	16
รูปที่ 2.13 The universal law of wall	18
รูปที่ 2.14 แสดงการสร้างกริดที่ละเอียดบริเวณขอบผนัง	19
รูปที่ 2.15 cell รูปสี่เหลี่ยม	20
รูปที่ 2.16 cell ในอุดมคติกับ cell ที่ Skewness สูง	20
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น	
รูปที่ 3.1 พารามิเตอร์ของ Single Stage Ejector ที่ใช้ในการศึกษา	27
รูปที่ 3.2 โมเดล single stage ejector	28
รูปที่ 3.3 Parameter ของ Two Stage Ejector	29
รูปที่ 3.4 ตัวแปร H	29
รูปที่ 3.5 โมเดล TSE-0.5Dm1-0.5H	30
รูปที่ 3.6 โมเดล TSE-0.5Dm1-0.5H (+Dm1)	30

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	
รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของจำนวนกริดแต่ละความละเอียด	34
รูปที่ 4.2 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Cell aspect ratio ของ Single Stage Ejector	35
รูปที่ 4.3 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Cell aspect ratio ของ TSE_0.5Dm1_0H	35
รูปที่ 4.4 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Skewness ของ Single Stage Ejector	35
รูปที่ 4.5 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Skewness ของ TSE_0.5Dm1_0H	36
รูปที่ 4.6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5Dm1-0H	36
รูปที่ 4.7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5Dm1-0H	37
รูปที่ 4.8 คอนทัวร์เลขชี้กำลังของ TSE-0.5Dm1-0H	37
รูปที่ 4.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5Dm1-0.5H	38
รูปที่ 4.10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5Dm1-0.5H	38
รูปที่ 4.11 คอนทัวร์เลขชี้กำลังของ TSE-0.5Dm1-0.5H	38
รูปที่ 4.12 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5Dm1-1H	39
รูปที่ 4.13 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5Dm1-1H	39
รูปที่ 4.14 คอนทัวร์เลขชี้กำลังของ TSE-0.5Dm1-1H	40
รูปที่ 4.15 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.75Dm1-0H	40
รูปที่ 4.16 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.75Dm1-0H	41

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.17 คอนทัวร์เลขม้คของ TSE-0.75Dm1-0H	41
รูปที่ 4.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.75Dm1-0.5H	42
รูปที่ 4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.75Dm1-0.5H	42
รูปที่ 4.20 คอนทัวร์เลขม้คของ TSE-0.75Dm1-0.5H	42
รูปที่ 4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.75Dm1-1H	43
รูปที่ 4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.75Dm1-1H	43
รูปที่ 4.23 คอนทัวร์เลขม้คของ TSE-0.75Dm1-1H	44
รูปที่ 4.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-1Dm1-0H	44
รูปที่ 4.25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-1Dm1-0H	45
รูปที่ 4.26 คอนทัวร์เลขม้คของ TSE-1Dm1-0H	45
รูปที่ 4.27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-1Dm1-0.5H	46
รูปที่ 4.28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-1Dm1-0.5H	46
รูปที่ 4.29 คอนทัวร์เลขม้คของ TSE-1Dm1-0.5H	46
รูปที่ 4.30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-1Dm1-1H	47
รูปที่ 4.31 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-1Dm1-1H	47
รูปที่ 4.32 คอนทัวร์เลขม้คของ TSE-1Dm1-1H	48
รูปที่ 4.33 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5Dm1-0.5H (+Dm1)	48

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.34 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5Dm1-0.5H (+Dm1)	49
รูปที่ 4.35 คอนทัวร์เลขมัทของ TSE-0.5Dm1-0.5H (+Dm1)	49
รูปที่ 4.36 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5Dm1-0.5H (-Dm1)	50
รูปที่ 4.37 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5Dm1-0.5H (-Dm1)	50
รูปที่ 4.38 คอนทัวร์เลขมัทของ TSE-0.5Dm1-0.5H (-Dm1)	50
รูปที่ 4.39 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของการเปลี่ยนขนาดของ secondary inlet 2	51
รูปที่ 4.40 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของ การเปลี่ยนขนาดของ secondary inlet 2 โดยที่ขนาดของ Ejector throat เพิ่มขึ้นเท่ากัน	51
รูปที่ 4.41 เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะ จาก Nozzle exit เมื่อเพิ่มขนาดของ secondary inlet 2	52
รูปที่ 4.42 TSE_0.5Dm1_0H , TSE_0.75Dm1_0H และ TSE_1Dm1_0H	53
รูปที่ 4.43 TSE_0.5Dm1_1H และ TSE_1Dm1_0.5H	54
รูปที่ 4.44 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure เมื่อ เพิ่มขนาดของ Ejector throat	54
รูปที่ 4.45 เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะ จาก Nozzle exit เมื่อเพิ่มขนาดของ ejector throat	55
รูปที่ 4.46 ภาพคอนทัวร์เลขมัท เมื่อขนาดของ Ejector throat เพิ่มขึ้น	56
รูปที่ 4.47 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของการเปลี่ยนระยะทางเข้า L ₂₂	57
รูปที่ 4.48 เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะ จาก Nozzle exit เมื่อเปลี่ยนระยะทางเข้า L ₂₂	57
รูปที่ 4.49 ภาพคอนทัวร์เลขมัทของการเปลี่ยนระยะทางเข้า L ₂₂	58
รูปที่ 4.50 กราฟ ejector efficiency ของแต่ละโมเดล	59

รายการสัญลักษณ์

\dot{m} อัตราการไหลของมวล, kg s^{-1}	Φ_p สัมประสิทธิ์การสูญเสียระหว่างทางออกหัวพ่นและส่วนห้องการดูด
P ความดัน, Pa	
T อุณหภูมิ, K	Φ_m สัมประสิทธิ์การสูญเสียของการผสม
M เลขมัค	
k อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ	Φ_{mp} สัมประสิทธิ์การสูญเสียของการผสมที่สภาวะ breakdown
A พื้นที่, m^2	COP สัมประสิทธิ์สมรรถนะ
C_p ค่าความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่, $\text{J Kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	\dot{Q}_e อัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อนเข้าสู่เครื่องระเหย, J s^{-1}
u ความเร็ว, m s^{-1}	\dot{Q}_g อัตราการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ, J s^{-1}
a ความเร็วที่ความเร็วเสียง, m s^{-1}	\dot{W}_n กำลังของปั๊ม, J s^{-1}
R ค่าคงที่ของแก๊ส, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	
Rm ค่า Entrainment Ratio	
AR Area ratio	
A_r Ejector Area Ratio	

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

(Statement and Significance of The Problems)

ปัจจุบันภูมิภาคเอเชียมียอดขายเครื่องปรับอากาศนั้นมีแนวโน้มที่สูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งระบบทำความเย็นเป็นระบบที่ใช้พลังงานค่อนข้างมาก และยังมีการใช้สารไฮโดรฟลูออโรคาร์บอน (HFCs) ซึ่งสารนี้สร้างผลกระทบต่อโลกทำให้เกิดภาวะโลกร้อนมากกว่าก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ถึงพันเท่า ทั้งนี้ยิ่งภาวะโลกร้อนทวีความรุนแรงมากเท่าไรระบบทำความเย็นก็ไม่ได้ถูกตั้งคำถามในเรื่องการสร้างผลกระทบต่อโลก กลับกันคือเครื่องปรับอากาศมียอดขายที่มากขึ้นเรื่อย ๆ ซึ่งมันบ่งบอกเราได้อย่างดีว่าเครื่องปรับอากาศนั้นกลายเป็นส่วนหนึ่งของวิถีชีวิตของคนเอเชียไปแล้ว ปัญหาเลยไม่สามารถถูกแก้ด้วยการยกเลิกการใช้เครื่องปรับอากาศได้ การพัฒนาประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นจึงถูกตั้งเป็นเป้าหมายหลักในการแก้ไขปัญหาภาวะโลกร้อนที่เกิดจากระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นแบบ Steam jet refrigeration system ที่นำ Ejector มาแทนที่เครื่องอัด (Compressor) ซึ่ง Ejector นั้นใช้พลังงานความร้อนแทนที่จะใช้พลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อนระบบเหมือนกับเครื่องอัดและระบบนี้ยังสามารถใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นแทนสารไฮโดรฟลูออโรคาร์บอนได้อีกด้วย ทำให้ระบบนี้กลายเป็นระบบที่ถูกสร้างขึ้นมาเพื่อรักษ์โลกอย่างแท้จริง แต่มันมีข้อเสียที่ยังสู้กับเครื่องอัดไอที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบันไม่ได้คือประสิทธิภาพที่ต่ำกว่า การเพิ่มประสิทธิภาพของ Ejector จึงเป็นเรื่องหลักที่ต้องทำการศึกษาวิจัย

ระบบ Steam jet ejector refrigeration system แบบดั้งเดิมจะใช้ Single stage ejector ซึ่งเป็น Ejector ที่มีทางเข้าของของไหลรอง (Secondary fluid) ที่มาจากของระเหย (Evaporator) เพียงทางเดียว ซึ่งจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องนั้นพลังงานศักย์ของของไหลที่รวมกันนั้นยังมีค่าที่ค่อนข้างสูงทำให้เราสูญเสียพลังงานของของไหลที่ออกมาจากหัวฉีดหลัก (Primary nozzle) โดยเปล่าประโยชน์เป็นสาเหตุหลักที่ทำให้ Single stage ejector มีประสิทธิภาพที่ต่ำ จึงเกิดแนวคิดทางเลือกที่จะทำทางเข้าเพิ่มให้เป็น Two stage ejector เพื่อให้พลังงานที่ยังหลงเหลืออยู่ของของไหลหลัก (Primary fluid) ในการใช้พลังงานที่หลงเหลือเพื่อดูดของไหลรองให้ได้มากที่สุด ด้วยหลักการที่ว่าทำให้ประสิทธิภาพของ Two stage ejector นั้นสูงขึ้นเมื่อเทียบกับ Single stage ejector

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย (Goal and Objective)

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการออกแบบ two stage ejector โดยศึกษาด้วยการใช้การวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (computational fluid dynamics:CFD) ด้วยโปรแกรม (Ansys Fluent 20) ในการจำลองการไหลจากการออกแบบใหม่ในส่วนต่างๆ เพื่อนำมาวิเคราะห์หาวิธีการออกแบบ two stage ejector ที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพที่สูง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการศึกษาวิธีการออกแบบเพื่อที่จะได้ใช้ความสามารถของ two stage ejector ให้เกิดประโยชน์สูงสุดและสร้างแนวทางในการพัฒนา two stage ejector ได้ต่อไป

1.3 ขอบเขตของการศึกษา (Scope or Limitation of The study)

- 1.ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นในระบบอย่างเดียว
- 2.กำหนดให้อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเป็น 130 องศาเซลเซียส
- 3.กำหนดให้อุณหภูมิเครื่องระเหยเป็น 7.5 องศาเซลเซียส
- 4.ใช้หัวฉีดขนาดเดียวคือ D1.7M4
- 5.ทำการพัฒนา two stage ejector โดยอิงจาก single stage ejector จากงานวิจัยที่ได้มีผู้ศึกษามาอยู่แล้ว

1.4 ขั้นตอนการศึกษา (Process of The study)

- 1.ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องทั้งแบบ single stage ejector และ two stage ejector
- 2.วางแผนเพื่อกำหนดความมุ่งหมาย วัตถุประสงค์และขอบเขตของการศึกษา
- 3.ศึกษาหลักการและทฤษฎีของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD)
- 4.ศึกษาการใช้งานโปรแกรม Ansys Fluent 20
- 5.สร้างแบบจำลองที่จะศึกษาภายในขอบเขตที่ศึกษาและนำไปวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขในโปรแกรม Ansys Fluent 20
- 6.เก็บรวบรวมข้อมูลผลลัพธ์ที่ได้จากการโปรแกรม Ansys Fluent 20 ใน Microsoft Excel เพื่อนำไปวิเคราะห์ประสิทธิภาพ
- 7.สรุปการวิเคราะห์ที่ได้จากผลลัพธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ประโยชน์ที่คาดหวังว่าจะได้รับ

ได้รับแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ steam jet ejector refrigeration system โดยอ้างอิงการออกแบบจาก single stage ejector ให้เป็นแบบ two stage ejector และสามารถอธิบายการเกิดปรากฏการณ์ที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นใน two stage ejector ได้



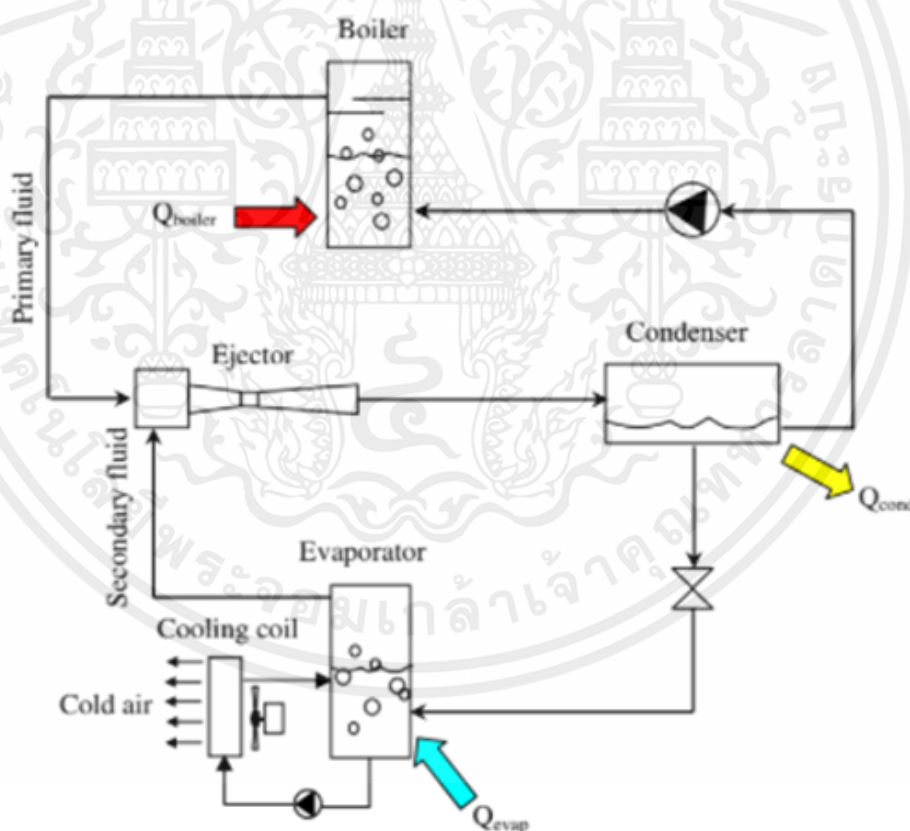
บทที่ 2

งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 กล่าวนำ

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาการออกแบบในการทำนายประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบ Two stage Ejector refrigeration system และศึกษาพฤติกรรมการไหลโดยวิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขภายใน Ejector รูปทรงต่าง ๆ เพื่อนำมาเปรียบเทียบประสิทธิภาพและสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่ใช้สารทำความเย็น Water vapor เป็นสารทำงานในระบบ โดยใช้โปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 ในการออกแบบและคำนวณ

2.2 ระบบทำความเย็น (Ejector Refrigeration System)

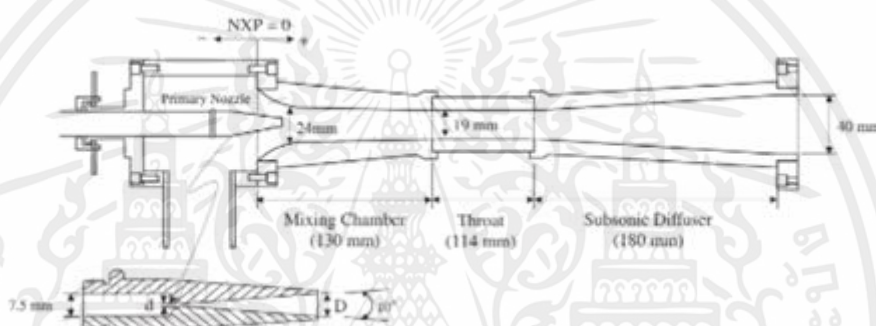


รูปที่ 2.1 ระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system [1]

เทคโนโลยีการทำความเย็นแบบ Ejector เป็นเทคโนโลยีขับเคลื่อนด้วยความร้อนใช้สำหรับระบบทำความเย็น ในปัจจุบันการพัฒนา Ejector นั้นให้ค่าของ COP ที่น้อยแต่มีข้อดีคือเรียบง่ายและไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหวและที่สำคัญที่สุดคือ Ejector นั้นที่ผลิตในเครื่องทำความเย็นใช้ความร้อนเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เหลือทิ้งเป็นแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิสูงกว่า 80 °C หลักการทำงานของ Ejector คือ การที่ของไหลหลัก (Primary fluid) ที่ออกจากเครื่องกำเนิดไออยู่ในสภาวะไออิ่มตัว (Saturated vapor)

ของไหลหลักจะไหลผ่านส่วนหัวพ่น (Nozzle) ที่อยู่ภายใน Ejector ที่ทางออกของหัวพ่นของไหลหลักจะมีความเร็วที่สูงมากจนเหนือเสียง (Supersonic) และ Static pressure ที่ต่ำ ส่งผลให้ของไหลรอง (Secondary fluid) ที่อยู่ภายในเครื่องระเหย (Evaporator) ระเหยและทำให้ส่วนที่เป็นของเหลวของของไหลรองมีอุณหภูมิลดลง เกิดเป็นการทำความเย็น ไอของของไหลรองจะถูกดูดเข้าสู่ Ejector ไปผสมกับ Primary fluid กันในส่วนห้องผสม (Mixing Chamber) ของ Ejector ดังรูปที่ 2.2 เกิดคลื่นกระแทก (Shockwave) หลังจากที่มีของไหลไหลผ่านคลื่นกระแทก(Shockwave) แล้วส่งผลให้ความดันสถิตย และอุณหภูมิสถิตยเพิ่มสูงขึ้นอย่างฉับพลันและไหลผ่านตัวกระจาย (Diffuser) ไปยังเครื่องควบแน่น (Condenser)



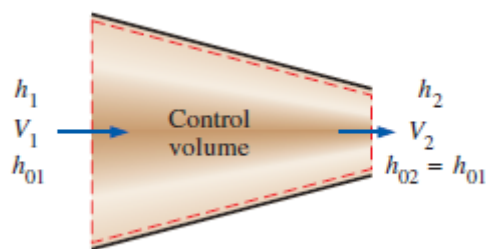
รูปที่ 2.2 ภาพแสดงส่วนของ Ejector ในระบบทำความเย็น [1]

2.3 ทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบอัดตัวได้

2.3.1 สภาวะสแตกเนชัน

การไหลแบบอัดตัวได้ด้วยความเร็วสูง พบได้ในอุปกรณ์หลายชนิด เช่น เครื่องบิน หรือเครื่องบินไอพ่น โดยมีการกำหนดสภาวะอ้างอิงที่เรียกว่า สภาวะสแตกเนชัน เพื่อให้การวิเคราะห์มีความสะดวกมากยิ่งขึ้น ในระบบจำเป็นต้องมีการพิจารณาพลังงานจลน์เนื่องจากการไหลด้วยความเร็วสูง เมื่อพิจารณาพลังงานจลน์ $\left(\frac{V^2}{2}\right)$ รวมกับ Static Enthalpy (h) เท่ากับ stagnation enthalpy, h_0 ดังสมการที่ (2.1) ซึ่งมีหน่วยเป็น KJ/Kg

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (2.1)$$

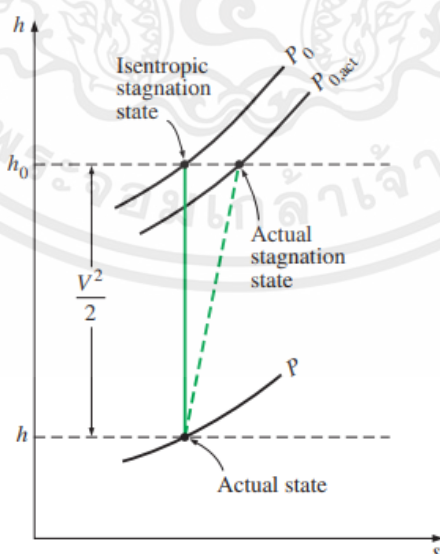


รูปที่ 2.3 การไหลแบบคงตัวของของไหลผ่านท่อแอดิยาติก [5]

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02} \quad (2.2)$$

เมื่อของไหลถูกทำให้หยุดนิ่งดังรูปที่ 2.3 แล้วความเร็วที่สถานะที่สองเป็น 0 จะได้เป็นดั่งสมการ 2.2 ดังนั้น Stagnation Enthalpy จะเป็นค่า Enthalpy ของของไหลและเมื่อนำมาพิจารณากระบวนการ adiabatic ในขณะกระบวนการแตกเนชั่น พลังงานจลน์ของของไหลจะถูกแปลงเป็นเอนทัลปี (internal energy + flow energy) ซึ่งเป็นผลในการเพิ่มขึ้นของ อุณหภูมิและความดันคุณสมบัติของของไหลที่สถานะ Stagnation ถูกเรียกว่า Stagnation Properties (stagnation temperature, stagnation pressure, stagnation density)

โดยทั่วไปกระบวนการแตกเนชั่นมีลักษณะใกล้เคียงกับกระบวนการไอเซนโทรปิกจึงสามารถประมาณให้กระบวนการแตกเนชั่นเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิกได้ และถือได้ว่าสมบัติแตกเนชั่นเป็นสมบัติสแตกเนชั่นไอเซนโทรปิกตามดังที่แสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 สภาวะที่เกิดขึ้นจริง สภาวะสแตกเนชั่นที่เกิดขึ้นจริง และสภาวะสแตกเนชั่นไอเซนโทรปิกของของไหลบนกราฟ h-s [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับของไหลที่เป็นแก๊สอุดมคติจะมีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ (constant specific Heat, c_p) ค่าเอนทัลปีของแก๊สจะเท่ากับ $c_p T$ ดังสมการที่ 2.3

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{V^2}{2} \quad (2.3)$$

หรือ

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p} \quad (2.4)$$

T_0 คือ Stagnation Temperature

เมื่อของไหลถูกทำให้หยุดนิ่งตามกระบวนการไอเซนโทรปิก ความดันสแตกเนชัน (P_0) จะมีความสัมพันธ์กับความดันสถิต (P) เป็นดังสมการ

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{k/(k-1)} \quad (2.5)$$

จากความสัมพันธ์ของกระบวนการไอเซนโทรปิกคือ $PV^k = P_0V_0^k$ และความสัมพันธ์ทั่วไปคือ $\rho = 1/v$ จะได้อัตราส่วนของความหนาแน่นสแตกเนชันต่อความหนาแน่นสถิต ดังนี้

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1/(k-1)} \quad (2.6)$$

2.3.2 ความเร็วเสียงและเลขมัค

ปัจจัยที่มีความสำคัญอีกตัวหนึ่งในการศึกษาการไหลแบบอัดตัวได้คือ ความเร็วของเสียงหรือความเร็วโซนิก (velocity of sound or sonic velocity) สำหรับสารทำงานที่เป็นแก๊สอุดมคติ จะได้สมการดังนี้

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2.7)$$

เนื่องจาก k เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ และ R เป็นค่าคงที่ ทำให้ความเร็วเสียงของแก๊สอุดมคติเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ

ความเร็วเสียงมีความสำคัญต่อการวิเคราะห์การไหลแบบอัดตัวได้ เพราะความเร็วเสียงจะถูกใช้อ้างอิงเพื่อระบุสภาพการไหลของของไหล (หรือการเคลื่อนที่ของวัตถุ) สัดส่วนของความเร็วต่อความเร็วเสียงในทอมตัวแปรที่เรียกว่า เลขมัค (Mach number, Ma) ปกติจะใช้กับวัตถุที่เดินทาง

ด้วยความเร็วสูงในของไหลและของไหลที่ไหลด้วยความเร็วสูงในช่องแคบ ๆ สมการของเลขมัคเป็นดังนี้

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (2.8)$$

2.3.3 อิทธิพลของพื้นที่หน้าตัดการไหลต่อความเร็วในการไหลของของไหล

ในระหว่างการไหลของของไหลผ่านอุปกรณ์หลายชนิด เช่น หัวพ่น หัวกระจาย และกักกันสมบัติของของไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงในทิศทางของการไหลเป็นหลักจึงถือเป็นการไหลแบบไอเซนโทรปิกในหนึ่งมิติได้โดยมีความแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้

ความสัมพันธ์ของพื้นที่หน้าตัดการไหลกับสมบัติต่าง ๆ ในระบบที่มีการไหลแบบไอเซนโทรปิกในหนึ่งมิติคือ ความดัน อุณหภูมิ ความหนาแน่น ความเร็วในการไหลและเลขมัค จะมีความสัมพันธ์ดังนี้

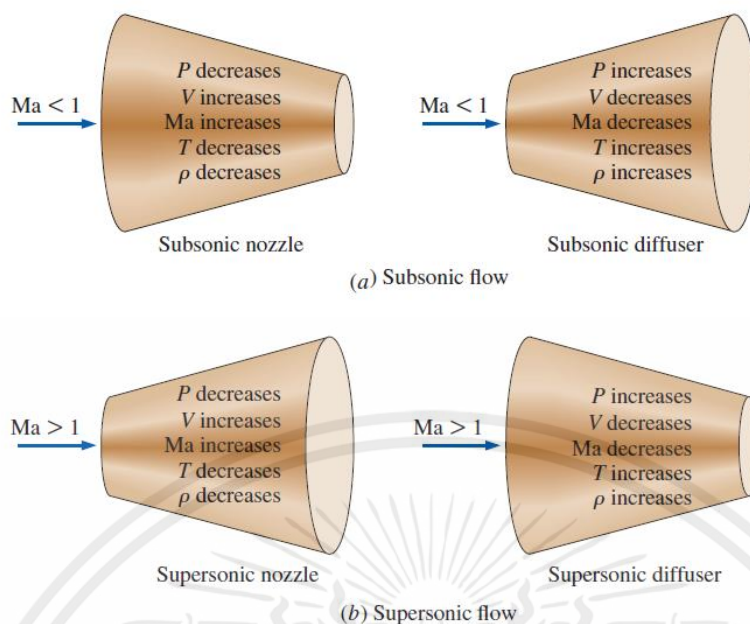
$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - Ma^2) \quad (2.9)$$

1. สำหรับการไหลที่ $Ma < 1$ (ความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง) หรือความเร็วซับโซนิค เทอมของ

$1 - Ma^2$ จะมีเครื่องหมายเป็นบวก ทำให้ dA และ dP มีเครื่องหมายเดียวกันนั่นคือ ความดันของของไหลต้องเพิ่มขึ้นถ้าพื้นที่การไหลในท่อเพิ่มขึ้น และความดันต้องลดลงถ้าพื้นที่การไหลในท่อลดลง กล่าวคือ ความดันลดลงใน converging ducts (subsonic nozzles) และความดันเพิ่มขึ้นใน diverging ducts (subsonic diffusers)

2. สำหรับการไหลที่ $Ma > 1$ (ความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง) หรือความเร็วซูเปอร์โซนิค เทอมของ $1 - Ma^2$ จะมีเครื่องหมายตรงข้ามกัน นั่นคือ ความดันของของไหลต้องเพิ่มขึ้นถ้าพื้นที่การไหลในท่อลดลง และความดันต้องลดลงถ้าพื้นที่การไหลในท่อเพิ่มขึ้น กล่าวคือ ความดันเพิ่มขึ้นใน converging ducts (subsonic nozzles) และความดันลดลงใน diverging ducts (subsonic diffusers)

จากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดการไหลทั้งแบบการไหลที่ความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงและความเร็วเหนือความเร็วเสียงนั้น แสดงดังรูปที่ 2.5 โดยอุปกรณ์ประกอบไปด้วย หัวพ่น (nozzle) กับ หัวกระจาย (diffuser)



รูปที่ 2.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่า ความเร็วเสียง และความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง [5]

2.4 การไหลแบบไอเซนโทรปิกผ่านหัวพ่น

หัวพ่นลู่เข้าหรือหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก มักถูกประยุกต์ใช้อย่างหลากหลายในทางวิศวกรรมรวมไปถึงกังหันไอและกังหันแก๊ส ระบบแรงขับเคลื่อนในอากาศยานและยานอวกาศ ในส่วนนี้จะมีการพิจารณาผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) หรือ ความดันด้านหลังของเขตขาออกของหัวพ่นต่อความเร็วขาออก อัตราการไหลของมวลและการกระจายตัวของความดันตลอดหัวพ่น

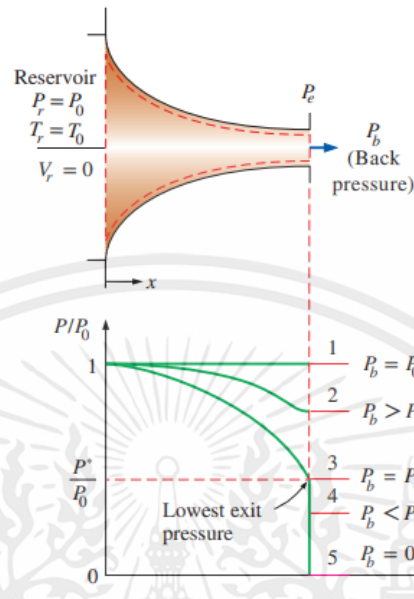
2.4.1 หัวพ่นลู่เข้า

พิจารณาความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้าดังรูปที่ 2.6 ทางเข้าหัวพ่นถูกติดกับแหล่งกักเก็บต้นกำเนิด (reservoir) ที่มีความดัน P_1 และอุณหภูมิ T_1 และสมมติแหล่งกักเก็บนั้นใหญ่เพียงพอ ดังนั้นความเร็วทางเข้าหัวพ่นเมื่อเทียบกับขาออกนั้นมีค่าน้อย จนเข้าใกล้ศูนย์และการไหลผ่านหัวพ่นที่การพิจารณาให้เป็นไอเซนโทรปิก ความดันสแตกเนชันและ อุณหภูมิสแตกเนชันของไหลที่หน้าตัดใด ๆ ผ่านหัวพ่นจะเท่ากับความดันและอุณหภูมิแหล่งกักเก็บ (reservoir) ตามลำดับ

ทำการลดความดันกลับ (back pressure) และสังเกตผลกระทบต่อการกระจายความดันตลอดความยาวของหัวพ่นดังแสดงในรูปที่ 2.6 ถ้าความดันกลับ P_b มีค่าเท่ากับ P_1 นั่นคือเท่ากับ P_1 หมายความว่าไม่มีการไหลและการกระจายตัวของความดันสม่ำเสมอในหัวพ่น เมื่อความดันกลับถูกลดถึง P_2 ความดันทางออก P_e ก็จะลดลงไปถึง P_2 ทำให้ความดันลดลงตามทิศทางการไหลของหัวพ่น เมื่อความดันกลับถูกลดเข้าสู่ $P_3 = P^*$ คือความดันที่ต้องการเพื่อเพิ่มความเร็วของไหลให้เป็นความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เสียงที่ระนาบทางออกหรือคอคอด) การไหลของมวลจะไปถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งและการไหลนี้ถูกเรียกว่าเกิดโซ้ค (choked)



รูปที่ 2.6 ผลกระทบของความดันกลับ ต่อการกระจายความดันตลอดหัวพ่นลู่เข้า [5]

ภายใต้เงื่อนไข steady-flow อัตราไหลของมวลที่ไหลผ่านหัวพ่นมีค่าคงที่มีค่าดังนี้

$$m = \frac{AMaP_0\sqrt{k/(RT_0)}}{[1 + (k-1)Ma^2/2]^{(k+1)/[2(k-1)]}} \quad (2.10)$$

สำหรับการไหลที่ไหลผ่านพื้นที่ที่กำหนดและคุณสมบัติสแตกเนชัน T_0 และ P_0 อัตราการไหลของมวลสูงสุดจะมีค่าเกิดขึ้นเมื่อ $Ma = 1$ และเกิดขึ้นที่พื้นที่การไหลที่น้อยที่สุดที่คอคอด (A^*) จะมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$m_{max} = P_0 \frac{A^*}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (2.11)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่การไหลที่หลากหลายผ่านหัวพ่นสัมพันธ์กับพื้นที่คอคอดโดยมีอัตราไหลของมวลและคุณสมบัติสแตกเนชันของของไหลเหมือนกันจะมีความสัมพันธ์ดังนี้

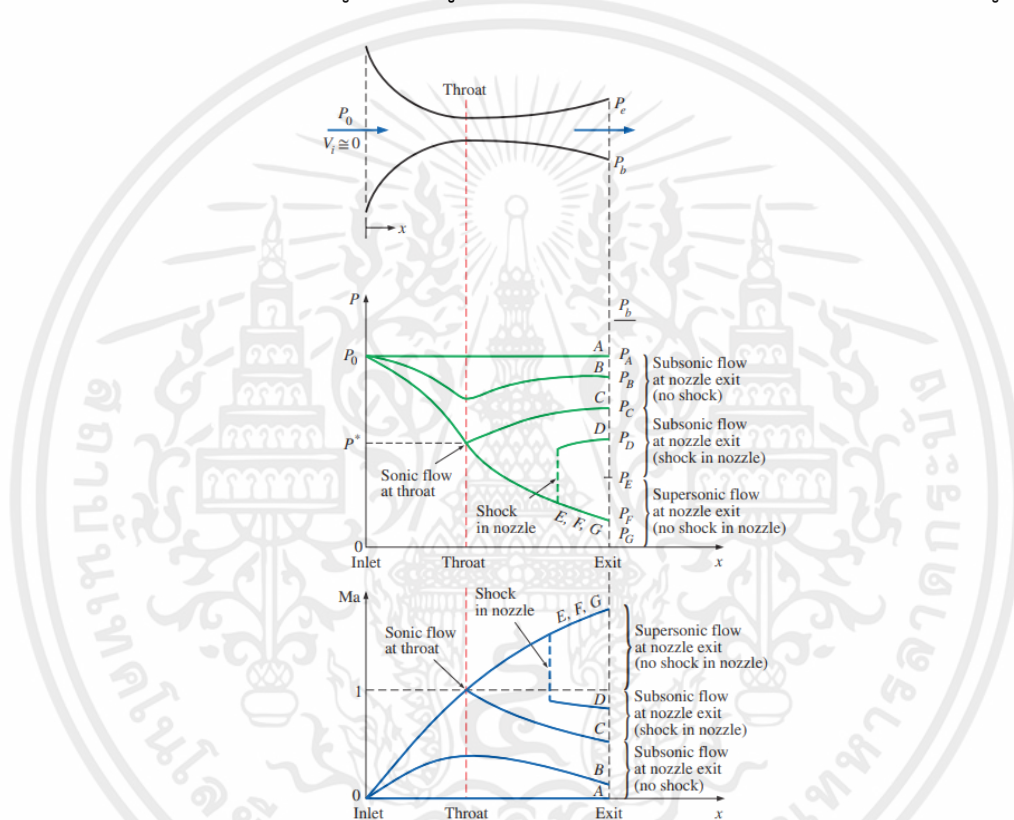
$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[\left(\frac{2}{k+1}\right) \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right) \right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \quad (2.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.2 หัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก (converging-diverging nozzle)

เมื่อพุดถึงหัวพ่นลู่เข้าจะนึกถึงเส้นทางการไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดที่ลดลง แต่อย่างไรก็ตามความเร็วสูงสุดที่ของไหลสามารถถูกเร่งในหัวพ่นลู่เข้าถูกจำกัดอยู่ที่ความเร็วเสียง ($Ma = 1$) ซึ่งปรากฏที่ทางออกของหัวพ่น (throat) การเร่งของไหลให้มีความเร็วเหนือเสียง ($Ma > 1$) สามารถทำได้โดยการต่อหัวพ่นลู่ออกเข้าไปผลของการรวมสองส่วนนี้คือ หัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก

การบังคับให้ของไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออกไม่ได้ยืนยันว่าของไหลจะถูกเร่งเข้าสู่ความเร็วเหนือเสียงในความจริงของไหลมักจะถูกพบว่ามีความเร็วลดลงในส่วนของลู่ออกแทนที่จะมีความเร็วเพิ่มถ้าความดันกลับนั้นไม่ได้อยู่ในช่วงที่ถูกต้อง เพื่อให้ง่ายต่อการทำความเข้าใจ พิจารณารูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 ผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) ต่อการไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก [5]

ของไหลไหลเข้าหัวพ่นด้วยความเร็วต่ำที่ความเร็วสแตกเนชัน P_0 เมื่อ $P_b = P_0$ (case A) จะไม่มีการไหลผ่านหัวพ่น เป็นไปตามหลักการที่ว่า การไหลผ่านหัวพ่นจะถูกขับโดยความต่างของความดันระหว่างขาเข้าและขาออก ต่อไปจะเป็นการอธิบายว่าเกิดอะไรขึ้นเมื่อความดันกลับ (back pressure) ถูกทำให้ต่ำกว่านี้

1. เมื่อ $P_0 > P_b > P_c$ การไหลจะยังคงเป็นความเร็วซับโซนิคและการไหลของมวลจะต่ำกว่า การไหลที่ ความเร็วที่เกิดการไหลโซ้ค ความเร็วของไหลจะเพิ่มในส่วนแรก (ส่วนลู่เข้า) และไปถึงค่าสูงสุดที่คอคอดแต่อย่างไรก็ตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วจะสูญเสียในส่วนที่สอง (ส่วนลู่ออก) ซึ่งทำ

ตัวเหมือนหัวกระจาย (diffuser) ความดันจะลดลงในส่วนลู่เข้า ถึงจุดต่ำสุดที่คอคออด และเพิ่มขึ้นที่ การเสียความเร็วในส่วนลู่ออก

2. เมื่อ $P_b = P_c$ ความดันที่คอคออดจะมีค่า P^* และของไหลจะมีค่าความเร็วเสียงที่คอคออดแต่ ในส่วนของ การลู่ออกของหัวพ่นจะทำหน้าที่เหมือนหัวกระจาย (diffuser) ลดความเร็วของไหลไป เป็นความเร็วซับโซนิค อัตราการไหลของมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความดันกลับ (back pressure) ลดลง จนกระทั่งถึง ค่าสูงสุดที่สามารถถึงได้โดยที่ $P_b = P^*$ เป็นความดันต่ำสุดที่สามารถให้ได้ที่คอคออดและ ความเร็วเสียงคือความเร็วสูงสุดที่สามารถถึงได้เมื่อใช้หัวพ่นลู่เข้า ดังนั้น การลดลงของ P_b ลงกว่านี้ จะ ไม่มี ผลกระทบกับการไหลของของไหลในส่วนลู่เข้าของหัวพ่นหรืออัตราการไหลของมวลผ่านหัวพ่น อย่างไรก็ตามการลดลงนี้จะมีอิทธิพลต่อลักษณะของการไหลในส่วนของการลู่ออกของหัวพ่น

3. เมื่อ $P_c > P_b > P_E$ ของไหลจะมีความเร็วเสียงที่คอคออดและเร่งต่อจนถึงความเร็วเหนือ เสียงในส่วนของหัวพ่นลู่ออกส่งผลให้ความดันลดแต่อย่างไรก็ตามการเร่งก็หยุดกระทันเนื่องจากเกิด คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock) ในส่วนระหว่างคอคออดและทางออกของหัวพ่นซึ่งส่งผลให้ ความเร็วลดลงถึงระดับซับโซนิคอย่างรวดเร็วและการเพิ่มขึ้นของความดันอย่างฉับพลัน การไหลผ่าน คลื่นกระแทกเป็นกระบวนการผันกลับไม่ได้และไม่สามารถประมาณเป็น isentropic ได้คลื่นกระแทก จะไหลไปตามทิศทางการไหลทำให้ P_b ลดลงและเมื่อลดลงจนเข้าใกล้ความดันทางออกของหัวพ่นเมื่อ $P_b = P_E$ คลื่นกระแทกตั้งฉากจะเกิดตรงทางออกของหัวพ่นการไหลเป็นความเร็วเหนือเสียงผ่านหัว พ่นลู่ออกทั้งหมดสามารถประมาณเป็น isentropic ได้แต่อย่างไรก็ตามความเร็วของของไหลลดลง จนถึงระดับซับโซนิคก่อนออกจากหัวพ่นเนื่องจากมันผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก

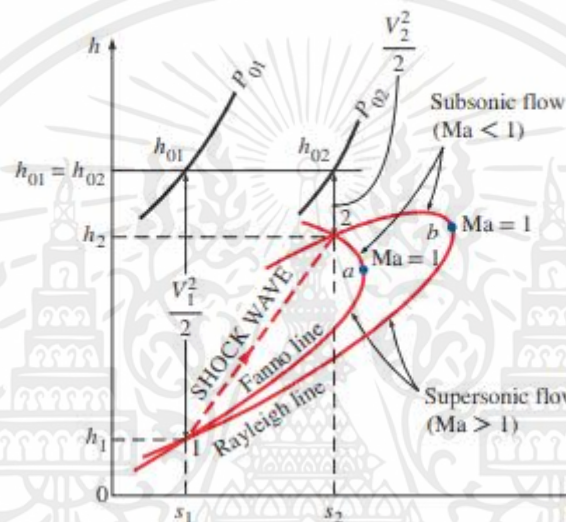
4. เมื่อ $P_e > P_b > 0$ การไหลในส่วนลู่ออกจะเป็นความเร็วเหนือเสียงและความดันขยายไป ถึง PF ที่ทางออกของหัวพ่นโดยไม่มีคลื่นกระแทกตั้งฉากก่อดำเนินในหัวพ่น ดังนั้นการไหลผ่านหัวพ่น สามารถประมาณเป็น isentropic ได้เมื่อ $P_b = P_F$ ไม่มีคลื่นกระแทกปรากฏภายในหรือภายนอก หัวฉีด เมื่อ $P_b < P_F$ เป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้และเกิด expansion waves ไปตามทางออกของ หัวพ่นอย่างไรก็ตามเมื่อ $P_b > P_F$ ความดันของของไหลเพิ่มขึ้นจาก P_F จนถึง P_b ก่อให้เกิด oblique shocks

2.5 คลื่นกระแทก และ คลื่นขยายตัว

คลื่นเสียงถูกทำให้เกิดขึ้นโดยการรบกวนความดันเล็กน้อยที่น้อยมากๆ และเดินทางผ่าน ตัวกลางที่ความเร็วเสียงโดยที่จะมีช่วงความดันกลับบางค่าที่ทำให้เส้นบางๆ ที่เกิดขึ้นซึ่งจะเกิดการ เปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไหลอย่างฉับพลันโดยเกิดขึ้นที่ภายในการไหลของของไหลในหัวพ่นลู่ เข้า-ลู่ออกภายใต้เงื่อนไขการไหลแบบความเร็วซูเปอร์โซนิค โดยเรียกส่วนนี้ว่าคลื่นกระแทก (shock waves)

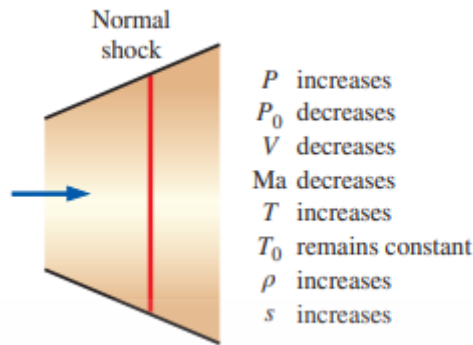
2.5.1 คลื่นกระแทกตั้งฉาก

คลื่นกระแทกที่ปรากฏในระนาบตั้งฉากกับเส้นทางของการไหล กระบวนการไหลผ่านคลื่นกระแทกเป็นกระบวนการผันกลับไม่ได้และไม่สามารถประมาณเป็น isentropic เมื่อนำการอนุรักษ์เชิงมวลและการอนุรักษ์พลังงานมารวมกันเป็นสมการเดียวและวาดบนกราฟ h - s ผลลัพธ์ของเส้นโค้งเรียกว่า Fanno line มันคือตำแหน่งของสถานะที่มีค่าของ stagnation enthalpy และ mass flux เหมือนกัน ในทางเดียวกันเมื่อรวมการอนุรักษ์เชิงมวลกับการอนุรักษ์โมเมนตัมมาเป็นสมการเดียวและนำไปวาดบนกราฟ h - s ได้เป็นเส้นโค้งเรียกว่า Rayleigh line ดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 h - s diagram สำหรับการไหลที่ผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก [5]

จุดที่มีค่าเอนโทรปีสูงสุดบนเส้น (จุด a และ b) มีความสอดคล้องกันคือ $Ma = 1$ สถานะในส่วนที่อยู่สูงขึ้นไปของแต่ละเส้นโค้งคือซับโซนิคและในส่วนที่อยู่ข้างล่างคือซูเปอร์โซนิค จุดที่ 1 และ 2 คือจุดที่เส้น Fanno กับ Rayleigh ตัดกันซึ่งเป็นเหมือน 2 สถานะ โดยสถานะที่ 1 เป็นสถานะก่อนคลื่นกระแทก ส่วนสถานะที่ 2 คือหลังจากเกิดคลื่นกระแทกจำไว้ว่าการไหลจะเป็นซูเปอร์โซนิคก่อนเข้าคลื่นกระแทกและเป็นซับโซนิค หลังจากผ่านไปแล้วหมายความว่า การไหลต้องเปลี่ยนจากซูเปอร์โซนิคไปเป็น ซับโซนิคถ้ามีการเกิดคลื่นกระแทกถ้ามีเลขมัคสูงก่อนเกิดคลื่นกระแทกส่งผลให้ความแข็งแรงของคลื่นกระแทกเพิ่มขึ้น จากการอนุรักษ์พลังงานทำให้ stagnation enthalpy คงที่เมื่อผ่านคลื่นกระแทกสำหรับแก๊สอุดมคติ $h = h(T)$ นั่นคือ stagnation temperature มีค่าคงที่เมื่อผ่านคลื่นกระแทก แต่อย่างไรก็ตาม stagnation pressure ลดลงเมื่อผ่านคลื่นกระแทกเพราะเป็นกระบวนการผันกลับไม่ได้ในขณะที่ static temperature เพิ่มขึ้นอย่างมากเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ไปเป็นเอนทัลปีส่งผลให้ความเร็วของของไหลลดลง ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 การเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติหลังจากผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก [5]

2.5.2 Oblique shocks

เมื่อคลื่นที่มีความเร็วเหนือเสียงไหลผ่านตัวกลางมันจะสร้างรูปแบบของคลื่นกระแทกที่ซับซ้อนประกอบด้วยคลื่นกระแทกเอียงที่ถูกเรียกว่า oblique shocks คลื่นกระแทกเอียงบางส่วนจะมีลักษณะโค้งในขณะที่ส่วนอื่นๆเป็นแบบตรง เลขมัคจะลดลงเมื่อของไหลไหลผ่านคลื่นกระแทกเอียงเช่นเดียวกับกับคลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shocks) แตกต่างกันตรงที่ของไหลที่ไหลผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉากนั้นจะเป็นซับโซนิคเสมอแต่เลขมัคของของไหลที่ผ่านคลื่นกระแทกเอียงสามารถเป็นซับโซนิค, โซนิค หรือ ซุปเปอร์โซนิค ขึ้นอยู่กับเลขมัคของของไหลต้นทาง และคลื่นกระแทกเอียงจะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อของไหลต้นทางต้องเป็นซุปเปอร์โซนิคเท่านั้น

2.5.3 Expansion waves

เมื่อคลื่นที่มีความเร็วเหนือเสียงไหลผ่านจุดหักมุมของผนัง ดังรูปที่ 2.10 เมื่อกล่าวถึงรูปแบบการไหลนี้เป็นการไหลแบบขยายตัว (expanding flow) ในกรณีของการไหลที่สร้างคลื่นกระแทกเอียงเราเรียกว่าการไหลแบบอัดตัว (compressing flow) เช่นเดียวกับคลื่นกระแทกเอียงเกิดการเปลี่ยนทิศทางการไหลเพื่ออนุรักษ์มวลแต่อย่างไรก็ตามการไหลแบบขยายตัวนั้นไม่ก่อให้เกิดคลื่นกระแทกไม่เหมือนกับการไหลแบบอัดตัว การไหลนั้นไม่เปลี่ยนแบบกระทันหันเหมือนกับการผ่านคลื่นกระแทก แต่แต่ละคลื่นมัคจะค่อยๆเปลี่ยนกระแสนการไหลอย่างต่อเนื่องด้วยจำนวนที่น้อยนิดสามารถประมาณเป็น isentropic ได้ เลขมัคเมื่อผ่านคลื่นขยายตัวจะเพิ่มขึ้นในขณะที่ความดัน ความหนาแน่น และ อุณหภูมิ ลดลง

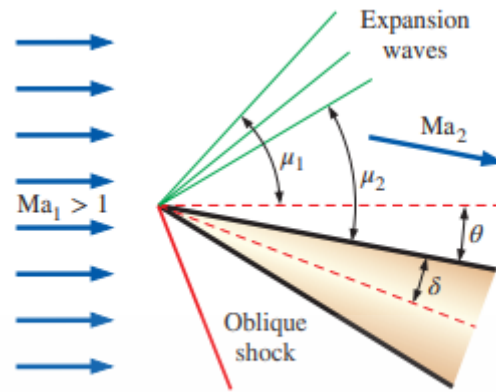


FIGURE 17-47

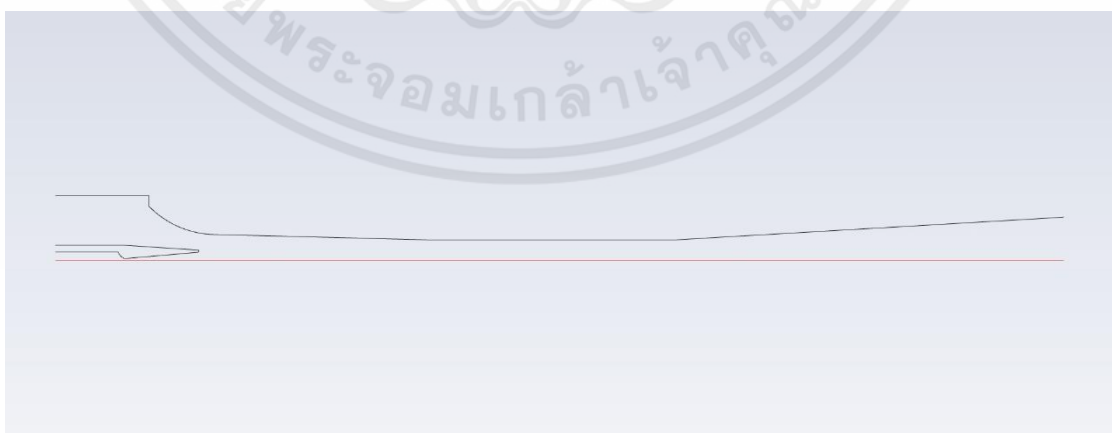
รูปที่ 2.10 คลื่นขยายตัวในส่วนด้านบนของการไหล เลขมัคมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อไหลผ่าน (คลื่นกระแทกก็ถูกแสดงในส่วนด้านล่างของการไหลนี้) [5]

2.6 Ejector

2.6.1 Ejector Model

2.6.1.1 Single Stage Ejector (SSE)

เป็นโมเดลที่มีทางเข้าของ secondary fluid เพียงทางเดียว ดังรูป 2.11 ในกระบวนการผสมระหว่างของ primary fluid และ secondary fluid ความเร็วของของ primary fluid จะลดลง เนื่องจากแรงเฉือนระหว่าง primary fluid และ secondary fluid ในขณะเดียวกัน ความเร็วของ secondary fluid มีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากถูก primary fluid ที่มีความเร็วเหนือเสียงเหนี่ยวนำการไหลไปผสมกันที่ห้องผสม (mixing chamber) และในช่วงก่อนออกจากห้องผสมของไหลที่ผสมแล้วก็จะเหนี่ยวนำของไหลทุติยภูมิมาเพิ่มอีก ดังรูปที่ 2.11

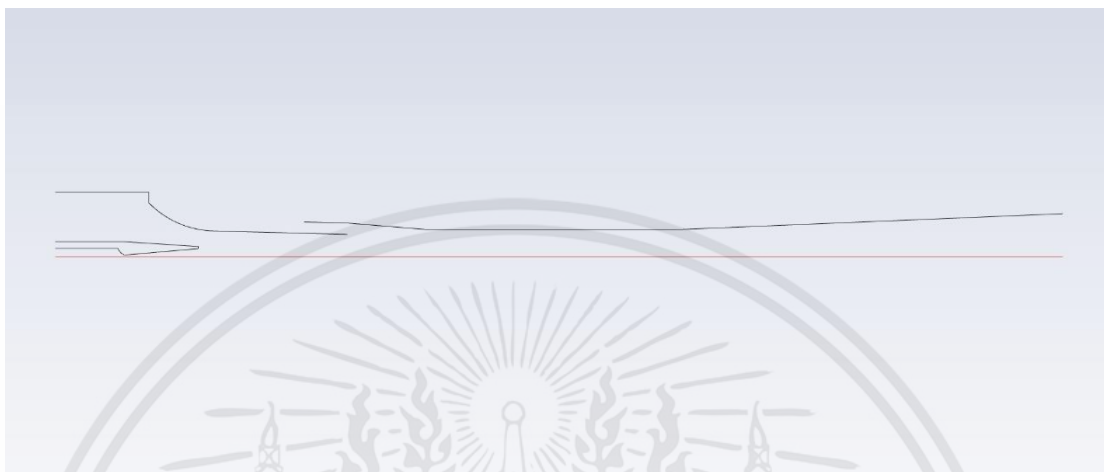


รูปที่ 2.11 โมเดล Single Stage Ejector (SSE)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.1.2 Two Stage Ejector (TSE)

เป็นโมเดลที่เพิ่มทางเข้าของ secondary fluid ดังรูปที่ 2.12 โดยทางเข้าที่สองจะเป็นการนำโมเมนตัมที่หลงเหลือของ primary fluid มาเหนี่ยวนำของไหลในช่วงที่สอง



รูปที่ 2.12 โมเดล Two Stage Ejector (TSE)

สมมุติฐานภายใน ejector model มีดังนี้

1. ของไหลใน Ejector เป็นแก๊สอุดมคติ
2. การไหลอยู่ในสภาวะคงตัวและเป็นหนึ่งมิติ (เคลื่อนที่ตามแนว Ejector) ตลอดทั้งระบบ
3. ในส่วนของ Ejector ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ เนื่องจากของไหลของระบบมีการเคลื่อนที่ ด้วยความเร็วสูง จึงทำให้ระยะเวลาในการถ่ายเทพลังงานความร้อนมีค่าน้อย ส่งผลให้ค่าความร้อนสุทธิที่ถูกถ่ายเทมีค่าน้อย
4. ของไหลทั้งสองทำงานอยู่ในสถานะไอเอ็มตัว
5. ความเร็วก่อนเข้า nozzle มีค่าน้อยมาก (เป็นศูนย์) เมื่อเทียบกับความเร็วออกจากหัวพ่น
6. ในแต่ละช่วงของ Ejector ของระบบทำความเข้าใจเป็น ช่วงปริมาตรควบคุม (Control Volume)

2.6.2 Entrainment Ratio (Rm)

Entrainment Ratio สำหรับ single stage ejector คำนวณได้ดังนี้

$$Rm_{single-state} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย \dot{m}_s คือ อัตราการไหลของ secondary fluid

\dot{m}_p คือ อัตราการไหลของ primary fluid

Entrainment Ratio สำหรับ two state ejector คำนวณได้ดังนี้

$$Rm_{two-state} = \frac{\dot{m}_{s,1} + \dot{m}_{s,2}}{\dot{m}_p} \quad (2.14)$$

โดย $\dot{m}_{s,1}$ คือ อัตราการไหลของ secondary fluid stage 1

$\dot{m}_{s,2}$ คือ อัตราการไหลของ secondary fluid stage 2

\dot{m}_p คือ อัตราการไหลของ primary fluid

2.6.3 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance)

ค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบ Ejector คือ

$$COP = Rm \frac{(h_{g-evap} - h_{f-con})}{(h_{g-boiler} - h_{f-con})} \quad (2.15)$$

โดย $h_{g-evap} - h_{f-con}$ คือ การเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีที่เครื่องระเหย

$h_{g-boiler} - h_{f-con}$ คือ การเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีที่เครื่องกำเนิดไอ

2.6.4 Ejector efficiency

การคำนวณหาค่า Ejector Efficiency สามารถคำนวณได้จากสมการข้างล่าง ซึ่งถูกรองรับ

โดย K. Sutthivirode and T. Thongtip et al 2021.[8]

$$\eta_{ej} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \frac{1 - \left(\frac{P_{evap}}{P_{con}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\left(\frac{P_{gen}}{P_{con}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (2.16)$$

โดยที่ P_{gen} คือ ความดันเครื่องกำเนิดไอที่อุณหภูมิ 130 C

P_{evap} คือ ความดันเครื่องระเหยที่อุณหภูมิ 7.5

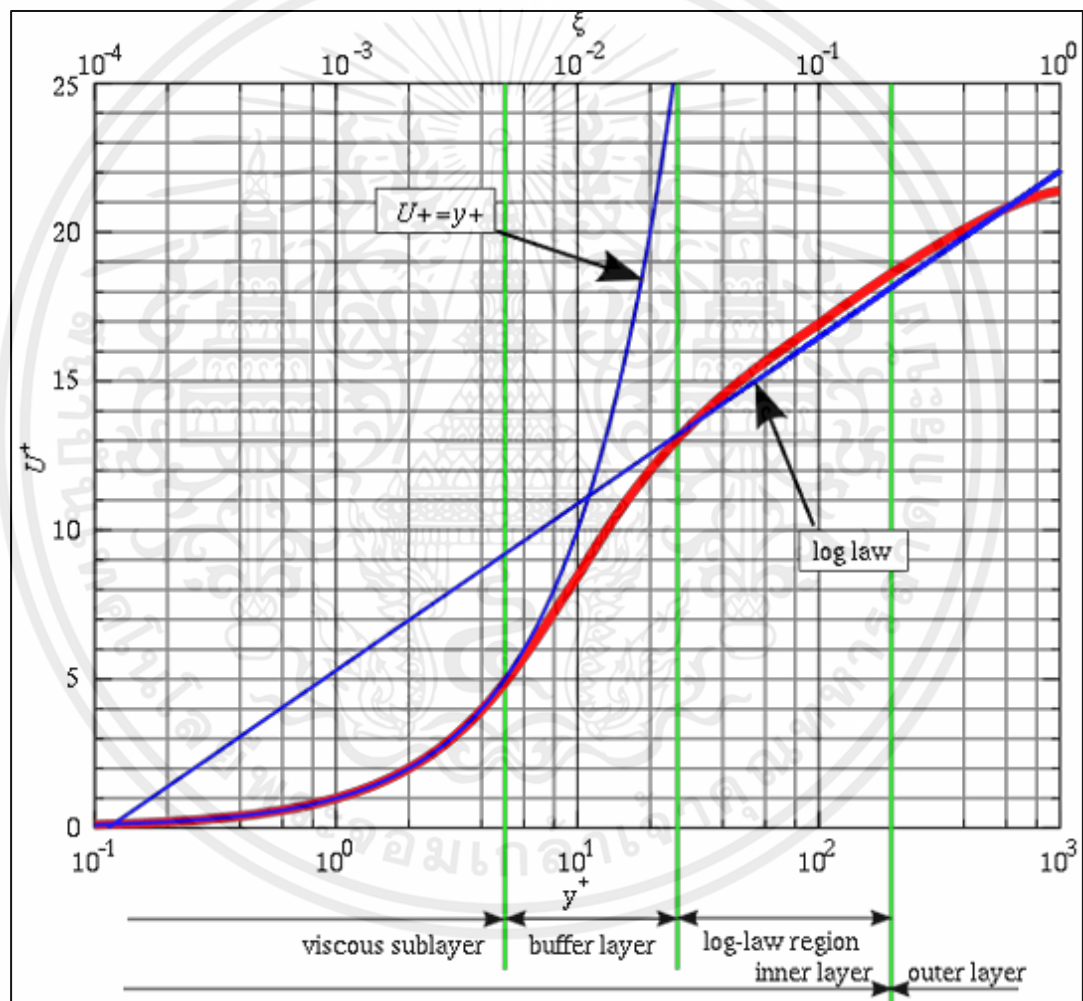
P_{con} คือ ความดันวิกฤตของเครื่องควบแน่น

k คือ specific heat ratio

2.7 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในการสร้างกริด

การสร้างกริดที่เหมาะสมบริเวณขอบผนังเป็นหนึ่งในปัจจัยที่สำคัญที่สุดในการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ เพราะเมื่อยิ่งใกล้ขอบผนังจะยิ่งส่งผลต่อความเร็ว ดังนั้นกริดที่สร้างใกล้ผนังต้องมีความละเอียดมากเพื่อสามารถวิเคราะห์ปรากฏการณ์บริเวณใกล้ผนังได้ โดยเราจะหาขนาดของ cell แรกที่ติดกับผนังโดยการใช้ The universal law of the wall

The universal law of the wall คือ กฎที่กล่าวว่า ค่าของความเร็วเฉลี่ย (Average velocity) ณ จุดหนึ่ง ๆ ที่มาจากการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) เป็นอัตราส่วนโดยตรงกับฟังก์ชันลอการิทึม (Logarithm) ของระยะห่างจากขอบผนังของจุดนั้น



รูปที่ 2.13 The universal law of wall [7]

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (2.17)$$

โดย u^+ คือ ความเร็วไร้มิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

u คือ ความเร็วที่ขนานกับผนัง

u_τ คือ friction velocity

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu} \quad (2.18)$$

โดย y^+ คือ พิกัดไร้มิติของผนัง

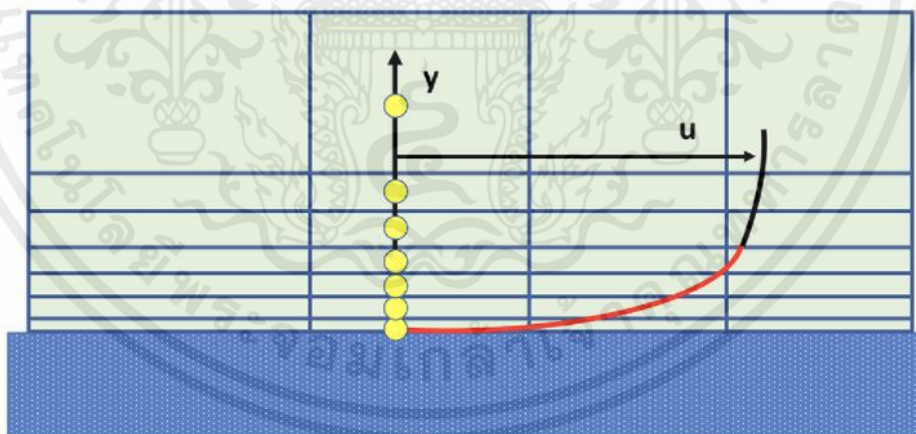
y คือ ระยะห่างจากผนังของ cell ที่ติดผนัง

u_τ คือ friction velocity

ν คือ kinematic viscosity

ซึ่งเราต้องคำนวณ y ออกมาเพื่อนำไปสร้างกริด ซึ่ง y จะถูกกำหนดด้วย y^+ โดยที่ y^+ จะถูกกำหนดโดย turbulence model ที่จะถูกพูดในหัวข้อ 2.8 ต่อไป

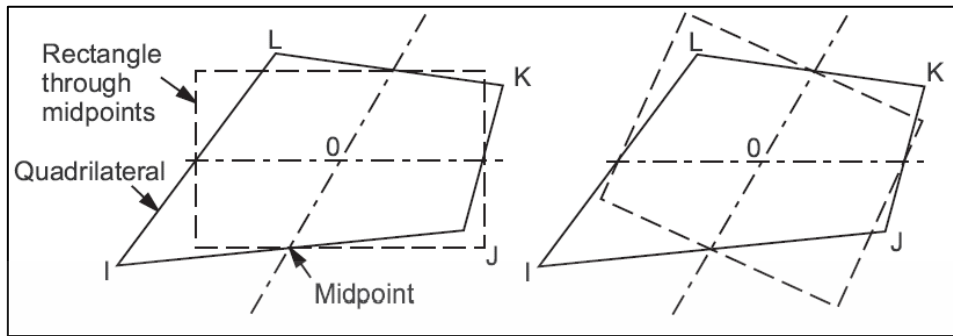
การที่สร้างกริดที่ละเอียดที่ผนังอย่างเดียวและไม่ได้ควบคุมปัจจัยอื่นเลยจะทำให้ กริดของเรา มีความละเอียดเกินความจำเป็นเราจึงจำเป็นที่จะต้องทำการขยายขนาด cell ที่ห่างผนังขึ้นเรื่อยๆ ดังรูปที่ 2.14 เพื่อเป็นการควบคุมให้กริดที่สร้างไม่ละเอียดจนกินทรัพยากรคอมพิวเตอร์มากเกินไป แต่การขยายขนาดของ cell ที่อยู่ติดกันต้องขยายไม่เกินร้อยละ 20 เพื่อความถูกต้องของการวิเคราะห์



รูปที่ 2.14 แสดงการสร้างกริดที่ละเอียดบริเวณขอบผนัง [7]

เพื่อให้กริดของเรามีคุณภาพสูง ปัจจัยที่ต้องพิจารณาต่อไปก็คือคุณภาพของ cell element ดังนี้

2.7.1 Aspect ratio สำหรับ cell รูปสี่เหลี่ยม

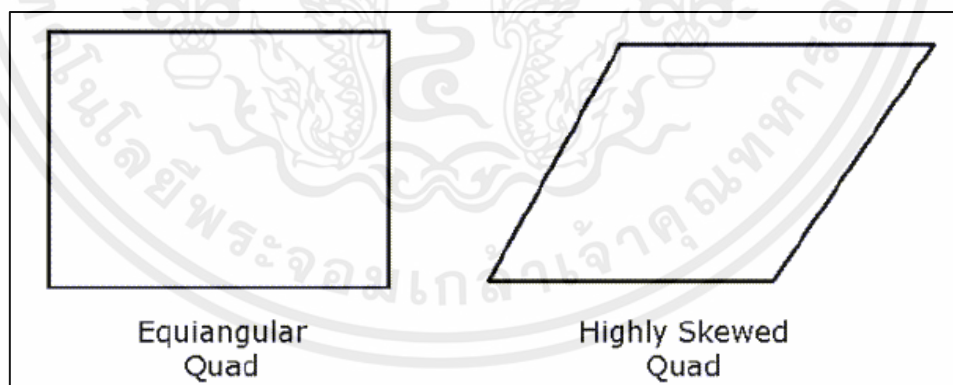


รูปที่ 2.15 cell รูปสี่เหลี่ยม

วิธีการคำนวณ Aspect ratio สำหรับ cell รูปสี่เหลี่ยมคืออัตราส่วนระหว่างขอบที่ยาวที่สุดและขอบที่สั้นที่สุด ถ้า cell ของเราไม่ใช่สี่เหลี่ยมมุมฉาก ต้องทำการสร้างสี่เหลี่ยมมุมฉากขึ้นมาก่อน โดยจุดกึ่งกลางของสี่เหลี่ยมจะถูกสร้างโดยเส้นที่ลากจากกึ่งกลางของขอบ cell เดิม จากฝั่งหนึ่งไปอีกฝั่งหนึ่ง หลังจากนั้นเส้นที่ได้คือความกว้างของ cell ดังรูปที่ 2.15

2.7.2 Skewness

Skewness คือหนึ่งในตัวที่สามารถวัดคุณภาพของกริดเราได้เป็นอย่างดี Skewness จะหาเพื่อดูว่า cell ของเราใกล้เคียงกับ cell สี่เหลี่ยมด้านเท่าหรือสี่เหลี่ยมมุมฉากมากแค่ไหน Cell ที่มี Skewness สูงๆ ไม่สามารถยอมรับได้เพราะว่าสมการการคำนวณจะสมมติให้ cell เป็น สี่เหลี่ยมด้านเท่าหรือสี่เหลี่ยมมุมฉาก



รูปที่ 2.16 cell ในอุดมคติกับ cell ที่ Skewness สูง

วิธีการคำนวณ Skewness สำหรับ cell รูปสี่เหลี่ยมทำได้ดังนี้คือ

Normalized Equiangular Skewness

$$\max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (2.19)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย θ_{max} คือมุมที่มากที่สุดของ cell
 θ_{min} คือมุมที่น้อยที่สุดของ cell
 θ_e คือมุมของ cell สี่เหลี่ยมมุมฉาก หรือ 90 องศา

ตารางที่ 2.1 ผลของ skewness กับ คุณภาพของ cell

Value of Skewness	Cell Quality
1	degenerate
0.9 - <1	bad
0.75 - 0.9	poor
0.5 - 0.75	Fair
0.25 - 0.5	Good
0 - 0.25	excellent
0	equilateral

2.8 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในโปรแกรมการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ FLUENT

2.8.1 ทฤษฎีการไหล

ของไหล คือ ของเหลว และก๊าซ ในการพิจารณานั้นก๊าซเป็นของไหลที่สามารถอัดตัว (Compressible fluid) ส่วนของเหลวนั้นเป็นของไหลที่ไม่สามารถอัดตัวได้ (Incompressible fluid) แม้จะสามารถอัดตัวได้บ้าง แต่ต้องใช้ความดันที่สูงมากของไหลอัดตัวได้เป็นของไหลที่มีความหนาแน่นไม่คงที่ ซึ่งขึ้นอยู่กับหลายๆตัวแปร ในงานวิจัยนี้จะศึกษาเฉพาะของไหลที่อัดตัวได้เนื่องจากสสารภายใน Ejector นั้นมีสถานะเป็นก๊าซและก๊าซเป็นของไหลที่สามารถอัดตัวได้

2.8.2 ทฤษฎีการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence Flow)

การไหลแบบปั่นป่วน ประเภทของการไหลของของไหล (ก๊าซหรือของเหลว) ที่ของไหลผ่านความผันผวนที่ผิดปกติ หรือการผสม ในการไหลแบบปั่นป่วน ความเร็วของของไหล ณ จุดหนึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องทั้งในด้านขนาดและทิศทาง การไหลของของไหลส่วนใหญ่เป็นแบบปั่นป่วน ในการแยกการไหลระหว่างการไหลแบบปั่นป่วนหรือการไหลแบบราบเรียบ สามารถใช้ค่าพารามิเตอร์ที่ไม่มีมิติที่เรียกว่า “ค่าเรย์โน Re (Reynolds Number)” เป็นตัวกำหนดในการแยกการไหลได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.8.3 การคำนวณของไหลด้วยเทคนิคการคำนวณแบบพลศาสตร์

เป็นกระบวนการของการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปรากฏการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการไหลของของไหลด้วยการคำนวณเพื่อเปลี่ยนจากสมการควบคุมของการไหลของของไหลไปเป็นสมการทางพีชคณิต (algebraic equation) เพื่อหาผลลัพธ์ของสมการด้วยวิธีการเชิงตัวเลข (numerical method) CFD แบ่งออกเป็น 3 ขั้นตอน ได้แก่ ขั้นตอนก่อนกระบวนการประมวลผล (pre-processing step) ขั้นตอนการแก้ไขปัญหาหรือการจำลอง (solver step or simulation) และขั้นตอนหลังกระบวนการประมวลผล (post-processing)

2.8.4 Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation

สมการ Reynold Averaged Navier-stokes Simulation (RANS) เป็นสมการการเคลื่อนที่สำหรับการไหลของของไหลที่ใช้หลักการ Reynolds decomposition โดยควบคุมค่าการไหลให้เป็นปริมาณเฉลี่ยตามเวลาที่ถูกรวบรวมขึ้นในการการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งเป็นสมการที่ช่วยประหยัดเวลาและทรัพยากรในการแก้ปัญหาคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ซึ่งถูกใช้กันอย่างแพร่หลายในวงการวิศวกรรม และมีให้ใช้ในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 โดยประกอบไปด้วย Spalart-Allmaras, $k - \epsilon$, $k - \omega$ และ Reynold stress model (RSM) ซึ่งหลักพื้นฐานของสมการ Reynold Averaged Navier-stokes Simulation (RANS) นั้นมักใช้คำนวณของไหลที่มีค่าการไหลขึ้นอยู่กับเวลา (time-dependent flow)

2.8.5 โมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ $k-\omega$ -SST

โมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ SST $k - \omega$ คือโมเดลที่ถูกพัฒนาขึ้นมาใหม่จาก Standard $k - \omega$ โดยมีสิ่งสำคัญที่แตกต่างกันดังนี้

1. แบบจำลอง SST $k - \omega$ ได้มีการคำนวณแบบผสมโดยการค่อย ๆ ปรับเปลี่ยนการ คำนวณแบบ Standard $k - \omega$ บริเวณในพื้นที่ด้านในของขอบเขตของการไหลของของไหลเป็นแบบ $k - \epsilon$ ที่ช่วงเลข Reynolds number สูงบริเวณในพื้นที่ด้านนอกของขอบเขตของการไหล

2. ปรับเปลี่ยนสูตรความหนืดปั่นป่วนเพื่ออธิบายผลการปรับเปลี่ยนของความเค้นเฉือน แบบปั่นป่วน The transport equations คือวิธีการคำนวณความหนืดที่ปั่นป่วนและวิธีการคำนวณ ค่าคงที่ของโมเดลและเงื่อนไขอื่น ๆ โดยแสดงแยกกันสำหรับแต่ละโมเดล

สมการโมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ SST $k - \omega$ มีลักษณะคล้ายกับสมการของ Standard $k - \omega$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho k) + \frac{\partial y}{\partial x}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และ

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.21)$$

ประสิทธิภาพการแพร่กระจายสำหรับโมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ SST k - ω หาได้ดังนี้

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.22)$$

และ

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.23)$$

ในแบบจำลอง k - ω ค่าความหนืดเอ็ดดี้ μ_t (Eddy Viscosity) สามารถคำนวณได้จาก

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^* a_1 \omega}\right]} \quad (2.24)$$

โดยที่ S คือ strain rate magnitude และ

$$\sigma_k = \frac{1}{(F_1/\sigma_{k,1}) + ((1-F_1)/\sigma_{k,2})} \quad (2.25)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{(F_1/\sigma_{\omega,1}) + ((1-F_1)/\sigma_{\omega,2})} \quad (2.26)$$

ค่าคงที่ของแบบจำลองมีค่าเท่ากับ

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \sigma_{\omega,1} = 2.0, \sigma_{k,2} = 1.0, \sigma_{\omega,2} = 1.168, a_1 = 0.31, \beta_{1,1} = 0.075, \beta_{1,2} = 0.0828$$

2.8.6 ขอบเขตและเงื่อนไขของการจำลอง (Boundary Conditions)

ขอบเขตและเงื่อนไขของการจำลอง (boundary condition) เป็นการกำหนดค่าเริ่มของ Primary Inlet และ Secondary Inlet ว่ามีค่าสถานะเริ่มต้นก่อนเข้า Ejector อย่างไร ซึ่งในงานวิจัยนี้กำหนดให้อยู่ในรูปแบบของความดันทางเข้า (Pressure Inlet Type) โดยใช้สมการของของไหลที่อัด

ตัวได้ (Compressible Flow) นำมาคิดหาของความดันทั้งหมด (Total Pressure) และความดันสถิต (Static Pressure) ดังนี้

$$p_0 = p_s \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.27)$$

โดยที่ p_0 คือ Total pressure
 p_s คือ Static pressure
 M คือ Mach number
 γ คือ Ratio of specific heats (c_p/c_v)

นอกจากนี้งานวิจัยนี้ยังใช้สมการ Turbulence ในการหา Turbulent kinetic Energy และ Specific Dissipation Rate เพื่อให้โปรแกรมสามารถทำนายพฤติกรรมการไหลได้ง่ายขึ้น ซึ่งค่า Turbulent kinetic Energy และ Specific Dissipation Rate หาได้จากสมการดังนี้

$$k = \frac{3}{2} (U_i I)^2 \quad (2.28)$$

โดยที่ k คือ Turbulent kinetic energy
 U_i คือ ความเร็วเฉลี่ยที่ทางเข้า
 I คือ Turbulence intensity

และ

$$\omega = \frac{k^{1/2}}{C_\mu^{1/4} 0.07D} \quad (2.29)$$

โดยที่ ω คือ Specific Dissipation Rate
 k คือ Turbulent kinetic energy
 C_μ คือ ค่าคงที่ในโมเดล ซึ่งในโมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ SST $k - \omega$ เท่ากับ 0.09
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของทางเข้า

2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

N. Ruangtrakoon et al 2011 [1] ในการศึกษาที่ใช้การวิเคราะห์ CFD ในการหาผลกระทบของรูปทรง Primary Nozzle ต่อประสิทธิภาพของ Ejector ที่ถูกใช้ในวัฏจักรทำความเย็น นำรูปทรงของ Primary Nozzle ที่แตกต่างกัน 8 ชนิดมาวิเคราะห์ด้วยวิธีการเชิงตัวเลขด้วยวิธีการ CFD ด้วย FLUENT 6.3 ผลกระทบต่อความดันปฐมภูมิของของไหล, อัตราการไหล และ เลขมัคจะถูกสังเกตและนำมาวิเคราะห์ เส้นคอนทัวร์ของเลขมัคนำมาใช้อธิบายกระบวนการรวมกันที่เกิดขึ้นภายใน Ejector

N. Ruangtrakoon et al 2010 [2] บทความนี้อธิบายเกี่ยวกับการทดลองเพื่อตรวจสอบการทำความเย็นในระบบสตรีมเจ็ต โดยการสร้างเครื่องทำความเย็นและทดลอง ระบบถูกทดสอบด้วยกระบวนการต่างๆ อุณหภูมิกับหัวฉีดหลักต่างๆ โดยอุณหภูมิอิมตัวของหม้อไอน้ำอยู่ในช่วง 110 ถึง 150 องศาเซลเซียส อุณหภูมิของเครื่องระเหยคงที่ไว้ที่ 7.5 องศาเซลเซียส หัวฉีดหลักที่มีรูปทรงแตกต่างกัน 8 ชนิด หัวฉีดหลัก 6 อันมีเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอดตั้ง 1.4 ถึง 2.6 มม. และที่ทางออก หัวฉีดมีเลขมัคเท่ากับ 4.0 ส่วนหัวฉีดอีก 2 อันที่เหลือมีเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอดเท่ากันคือ 1.4 มม. แต่ค่าเลขมัคที่ต่างออกแตกต่างกันคือ 3.0 และ 5.5 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่ารูปทรงของหัวฉีดหลักส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของ Ejector และค่า COP

N. Suvarnakuta et al 2020 [3] ในการศึกษาที่พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ถูกใช้เพื่อตรวจสอบประสิทธิภาพของเครื่องพ่นไอน้ำที่ใช้ในระบบทำความเย็นเพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นในการทำงานและ COP แบบจำลองแกนสมมาตร 2D ของ Two stage ejector (TSE) ถูกพัฒนาขึ้นและนำมาเปรียบเทียบประสิทธิภาพของมันกับ Single stage ejector ที่ใช้กันโดยทั่วไป โมเดล k- ω -sst ถูกนำมาใช้เป็นแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนสรุปได้ว่า TSE สามารถเป็นประโยชน์อย่างมากต่อระบบทำความเย็นที่ต้องการความเย็นสูง และมีความดันควบแน่นที่ต่ำ

T. Thongtip et al 2021 [4] เป็นเอกสารเสนอการปรับปรุงประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ของเครื่องทำความเย็น โดยใช้ห้องผสมความเย็น (mixing chamber) ที่แตกต่างกันที่ถูกสร้างโดยใช้วิธีการ conventional method (CONV-ejector) และ Constant rate of momentum change method (CRMC-ejector) ด้วยวิธีสร้างที่ต่างกัน

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น

3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

ขั้นตอนการดำเนินงานมีสามขั้นตอนดังนี้

3.1.1 ขั้นตอนก่อนกระบวนการประมวลผล

เป็นขั้นตอนก่อนการนำไปประมวลผลเป็นตั้งค่าเริ่มต้นและการสร้างแบบจำลองในการคำนวณ ประกอบไปด้วยขั้นตอนดังนี้

1. การสร้างพารามิเตอร์ของแบบจำลอง
2. การสร้างแบบจำลองจากพารามิเตอร์ที่กำหนด
3. การสร้างกริดจากแบบจำลองเพื่อใช้ในการคำนวณ
4. การเลือกปรากฏการณ์ทางกายภาพ และเคมีที่ต้องการสร้าง
5. การเลือกคุณสมบัติของของไหล (Working fluid)
6. กำหนดค่าและขอบเขตบริเวณที่สนใจ

3.1.2 ขั้นตอนการแก้ปัญหาหรือการจำลอง

เป็นขั้นตอนการแก้ไขปัญหาหรือการจำลอง (solver step or simulation) คือ ขั้นตอนการแก้ไขสมการที่เกี่ยวข้องกับปัญหาของของไหลทั้งหมด และกระบวนการทำซ้ำของการแก้ไขปัญหา (iteration) ในการแก้ไขปัญหาเชิงตัวเลข ซึ่งจะถูกแก้ไขในโปรแกรม Ansys Fluent

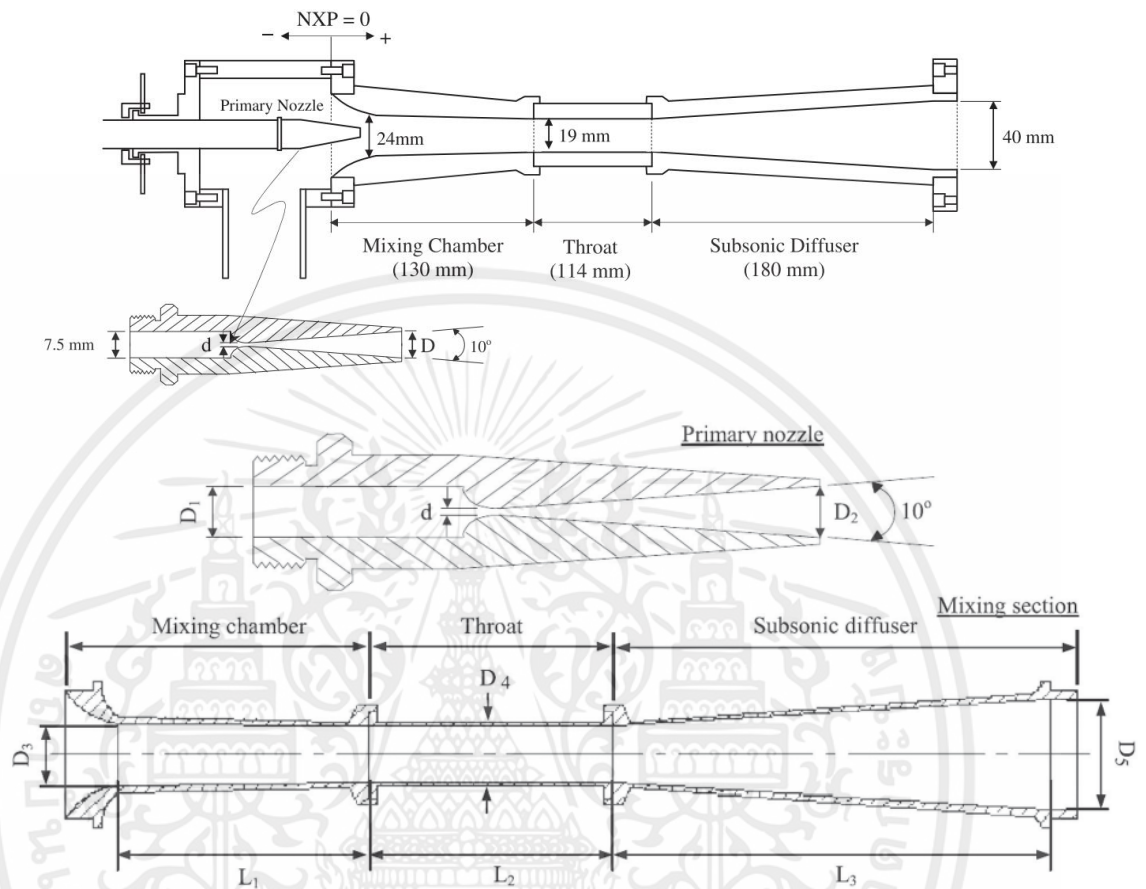
3.1.3 ขั้นตอนหลังกระบวนการประมวลผล

เป็นขั้นตอนสุดท้ายเพื่อดูผลลัพธ์ที่ต้องการศึกษาซึ่งประกอบไปด้วยขั้นตอนดังนี้

1. แสดง รูปทรง และ กริดที่สร้าง
2. พล็อตกราฟ Entrainment Ratio
3. พล็อตกราฟ Static Pressure
4. พล็อต Contour Mach Number

3.2 การรวบรวมข้อมูลและผลการทดลองจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

3.2.1 ขนาดของ Single Stage Ejector จากงานวิจัย N. Ruangtrakoon et al. [1]



รูปที่ 3.1 พารามิเตอร์ของ Single Stage Ejector
ที่ใช้ในการศึกษา [1]

ตารางที่ 3.1 พารามิเตอร์ของ single stage ejector จากงานวิจัยของ N. Ruangtrakoon et al.[1]

Parameter	Value (mm)
Diameter of nozzle throat (d)	1.7
Diameter of nozzle exit (D)	7.6
Diameter of the mixing chamber (D3)	24
Diameter of throat (D4)	19
Diameter of exit subsonic diffuser (D5)	40

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Distance of mixing chamber (L1)	100
Distance of throat (L2)	114
Distance of subsonic diffuser (L3)	180

3.2.2 ผลการทดลองของระบบทำความเย็นแบบ Single Stage Ejector จากงานวิจัย

N. Ruangtrakoon et al. [2]

ตารางที่ 3.2 ผลลัพธ์จากการทดลองของ nozzle D1.7 M4

T boiler (°C)	T evap. (°C)	primary Mass flow rate (kg/h)	secondary mass flow rate (kg/h)	Rm(Entrainment Ratio)	Critical condenser pressure (pascal)
130	7.5	3.505	1.478	0.422	3500

3.3 การสร้างแบบจำลองของ Ejector โดยใช้โปรแกรม ANSYS

3.3.1 การสร้างโมเดลจำลอง

3.3.1.1 สร้างโมเดลจำลองของ Single Stage Ejector

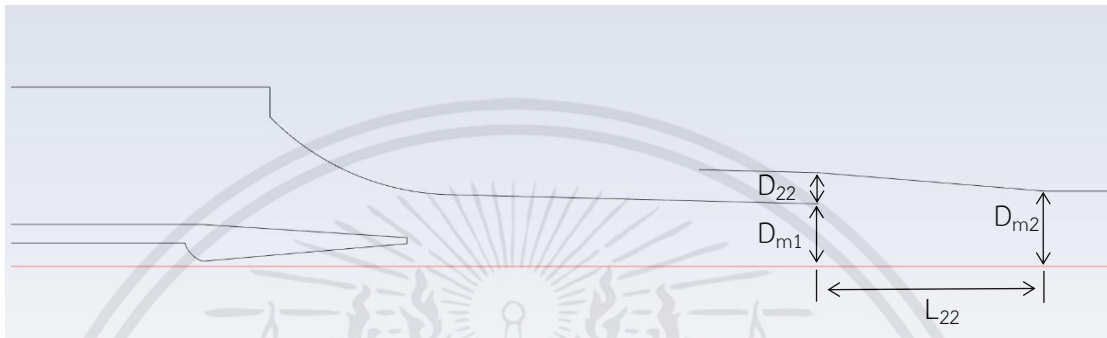
ทำการสร้างโมเดลจำลองของ single stage ejector ให้เป็นแบบสองมิติและสมมาตรตามแนวแกน (Axisymmetric) ดังรูปที่ 3.2 ตามงานวิจัยของ N. Ruangtrakoon et al. [1] เพื่อที่จะนำมาเปรียบเทียบกับ two stage ejector



รูปที่ 3.2 โมเดล single stage ejector

3.3.1.2 สร้างโมเดลจำลองของ Two Stage Ejector

สร้างแบบจำลองของ two stage ejector ให้เป็นแบบสองมิติและสมมาตรตามแนวแกน (Axisymmetric) โดยอ้างอิงจาก single stage ejector โดยการสร้างทางเข้าของของไหลรองที่สอง (secondary inlet 2) นั้นจะถูกสร้างในบริเวณ mixing chamber ของ single stage ejector โดยคงขนาดของ mixing chamber ไว้ดังเดิม



รูปที่ 3.3 Parameter ของ Two Stage Ejector

ทำการกำหนด parameter ที่ใช้ในการศึกษา Two Stage Ejector ไว้ดังรูปที่ 3.3 โดยมีดังนี้

1. D_{22} เปลี่ยนขนาดโดยเทียบกับ D_{m1} (ใช้ขนาดเดียวกันกับ single stage ejector) โดยงานวิจัยนี้จะเปลี่ยนขนาด D_{22} ดังนี้คือ $D_{22} = 0.5D_{m1}$, $D_{22} = 0.75D_{m1}$, $D_{22} = 1D_{m1}$
2. D_{m2} เปลี่ยนขนาดโดยการสร้างตัวแปรพิเศษ (H) ดังรูป 3.4 ขึ้นมา เพื่อเป็นขอบเขตการเปลี่ยนแปลงของ D_{m2} โดยนิยามของตัวแปร H ก็คือ $D_{m1} + D_{22} - 9.5$ (มิลลิเมตร) ดังรูปที่ 3.4 ซึ่งจะเป็นตัวกำหนดให้เพิ่มขนาดของ D_{m2} ได้ไม่เกิน $9.5 + H$ (มิลลิเมตร) เพราะเราไม่ต้องการให้ Ejector Throat (D_{m2}) มีขนาดสูงกว่าระยะ $D_{m1} + D_{22}$ โดยงานวิจัยนี้จะเปลี่ยนขนาด D_{m2} ดังนี้คือ $+0H$ (ไม่มีการเพิ่มขนาด), $+0.5H$, $+1H$

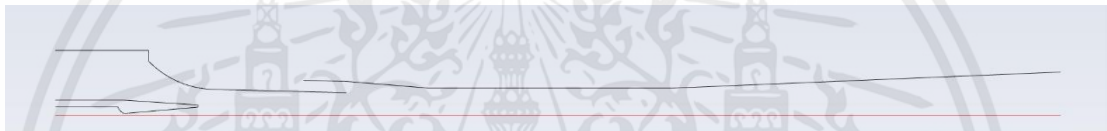


รูปที่ 3.4 ตัวแปร H

3. L_{22} เป็นระยะจากจุด D_{m2} ไปยัง D_{m1} ในแนวแกนนอน โดยโมเดลกลุ่มแรกเราจะกำหนด L_{22} ให้เป็นขนาดเท่ากับ 38 มิลลิเมตร (หรือเท่ากับ D_{m1}) จากนั้นเราจะเอาโมเดลที่เปลี่ยนแปลงจาก parameter ข้างต้น (D_{22}, D_{m2}) ที่มี efficiency สูงที่สุด มาทำการเปลี่ยนแปลงขนาด L_{22} ดังนี้คือ $L_{22} = L_{22} + D_{m1}$ (เลื่อนกำแพงไปทางซ้ายในแกนนอนเป็นระยะ D_{m1}) , $L_{22} = L_{22} - D_{m1}$ (เลื่อนกำแพงไปทางขวาในแกนนอนเป็นระยะ D_{m1})

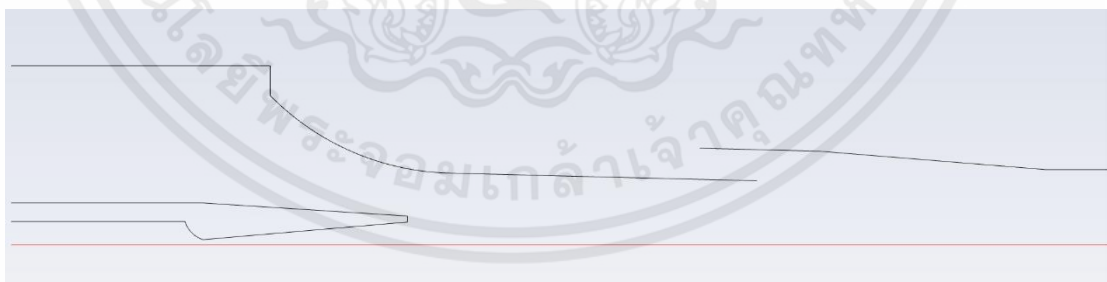
3.3.1.3 การตั้งชื่อโมเดล Two Stage Ejector

เพื่ออำนวยความสะดวกเข้าใจจำเป็นต้องมีการตั้งชื่อโมเดลที่ทำการเปลี่ยนแปลงขนาด โดยการตั้งชื่อ ของโมเดลที่เปลี่ยนเพียง D_{22}, D_{m2} และใช้ L_{22} เป็น 38 มิลลิเมตร จะตั้งชื่อนี้คือ TSE- $D_{22}-D_{m2}$ ซึ่ง D_{22} จะถูกเขียนเป็นค่าเทียบกับ D_{m1} ส่วน D_{m2} จะเขียนเป็นตัวแปร H (ระยะที่เพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับโมเดล Single Stage Ejector) ตัวอย่างเช่น TSE-0.5 D_{m1} -0.5H โมเดลตามรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 โมเดล TSE-0.5 D_{m1} -0.5H

การตั้งชื่อโมเดลที่เปลี่ยนระยะ L_{22} จะตั้งชื่อนี้คือ TSE- $D_{22}-D_{m2}$ (L_{22}) ซึ่ง L_{22} จะเขียนเป็นระยะที่เปลี่ยนไปจากระยะ L_{22} ตัวอย่างเช่น TSE-0.5 D_{m1} -0.5H (+ D_{m1}) โมเดลตามรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 โมเดล TSE-0.5 D_{m1} -0.5H (+ D_{m1})

3.2.2 การสร้างกริด

ใช้กริดแบบสี่เหลี่ยม (Quadrilateral grid) เนื่องจากเหมาะสมกับงานจำลองการไหลภายใน ejector ที่ของไหลมีความเร็วเหนือเสียง และกริดแบบสี่เหลี่ยมยังทำให้สามารถควบคุมคุณภาพของกริดที่ใกล้กับผนังได้ง่าย ซึ่งทำให้เราสามารถควบคุมค่า wall y+ ให้มีค่าตามที่ต้องการได้ และทำเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองนั้นมีความแม่นยำ ความถูกต้องและความน่าเชื่อถือ โดยงานวิจัยนี้จะใช้ความละเอียดกริดตามตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 จำนวนกริดแต่ละความละเอียดของ single stage ejector

ความละเอียด	จำนวนกริด
หยาบ	128,614
ปานกลาง	228,272
ละเอียด	399,740

Two Stage Ejector จะใช้คุณภาพกริดตาม Single Stage Ejector แบบละเอียด จำนวนกริดจะเปลี่ยนไปขึ้นอยู่กับโมเดล โดยจะมีจำนวนกริดอยู่ประมาณ 450,000 ซึ่งจะบวกลบไม่เกิน 10,000

3.4 จำลองการวิเคราะห์พลศาสตร์เชิงคำนวณด้วย

3.4.1 โมเดลทางคณิตศาสตร์ของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

แบบจำลองของอีเจคเตอร์ทั้งแบบ Single Stage และ Two Stage จะใช้โมเดลทางคณิตศาสตร์เหมือนกันดังนี้

1. ขอบเขตทางเข้า (Inlet) เป็น Pressure inlet
2. ขอบเขตทางออก (Outlet) เป็น Pressure Outlet
3. แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence model) เป็น k-omega-sst
4. วิธีการแก้ปัญหาแบบ Coupled

3.4.2 คุณสมบัติของของไหล

ของไหลที่ใช้ในการจำลองของงานวิจัยนี้คือไอน้ำ (Water vapor) มีคุณสมบัติดังตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.4 คุณสมบัติของไอน้ำที่ใช้ในการจำลอง

Density	Ideal gas
Specific heat	Polynomial
Thermal conductivity	Polynomial
Viscosity	Polynomial

3.4.3 การตั้งค่าขอบเขตและเงื่อนไขการจำลอง

ตารางที่ 3.5 การตั้งค่าขอบเขตของ Single Stage Ejector

Section	Total Pressure (pascal)	Static Pressure (Pascal)	Temperature (K)	
Primary inlet	270467.322	270259.607	403.026	
Secondary inlet	1050.962	1037.003	280.525	
outlet	3400.000	-	299.670	
Turbulence Specific Method				
	Turbulence kinetic energy (m ² /s ²)	Specific turbulence dissipation rate (1/s)	Turbulence Intensity (%)	Hydraulic diameter (m)
Primary inlet	0.713	2841.788	-	-
Secondary inlet	8.517	2057.248	-	-
outlet	-	-	5.000	0.040

ตารางที่ 3.6 การตั้งค่าขอบเขตของ Two Stage Ejector

Section	Total Pressure	Static Pressure	Temperature
Primary inlet	270467.322	270259.607	403.026
Secondary inlet 1	1038.471	1037.003	280.525
Secondary inlet 2	1038.471	1037.003	280.525
outlet	3300.000	-	298.827

ตารางที่ 3.7 การตั้งค่าขอบเขต Turbulence Specific Method ของโมเดล TSE-0.5D_{m1}

Turbulence Specific Method				
	Turbulence kinetic energy	Specific turbulence dissipation rate	Turbulence Intensity	Hydraulic diameter
Primary inlet	0.713	2841.788	-	-
Secondary inlet 1	-	-	5.000	0.037
Secondary inlet 2	-	-	5.000	0.005
outlet	-	-	5.000	0.040

ตารางที่ 3.8 การตั้งค่าขอบเขต Turbulence Specific Method ของโมเดล TSE-0.75D_{m1}

Turbulence Specific Method				
	Turbulence kinetic energy	Specific turbulence dissipation rate	Turbulence Intensity	Hydraulic diameter
Primary inlet	0.713	2841.788	-	-
Secondary inlet 1	-	-	5.000	0.037
Secondary inlet 2	-	-	5.000	0.008
outlet	-	-	5.000	0.040

ตารางที่ 3.9 การตั้งค่าขอบเขต Turbulence Specific Method ของโมเดล TSE-1D_{m1}

Turbulence Specific Method				
	Turbulence kinetic energy	Specific turbulence dissipation rate	Turbulence Intensity	Hydraulic diameter
Primary inlet	0.713	2841.788	-	-
Secondary inlet 1	-	-	5.000	0.037
Secondary inlet 2	-	-	5.000	0.010
outlet	-	-	5.000	0.040

บทที่ 4

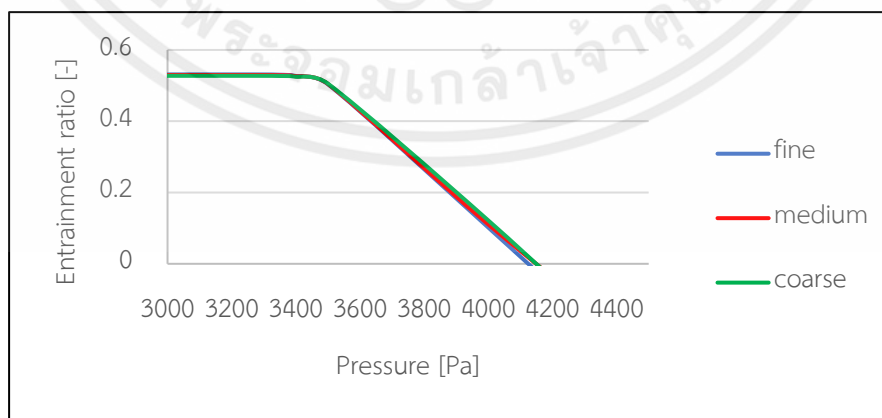
การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

4.1 การตรวจสอบคุณภาพกริด

เนื่องจากงานวิจัยนี้ โมเดลของ Two stage ejector ไม่มีผลการทดลองจริงมารองรับ คุณภาพกริดคือหนึ่งในปัจจัยที่งานวิจัยนี้ให้ความสำคัญมาก เพราะจะทำให้มั่นใจได้ว่าผลลัพธ์ของการจำลองมีความถูกต้อง การทำกริดที่มีคุณภาพไม่ใช่แค่ทำให้กริดมีความละเอียดสูงเพียงอย่างเดียวเท่านั้น เนื่องจากทรัพยากรทางคอมพิวเตอร์ที่จำกัด การเพิ่มระดับความละเอียดโดยเพิ่มเพียงจำนวนกริดแต่ไม่ได้ควบคุมคุณภาพเฉพาะจุด จะทำให้การจำลองของเราใช้เวลามากจนเกินความจำเป็น ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทำให้คุณภาพและจำนวนของกริดมีความสมดุลกัน โดยทำการศึกษากริดอิสระเพื่อทำการศึกษาว่าการเปลี่ยนแปลงจำนวนกริดมีผลต่อการจำลองหรือไม่ เพื่อให้จำนวนกริดไม่ส่งผลต่อผลลัพธ์การจำลอง

Wall Y plus คือระยะผนังไร้นิวย เป็นปัจจัยที่สำคัญมากๆ เรียกได้ว่าเป็นปัจจัยที่ควบคุมกริดทั้งระบบเลยก็ว่าได้ สำหรับการคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ (Computational Fluid Dynamics) Wall Y plus จะต้องไม่เกิน 10 เนื่องจาก Turbulence model ที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ k-omega-sst ที่แนะนำให้ Wall Y plus มีค่าไม่เกิน 10 เพื่อให้ผลลัพธ์จากการจำลองมีความถูกต้อง ซึ่งการทำให้ Wall Y plus มีค่าไม่เกิน 10 ได้นั้น เราต้องทำการลดความสูงของเซลล์แรก (First cell height) ดังรูป 2.14

จากนั้นทำการศึกษากริดอิสระ โดยศึกษาโดยใช้ Single stage ejector ซึ่งจะใช้ความละเอียดตามตารางที่ 3.3 พบว่ากราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ ความดันขาออก จากรูปที่ 4.1 พบว่าความละเอียดของกริดไม่ได้ส่งผลต่อคำตอบเลย ทำให้มั่นใจได้ว่ากริดที่ใช้มีคุณภาพ

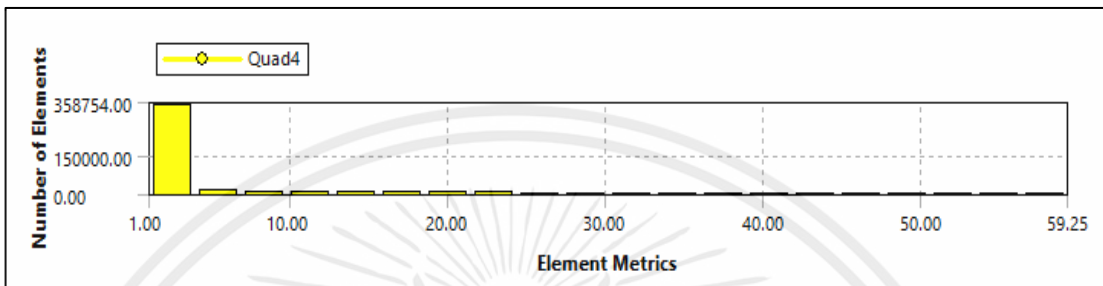


รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของจำนวนกริดแต่ละความละเอียด

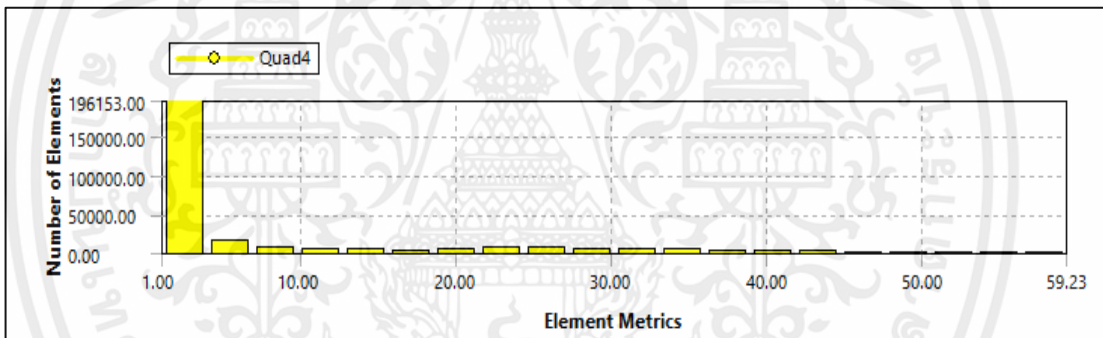
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนั้นนำคุณภาพกริดของ Single stage ejector ไปใช้ใน Two stage ejector ซึ่งคุณภาพที่สนใจหลักๆ มีดังนี้

1. Cell aspect ratio ในงานวิจัยนี้จะใช้กริดที่มี Cell aspect ratio ที่ผนังไม่เกิน 100 และพยายามควบคุมให้เซลล์ที่อยู่ห่างจากผนังมีค่า Cell aspect ratio น้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ดังรูปที่ 4.2 และ 4.3

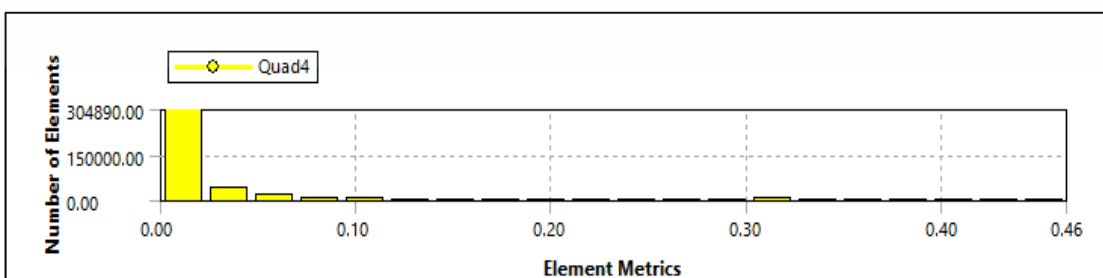


รูปที่ 4.2 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Cell aspect ratio ของ Single Stage Ejector



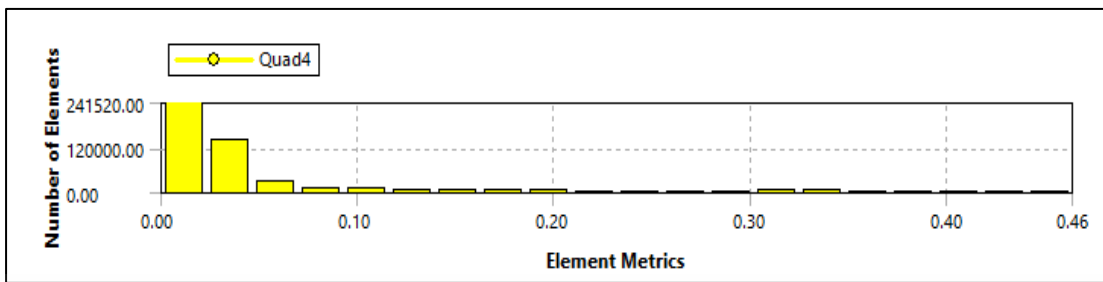
รูปที่ 4.3 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Cell aspect ratio ของ TSE_0.5D_{m1}_0H

2. Skewness คืออีกหนึ่งปัจจัยที่สำคัญมาก ยิ่ง Skewness มีค่าเข้าใกล้ 0 เซลล์แต่ละด้านของเรายังมีความเท่ากัน ถ้า Skewness ของเรามีค่าเท่ากับ 1 นั้นแปลว่ามีเซลล์ที่ล้มเหลวอยู่ซึ่งเป็นผลให้การจำลองมีผลลัพธ์ที่ผิดพลาด โดยงานวิจัยนี้จะกำหนดให้ Skewness มีค่าไม่เกิน 0.25



รูปที่ 4.4 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Skewness ของ Single Stage Ejector

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 แผนภูมิแสดงความถี่ของจำนวน Element เทียบกับ Skewness ของ

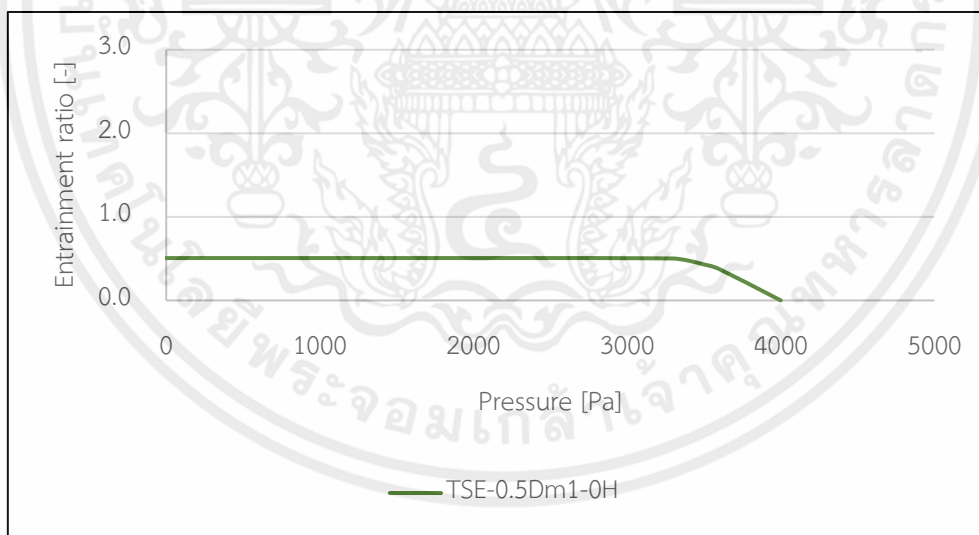
TSE_0.5D_{m1}_0H

4.2 ผลลัพธ์การจำลอง

4.2.1 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.5Dm1-0H

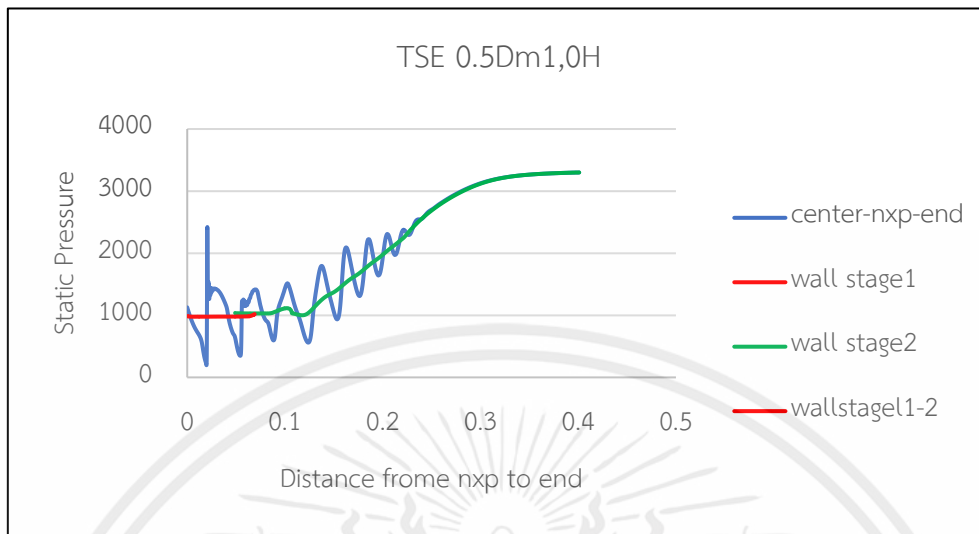
ตารางที่ 4.1 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5Dm1-0H

TSE-0.5D _{m1} -0H							
Pressure	2500	2800	3300	3325	3350	3400	3500
Rm	0.5068	0.5068	0.5066	0.498	0.4921	0.4759	0.4308

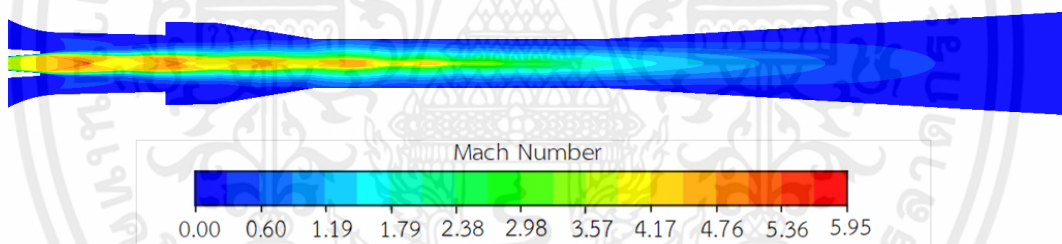


รูปที่ 4.6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ

TSE-0.5D_{m1}-0H



รูปที่ 4.7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5D_{m1}-0H

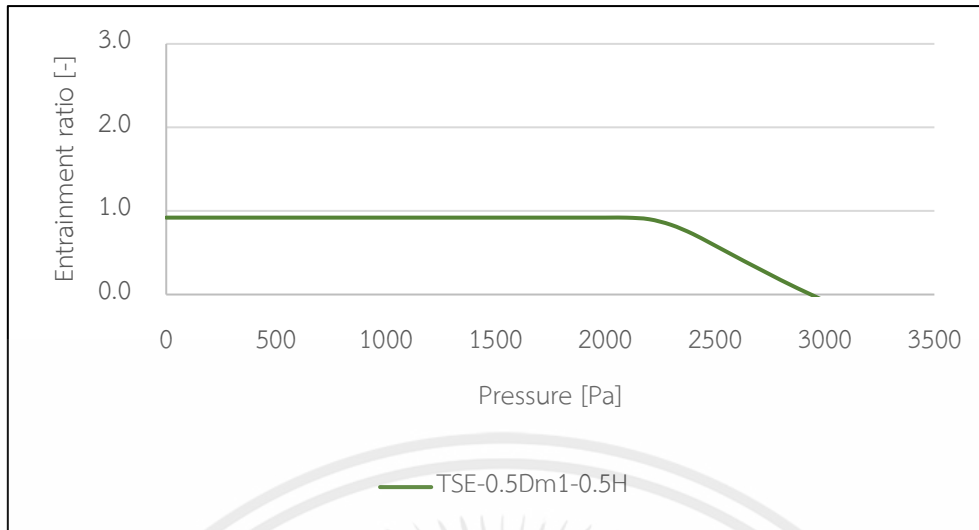


รูปที่ 4.8 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.5D_{m1}-0H

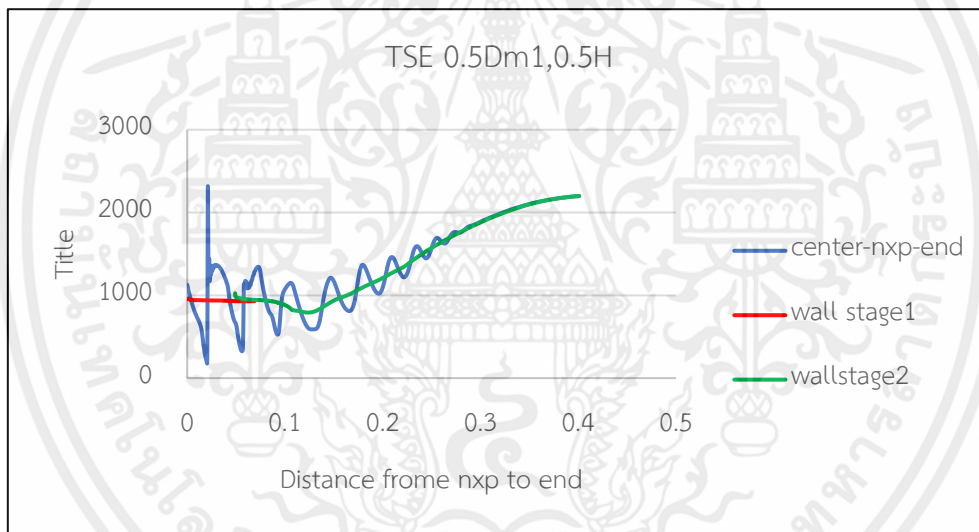
4.2.2 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.5D_{m1}-0.5H

ตารางที่ 4.2 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H

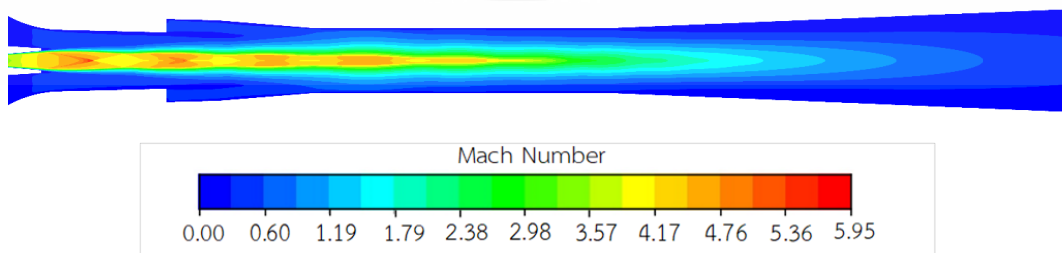
TSE-0.5D _{m1} -0.5H								
Pressure	1500	1800	2000	2100	2200	2300	2400	2500
Rm	0.9204	0.9204	0.9204	0.9198	0.9014	0.8343	0.7244	0.5868



รูปที่ 4.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H



รูปที่ 4.10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H



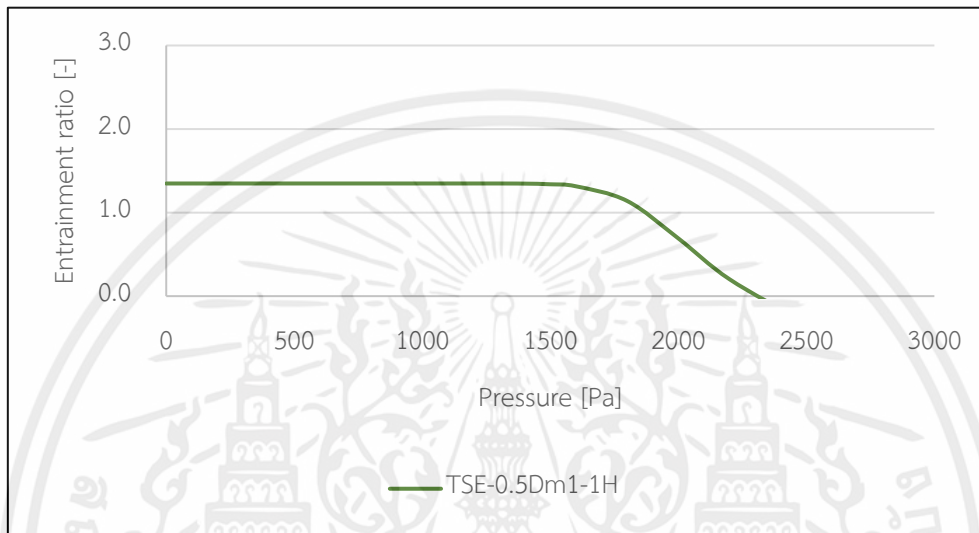
รูปที่ 4.11 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

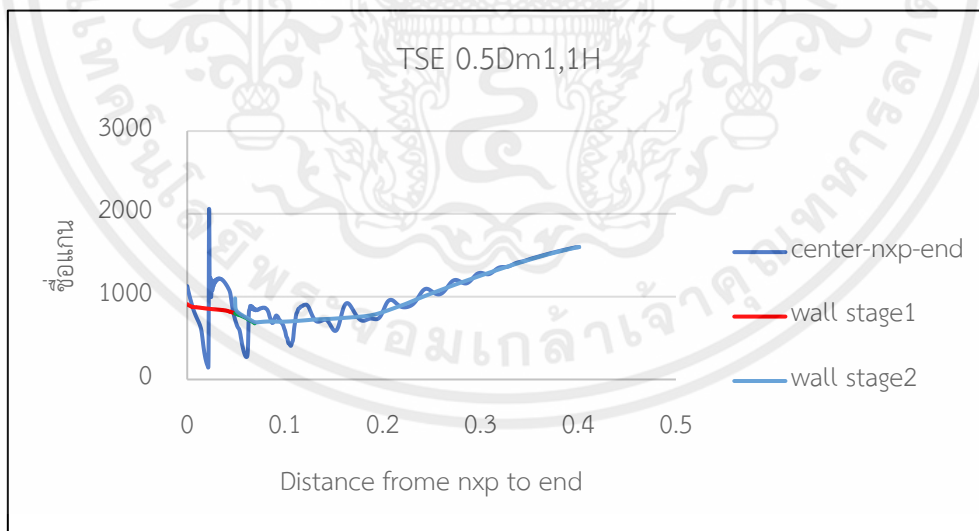
4.2.3 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.5D_{m1}-1H

ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5D_{m1}-1H

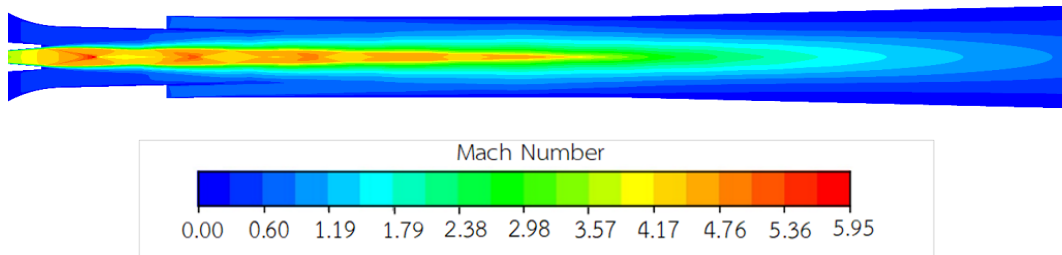
TSE-0.5D _{m1} -1H							
Pressure	1300	1400	1500	1600	1800	2000	2200
Rm	1.3484	1.3467	1.3389	1.3148	1.1397	0.691	0.2021



รูปที่ 4.12 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5D_{m1}-1H



รูปที่ 4.13 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5D_{m1}-1H

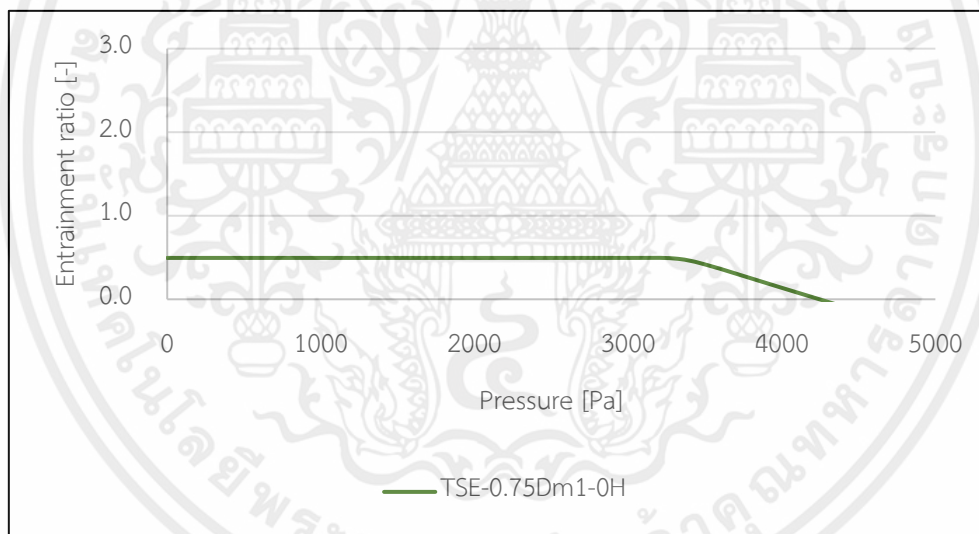


รูปที่ 4.14 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.5D_{m1}-1H

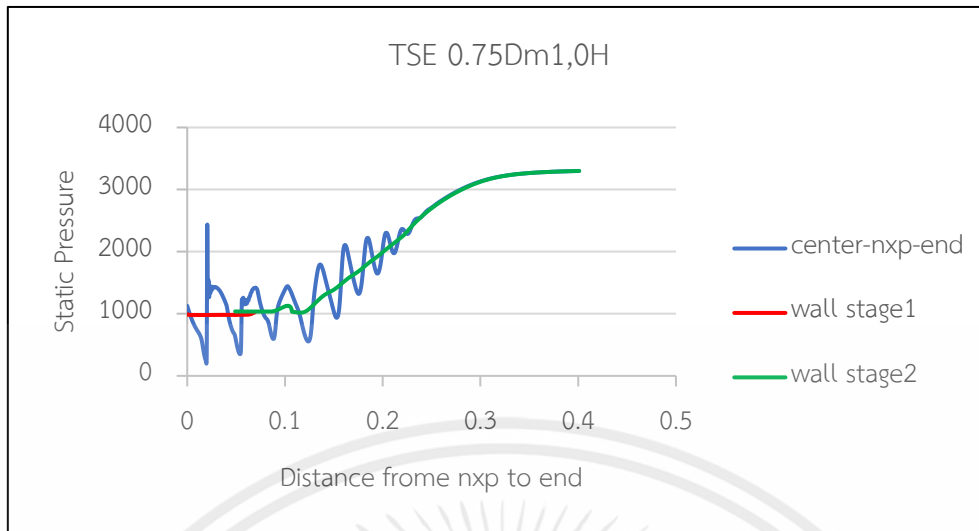
4.2.4 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.75D_{m1}-0H

ตารางที่ 4.4 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.75D_{m1}-0H

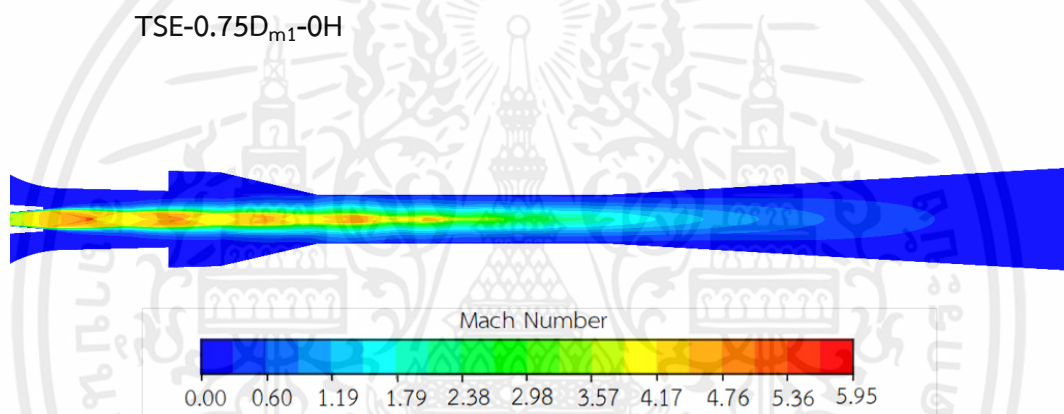
TSE 0.75 0H				
Pressure	2500	3000	3500	4000
Rm	4932.4646	5918.9576	6908.907	8031.4135



รูปที่ 4.15 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.75D_{m1}-0H



รูปที่ 4.16 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ

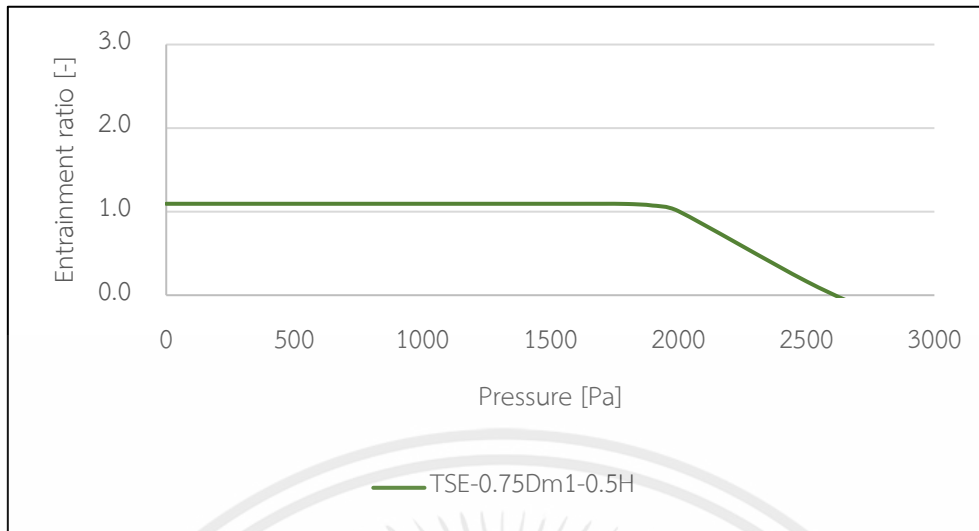


รูปที่ 4.17 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.75D_{m1}-0H

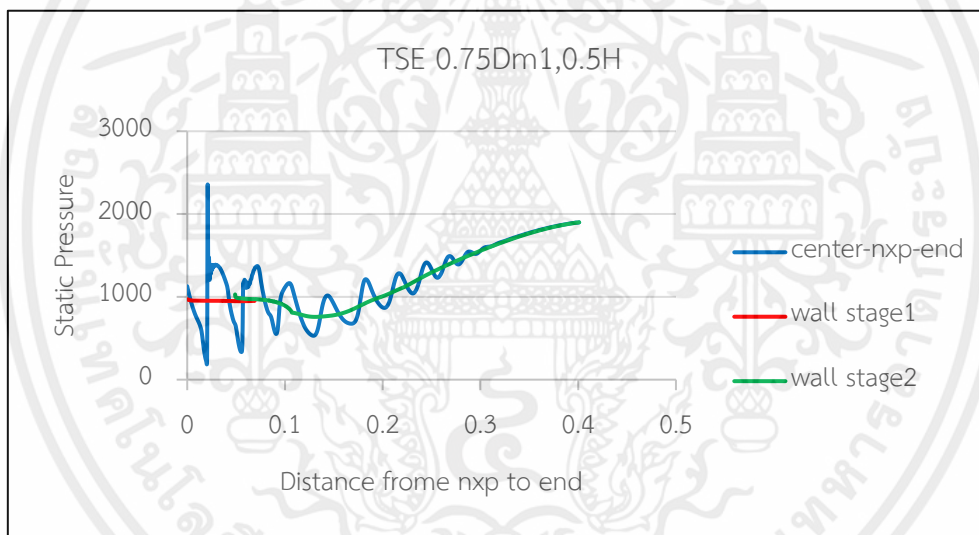
4.2.5 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.75D_{m1}-0.5H

ตารางที่ 4.5 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.75D_{m1}-0.5H

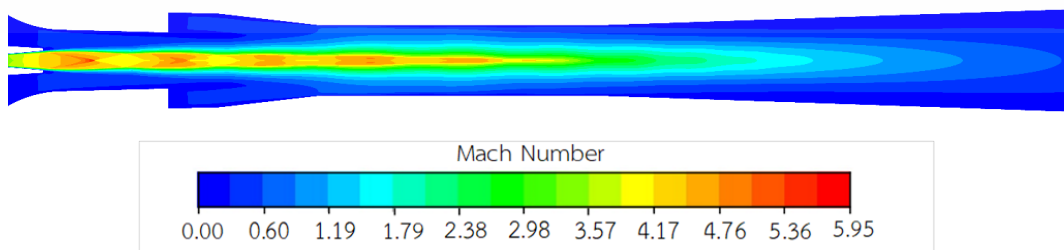
TSE-0.75D _{m1} -0.5H							
Pressure	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2500
Rm	1.0941	1.0941	1.0941	1.092	1.0729	1.0063	0.1662



รูปที่ 4.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.75D_{m1}-0.5H



รูปที่ 4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.75D_{m1}-0.5H



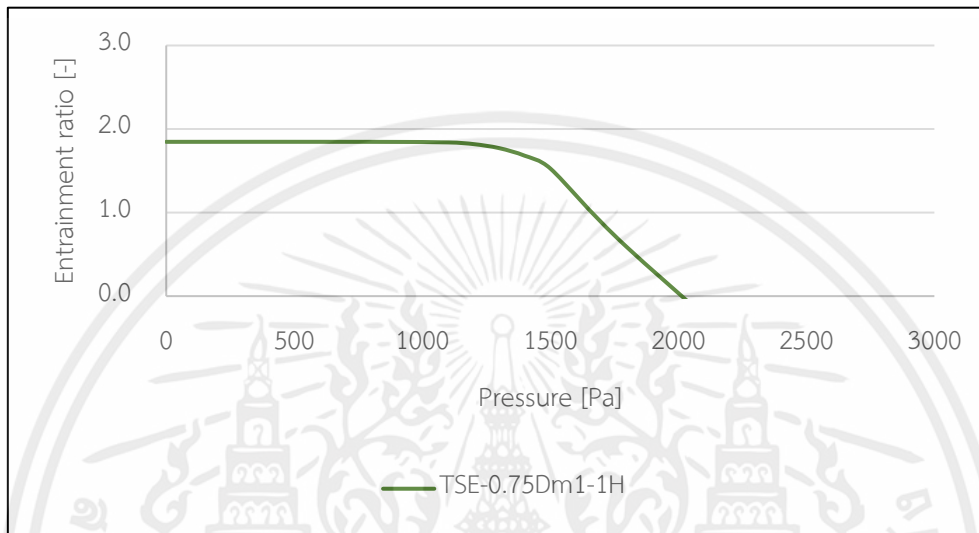
รูปที่ 4.20 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.75D_{m1}-0.5H

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

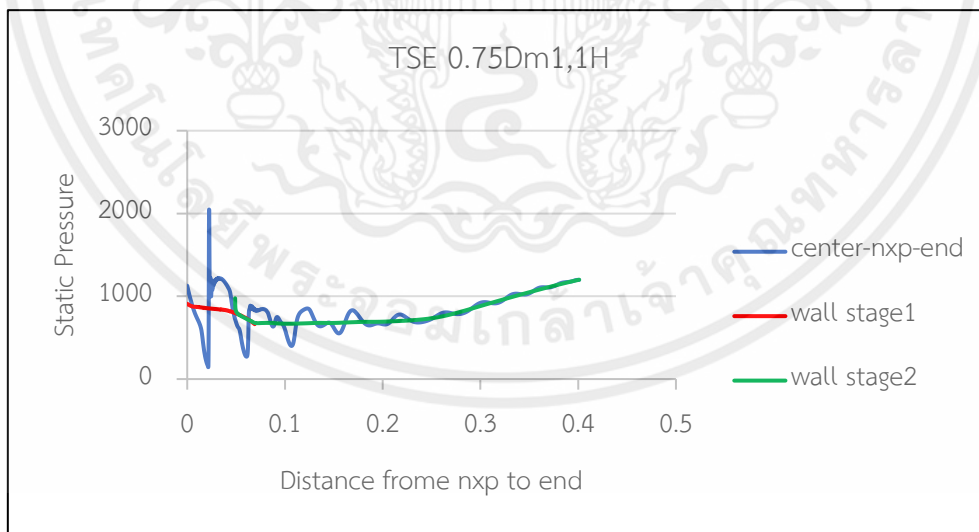
4.2.6 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.75D_{m1}-1H

ตารางที่ 4.6 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.75D_{m1}-1H

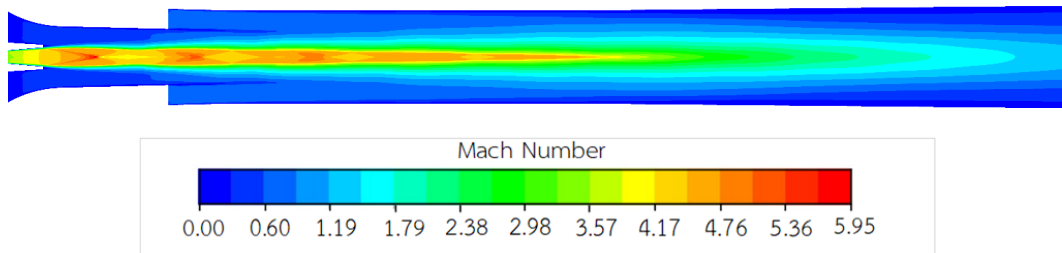
TSE-0.75D _{m1} -1H							
Pressure	800	1100	1200	1300	1400	1500	1800
Rm	1.8466	1.8401	1.8197	1.7712	1.6805	1.5276	0.5835



รูปที่ 4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.75D_{m1}-1H



รูปที่ 4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.75D_{m1}-1H

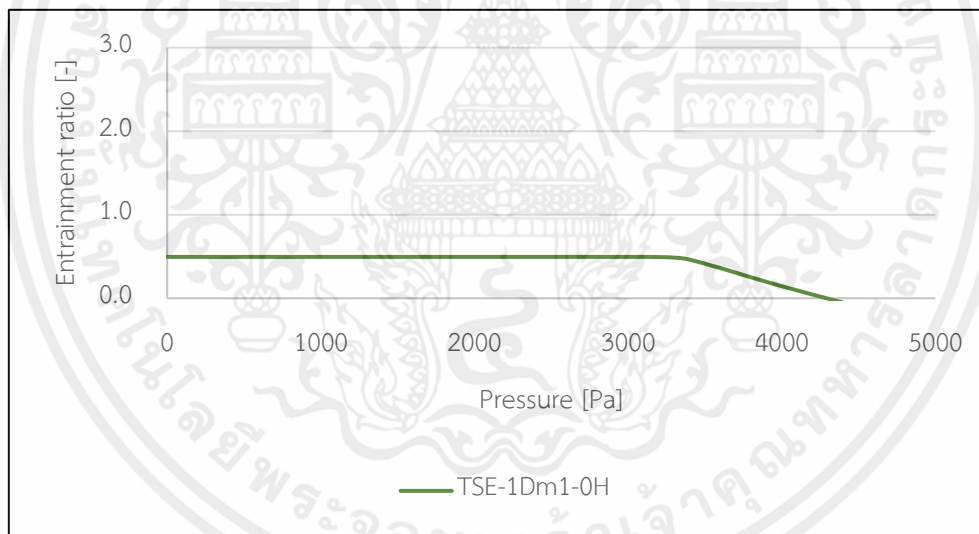


รูปที่ 4.23 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.75D_{m1}-1H

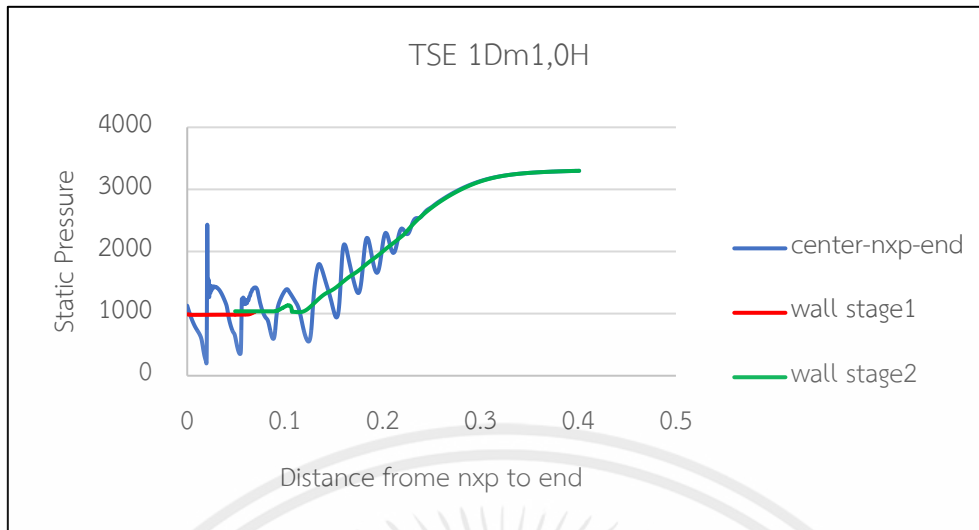
4.2.7 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-1D_{m1}-0H

ตารางที่ 4.7 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-1D_{m1}-0H

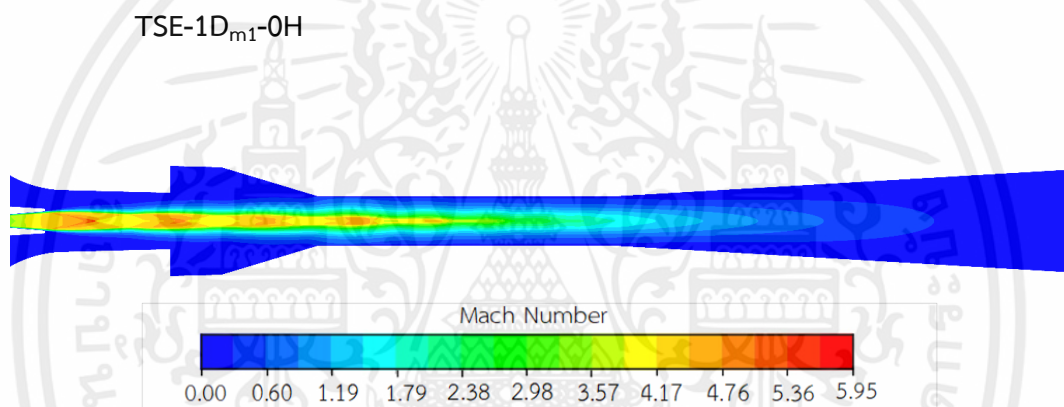
TSE-1D _{m1} -0H							
Pressure	2000	2200	2500	2800	3300	3500	4000
Rm	0.4951	0.4951	0.4951	0.4951	0.487	0.413	0.1441



รูปที่ 4.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-1D_{m1}-0H



รูปที่ 4.25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ

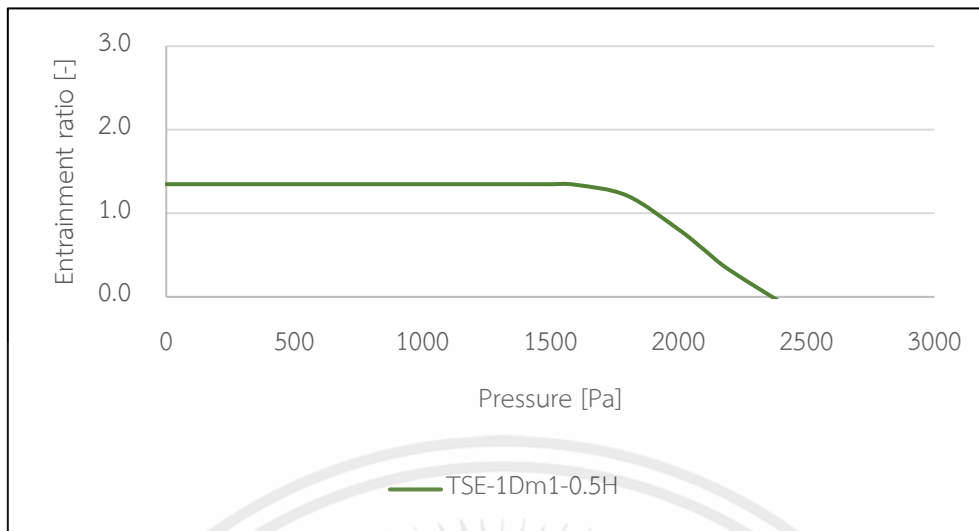


รูปที่ 4.26 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-1D_{m1}-0H

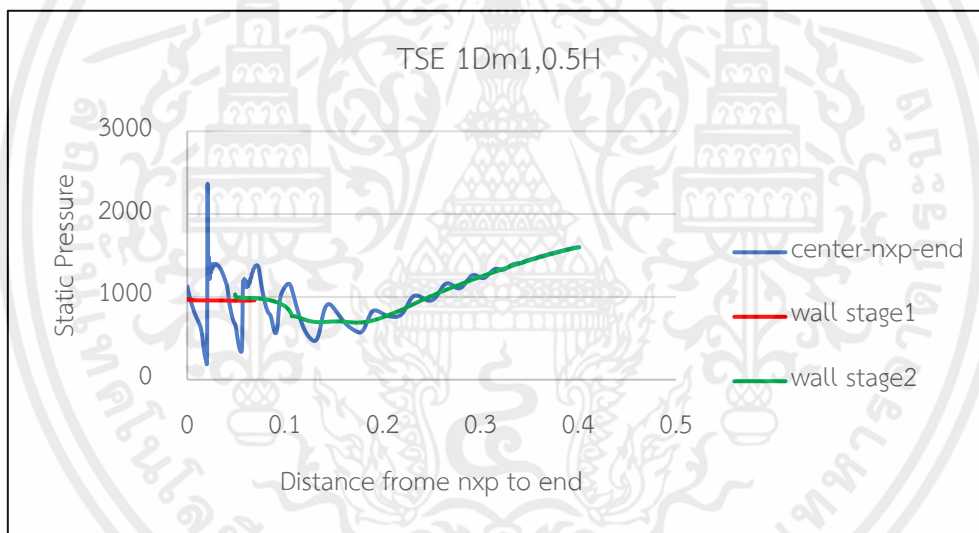
4.2.8 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-1D_{m1}-0.5H

ตารางที่ 4.8 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-1D_{m1}-0.5H

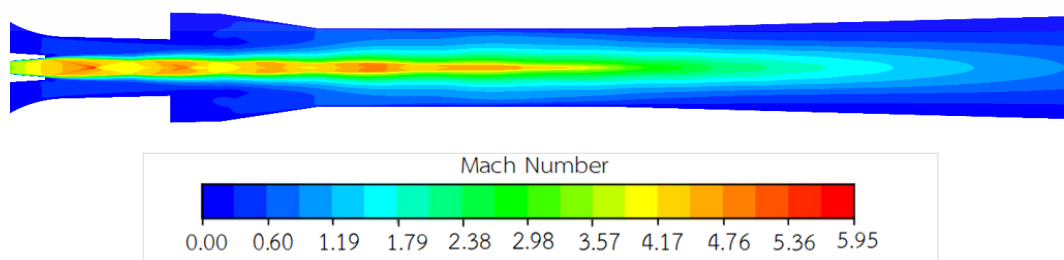
TSE-1D _{m1} -0.5H							
Pressure	1400	1500	1600	1800	2000	2100	2200
Rm	1.3485	1.3479	1.3407	1.2114	0.8084	0.5653	0.3208



รูปที่ 4.27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-1D_{m1}-0.5H



รูปที่4.28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-1D_{m1}-0.5H



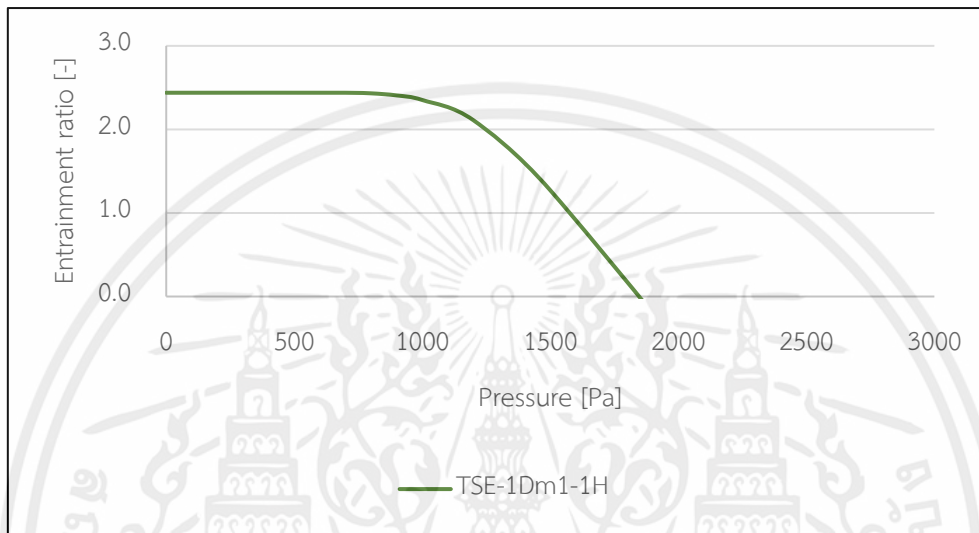
รูปที่4.29 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-1D_{m1}-0.5H

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

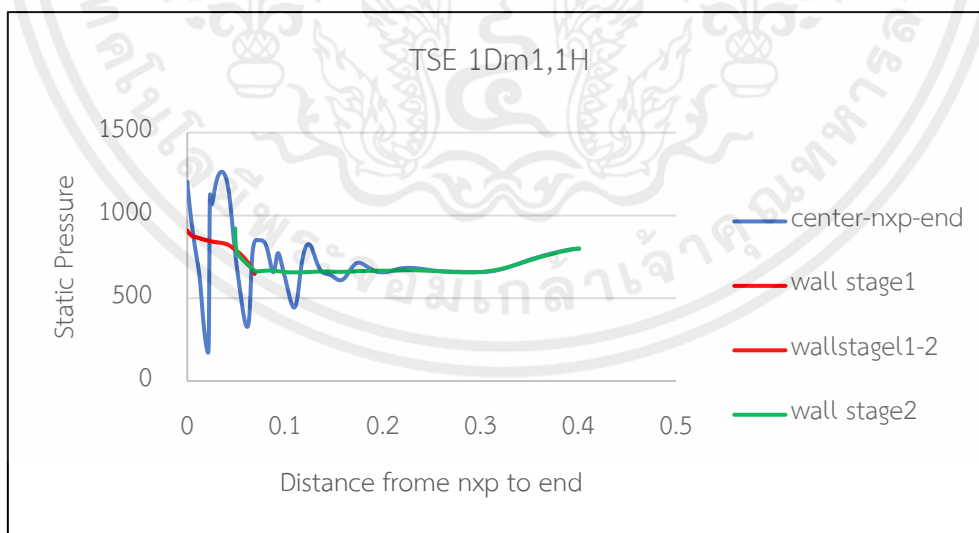
4.2.9 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-1D_{m1}-1H

ตารางที่ 4.9 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-1D_{m1}-1H

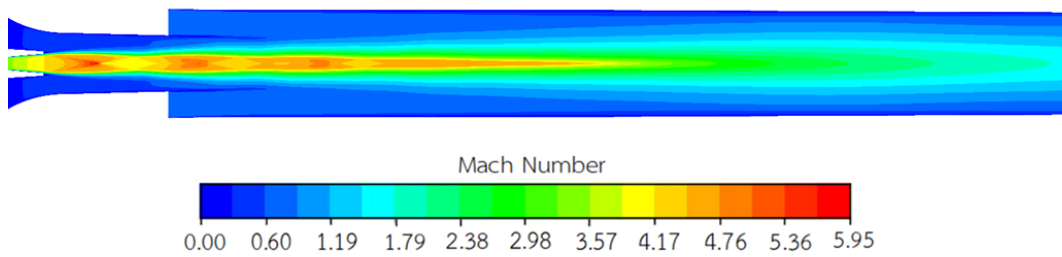
TSE-1D _{m1} -1H						
Pressure	700	800	900	1000	1200	1500
Rm	2.4388	2.4316	2.4068	2.3519	2.1088	1.2711



รูปที่ 4.30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-1D_{m1}-1H



รูปที่ 4.31 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-1D_{m1}-1H

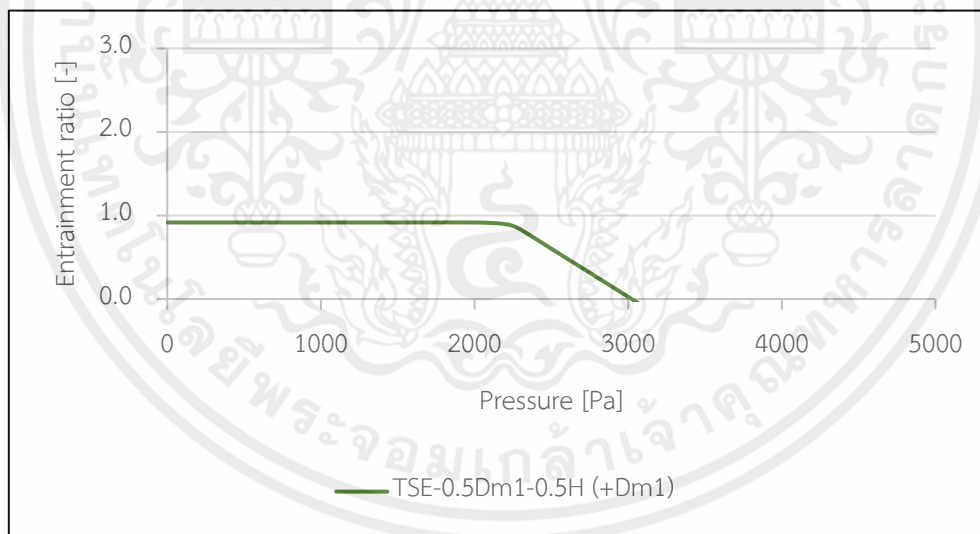


รูปที่ 4.32 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-1D_{m1}-1H

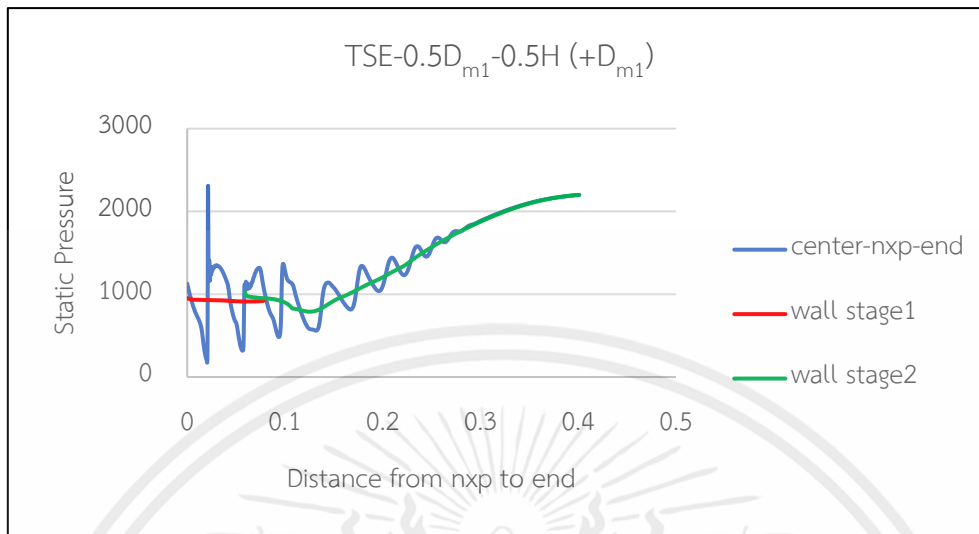
4.2.10 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.5D_{m1}-0.5H (+D_{m1})

ตารางที่ 4.10 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (+D_{m1})

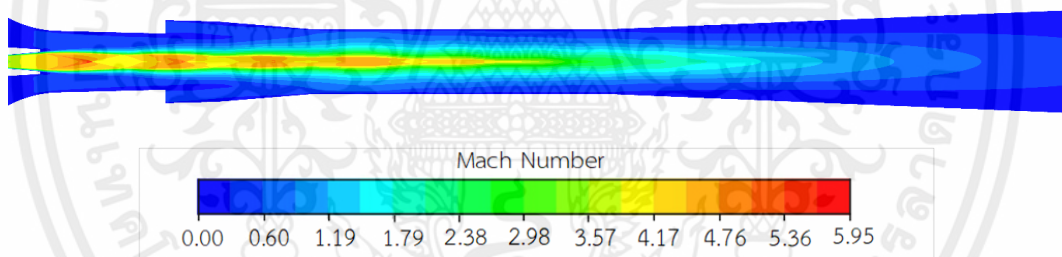
TSE-0.5D _{m1} -0.5H (+D _{m1})					
Pressure	1500	2000	2200	2300	2500
Rm	0.9165	0.9165	0.8962	0.8326	0.6026



รูปที่ 4.33 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (+D_{m1})



รูปที่ 4.34 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (+D_{m1})

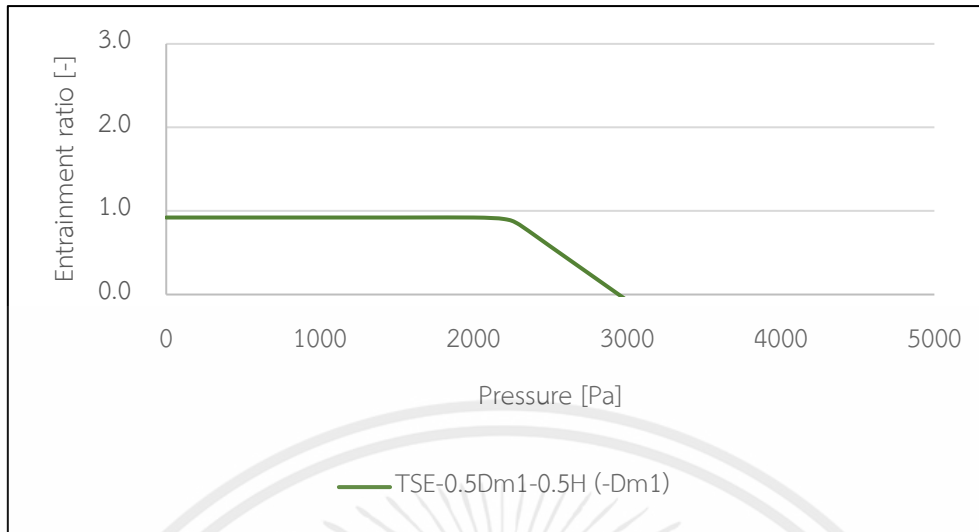


รูปที่ 4.35 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (+D_{m1})

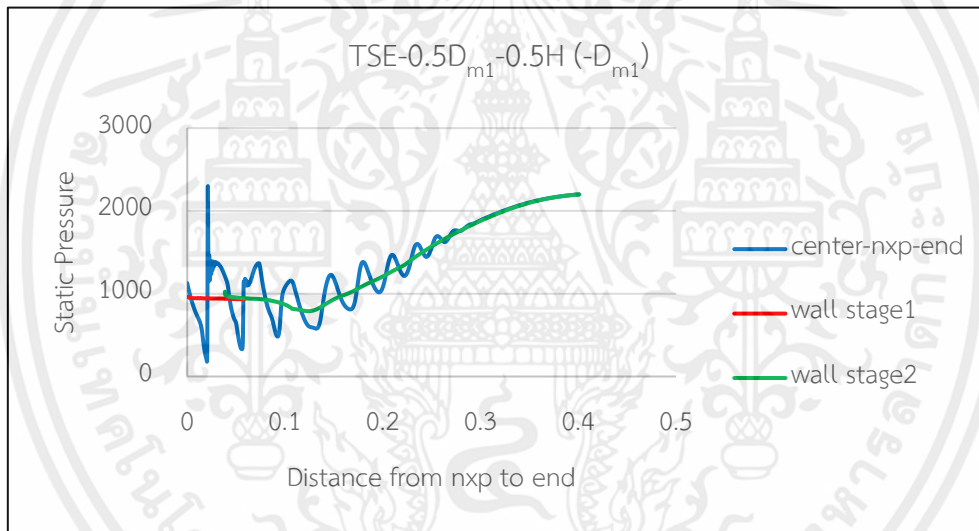
4.2.11 ผลลัพธ์การจำลองของโมเดล TSE-0.5D_{m1}-0.5H (-D_{m1})

ตารางที่ 4.11 ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (-D_{m1})

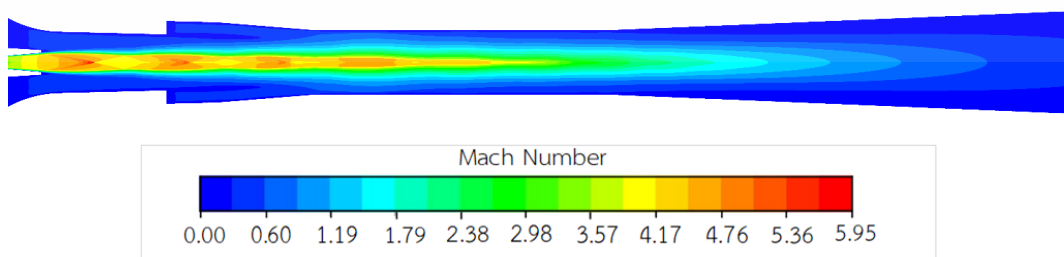
TSE-0.5D _{m1} -0.5H (-D _{m1})					
Pressure	1500	2000	2200	2300	2500
Rm	0.9218	0.9218	0.9032	0.8353	0.5764



รูปที่ 4.36 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure ของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (-D_{m1})



รูปที่ 4.37 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit ของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (-D_{m1})



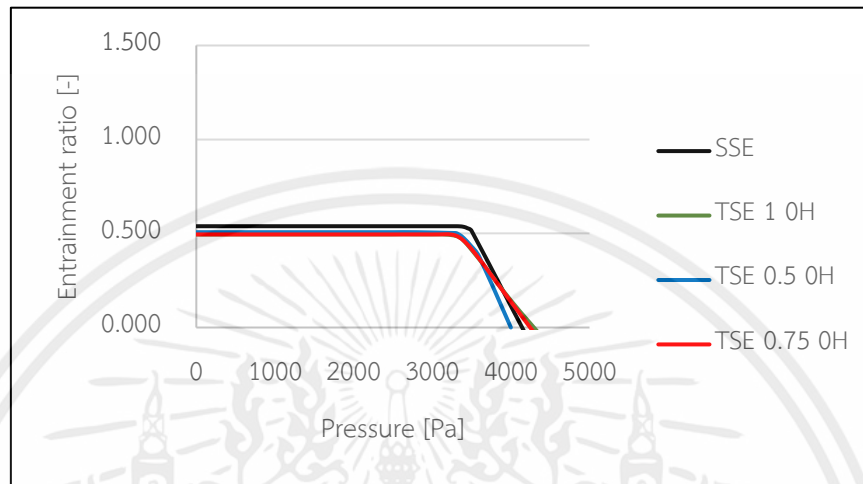
รูปที่ 4.38 คอนทัวร์เลขมัคของ TSE-0.5D_{m1}-0.5H (-D_{m1})

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

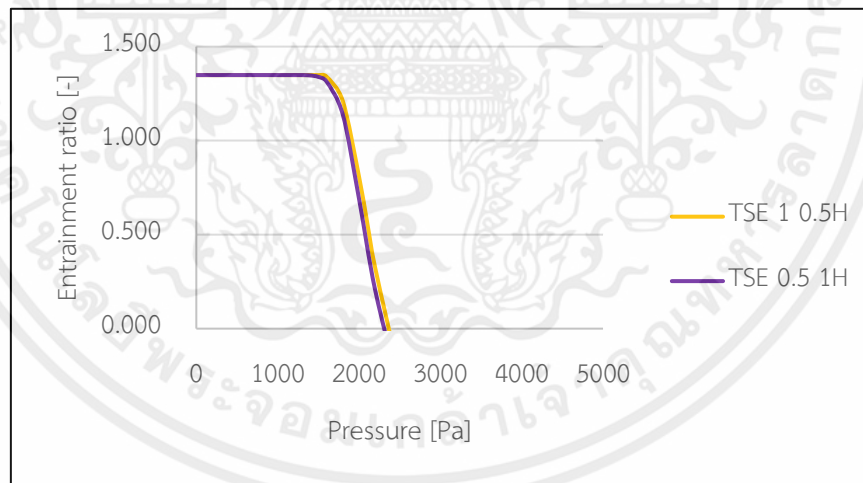
4.3 เปรียบเทียบและอภิปรายผลลัพธ์ของการจำลอง

4.3.1 เปรียบเทียบผลลัพธ์ของการเปลี่ยนขนาด Secondary inlet 2 (D22)

เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure



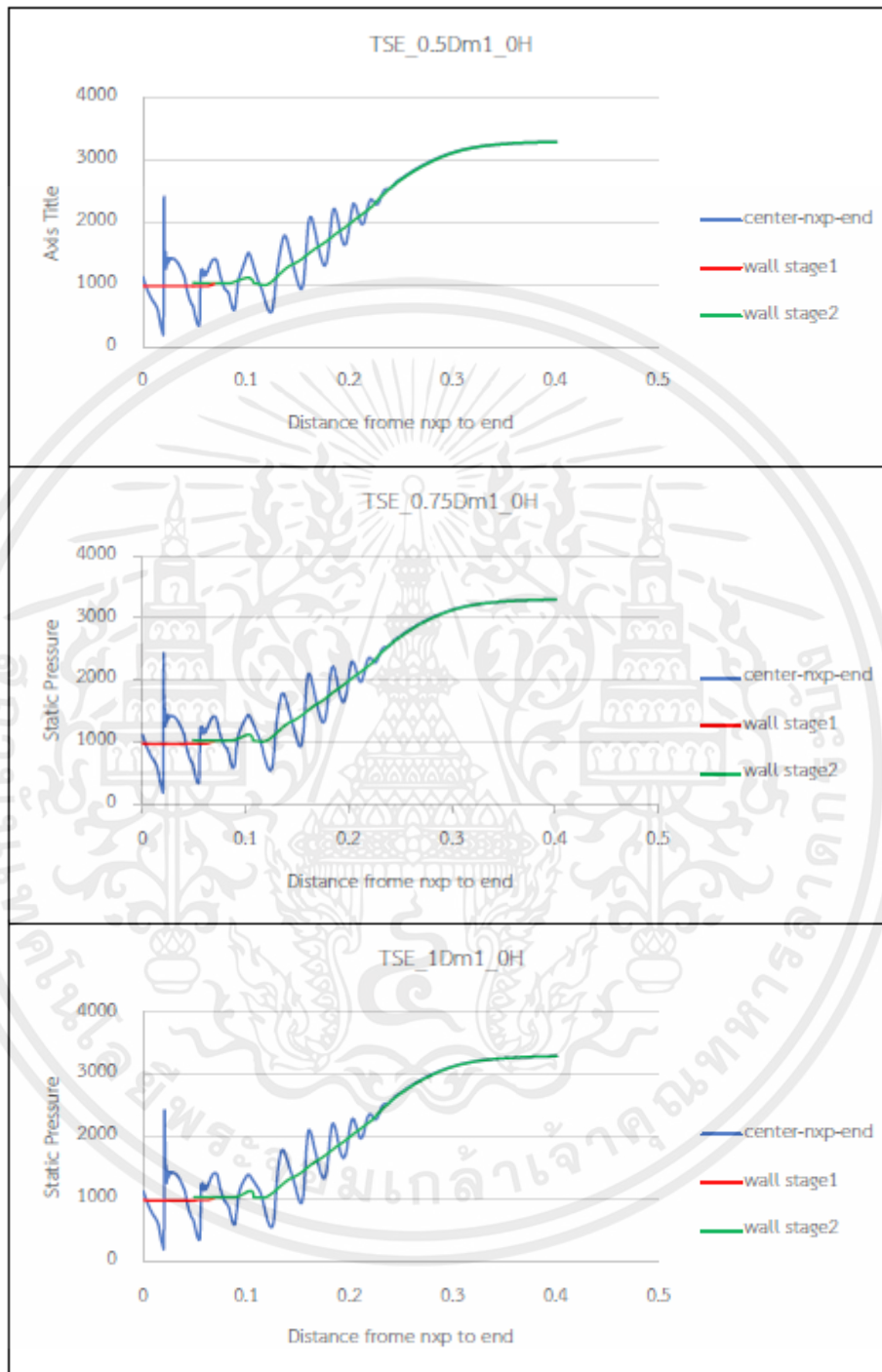
รูปที่ 4.39 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของการเปลี่ยนขนาดของ secondary inlet 2



รูปที่ 4.40 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของการเปลี่ยนขนาดของ secondary inlet 2 โดยที่ขนาดของ Ejector throat เพิ่มขึ้นเท่ากัน

จากรูป 4.39 และ 4.40 พบว่าเมื่อเปรียบเทียบกรณีที่เปลี่ยนขนาด Secondary inlet 2 แต่ส่วนอื่นๆ มีขนาดเท่ากัน พบว่าไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญของ Entrainment ratio และ Critical back pressure ของทุกกรณี

เปรียบเทียบกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit



รูปที่ 4.41 เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit เมื่อเพิ่มขนาดของ secondary inlet 2

จากรูปที่ 4.41 พบว่า static pressure ที่ center line ในช่วงแรกจะมีการแกว่งที่มาก เนื่องจากความเร็วของของไหลหลังจากปาก nozzle มีค่ามากทำให้เกิดคลื่นกระแทกเมื่อ

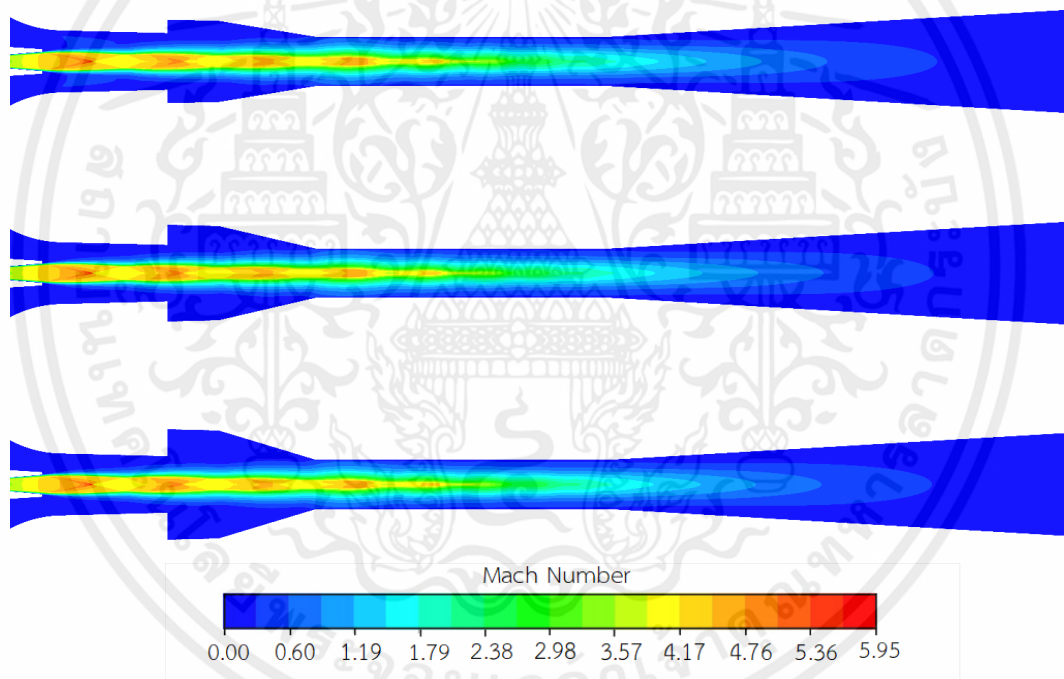
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลไหลผ่านคลื่นกระแทกส่งผลให้ความเร็วลดลงและความดันเพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่อความเร็วลดลงจึงทำให้ความแข็งแรงของคลื่นกระแทกลดลง กราฟของ static pressure จึงแกว่งน้อยลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อเข้าใกล้ปากทางออกของ Ejector จนเข้าสู่สมดุล ซึ่งจะมีความดันเท่ากันในทุกจุด

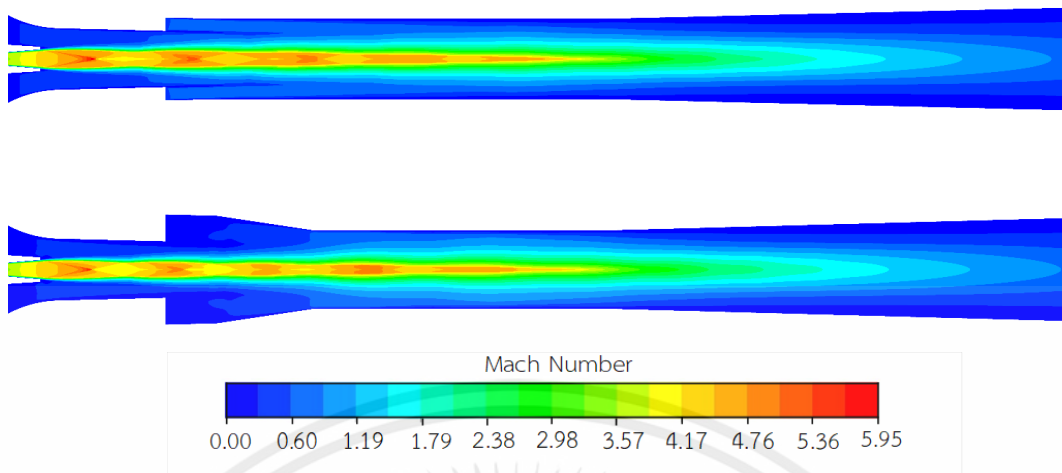
จากรูปที่ 4.41 พบว่า static pressure ที่ผนังเป็นความดันของ secondary fluid ซึ่งมีค่าน้อยและจะถูกเพิ่ม static pressure เนื่องจากบริเวณที่ของไหลผสมกันเกิดการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกันส่งผลให้ static pressure ของ secondary fluid และ primary fluid มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องจนมี static pressure เท่ากัน

สรุปผลจากการเปรียบเทียบโมเดลที่ขนาดของ secondary inlet 2 แตกต่างกันแต่ขนาดของ Ejector ในส่วนอื่น ๆ มีขนาดเท่ากันผลปรากฏว่ากราฟของ static pressure เหมือนกัน

เปรียบเทียบคอนทัวร์เลขมัค



รูปที่ 4.42 TSE0.5-Dm1-0H , TSE-0.75Dm1-0H และ TSE-1Dm1-0H



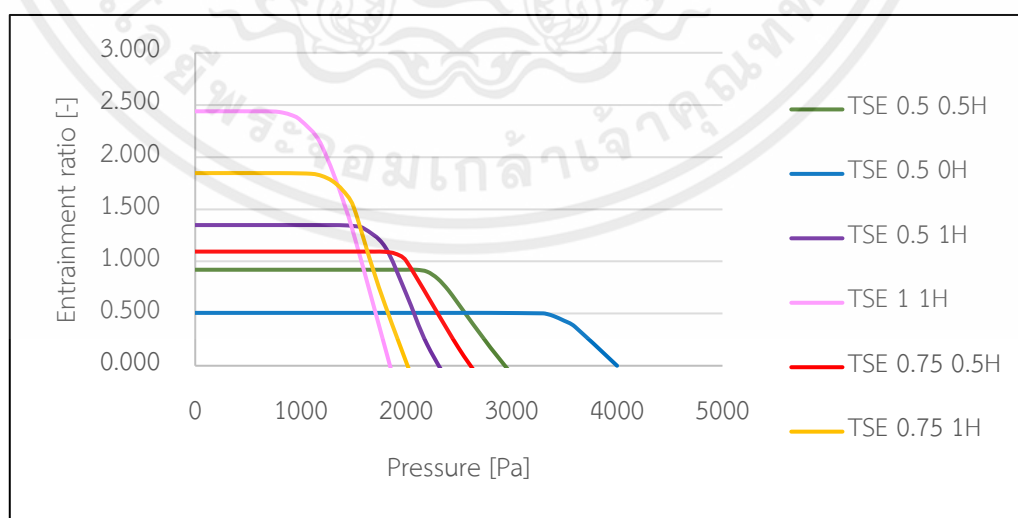
รูปที่ 4.43 TSE-0.5Dm1-1H และ TSE-1Dm1-0.5H

ช่วงปากทางออก Nozzle ของไหลมีความเร็วเหนือเสียง เลขมัคมีค่าสูง ความดันของไหลบริเวณทางออกของ Nozzle มากกว่าความดันภายใน Ejector เป็นการไหลใน Underexpanded nozzle ของไหลจึงเกิดคลื่นกระแทกเฉียงส่งผลให้เลขมัคของไหลลดลงเมื่อไหลผ่านคลื่นกระแทก ดังนั้นเมื่อคลื่นกระแทกเฉียงอ่อนแอกว่าการไหลแบบซูเปอร์โซนิกจะทำให้เกิดคลื่นต่อไปเรื่อย ๆ จนกว่าคลื่นกระแทกเฉียงจะมีความแข็งแรงกว่าการไหลแบบซูเปอร์โซนิกถึงจะทำให้การไหลการเป็นแบบซับโซนิก

สรุปผลจากการเปรียบเทียบโมเดลที่ขนาดของ secondary inlet 2 แตกต่างกันแต่ละขนาดของ Ejector ในส่วนอื่น ๆ มีขนาดเท่ากันผลปรากฏว่า contour mach number เหมือนกัน

4.3.2 เปรียบเทียบผลลัพธ์ของการเปลี่ยนขนาด Ejector throat ($Dm2$)

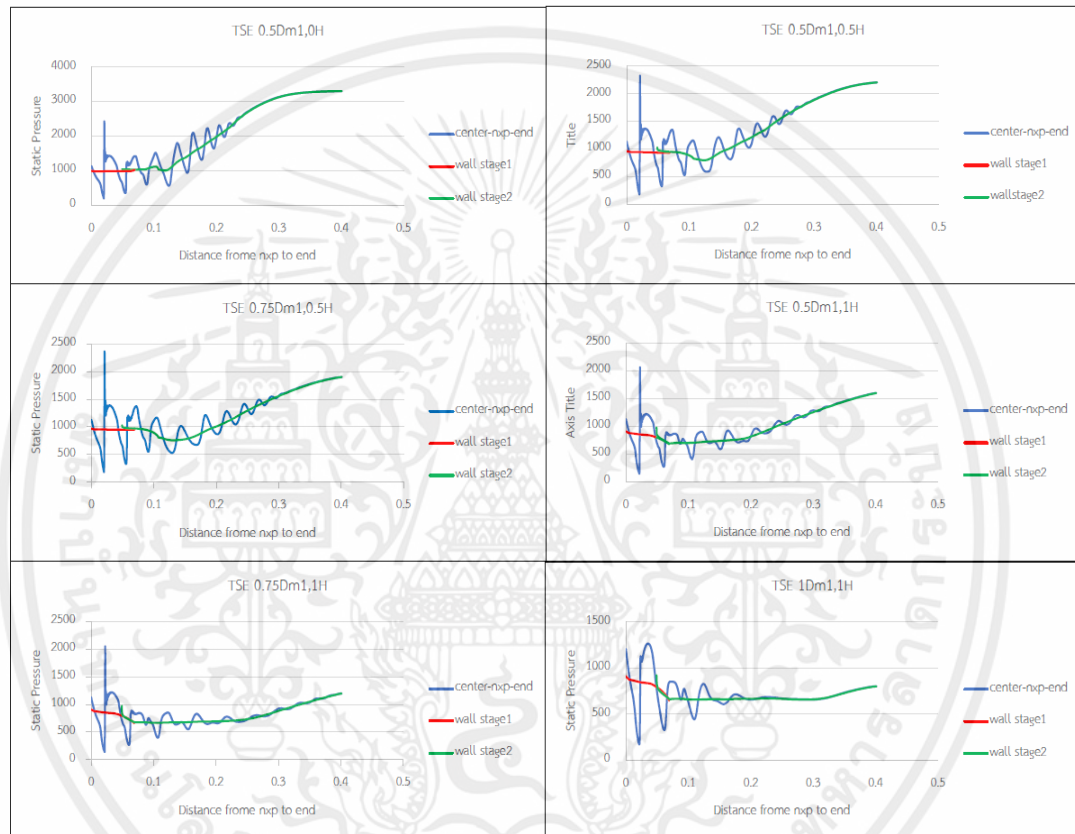
เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure



รูปที่ 4.44 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure เมื่อเพิ่มขนาดของ Ejector throat

จากหัวข้อที่ 4.3.1 เมื่อเปลี่ยนขนาดของ Secondary inlet 2 พบว่าจะไม่มีการเปลี่ยนแปลงของ Entrainment ratio และ Critical back pressure เราจึงสามารถนำโมเดลที่มีขนาดของ Secondary inlet 2 แตกต่างกันมาเปรียบเทียบผลได้ จากรูปที่ 4.44 นำเอาโมเดล Ejector ที่มีขนาด Ejector throat แตกต่างกันทั้งหมดมาเปรียบเทียบผลที่ได้ พบว่าเมื่อ Ejector throat มีขนาดเพิ่มขึ้น Entrainment ratio เพิ่มขึ้น แต่ Critical back pressure ลดลง

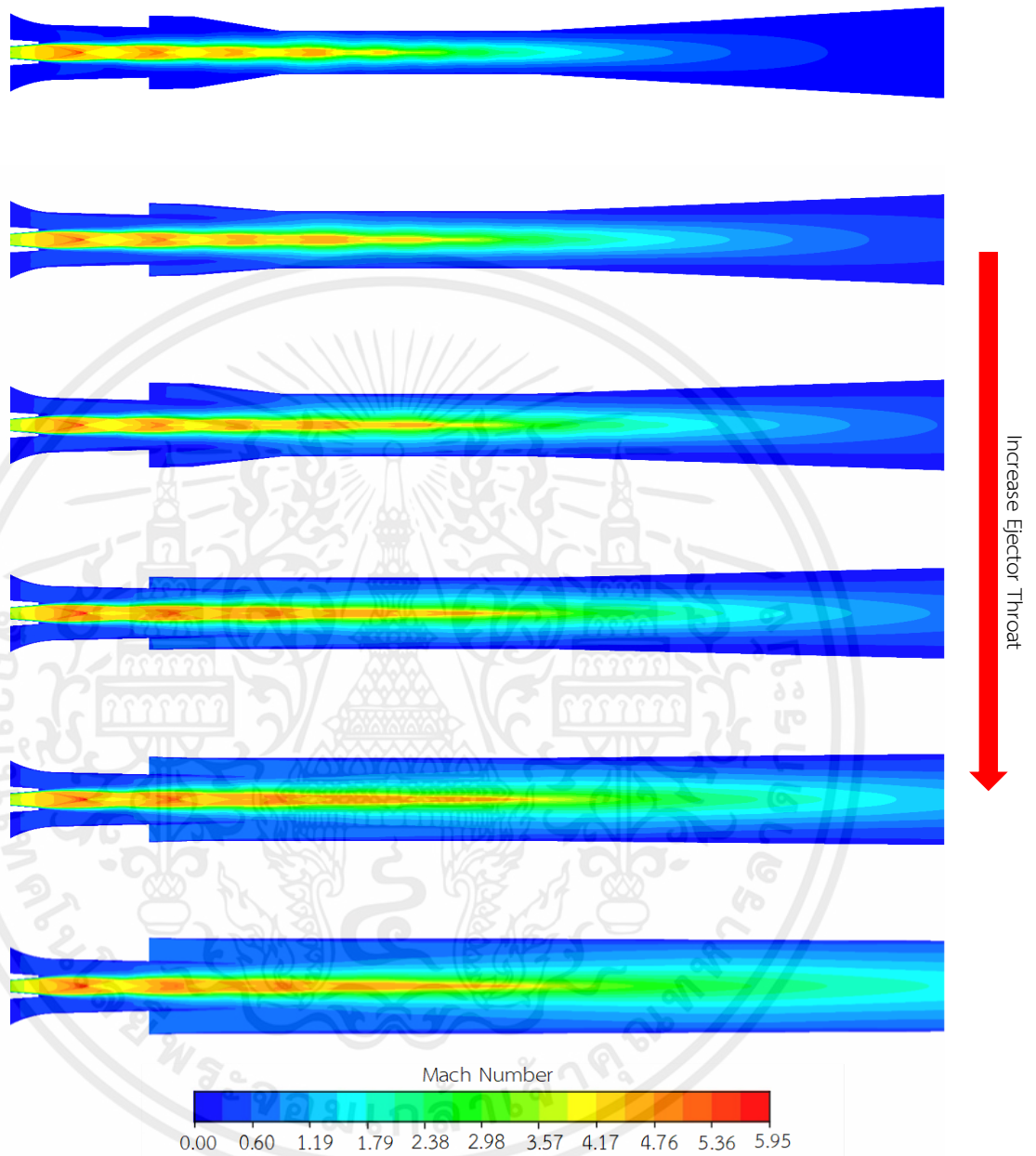
เปรียบเทียบกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit



รูปที่ 4.45 เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit เมื่อเพิ่มขนาดของ ejector throat

เมื่อพิจารณาจากรูป 4.45 พบว่าเมื่อขนาด Ejector throat เพิ่มขึ้น Static pressure ที่ทางออกของ Ejector มีค่าลดลง และพบว่า Static pressure ที่ centerline มีการแกว่งในช่วงที่น้อยลง

เปรียบเทียบคอนทัวร์เลขมัค



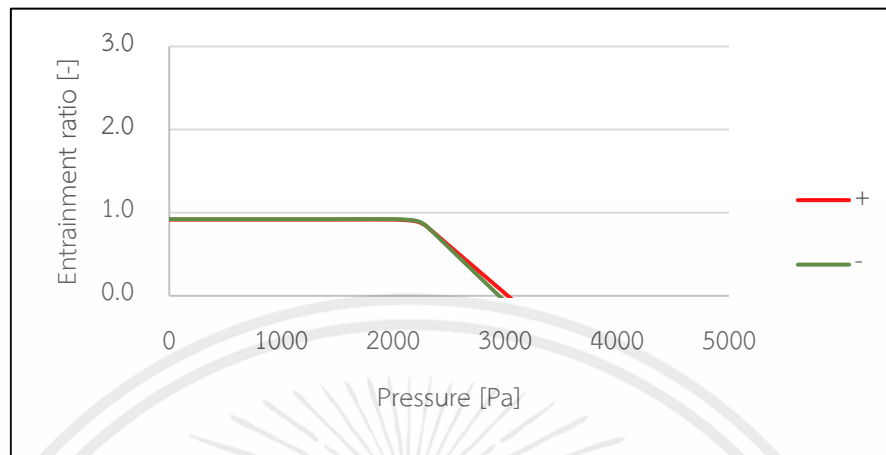
รูปที่ 4.46 ภาพคอนทัวร์เลขมัค เมื่อขนาดของ Ejector throat เพิ่มขึ้น

เมื่อเพิ่มขนาด Ejector throat จากรูปที่ 4.46 พบว่า static pressure บริเวณปากทางออก Ejector มีค่าลดลงจึงส่งผลให้ jet core เคลื่อนที่ไปได้ไกลขึ้นดังรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

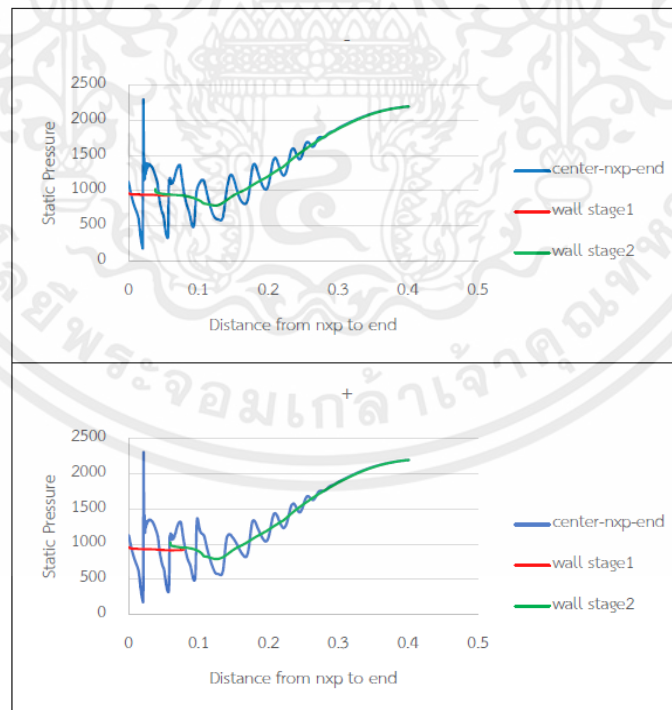
4.3.3 เปรียบเทียบผลลัพธ์ของการเปลี่ยนระยะ L_{22}

เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Outlet pressure



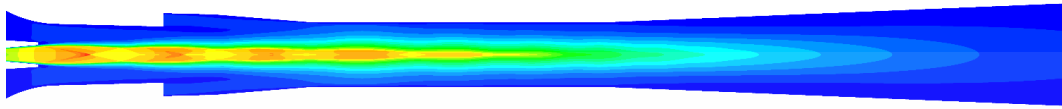
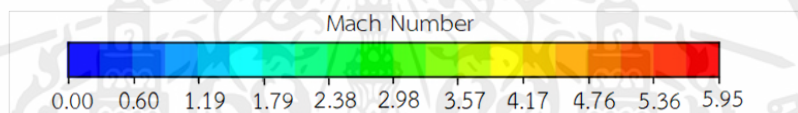
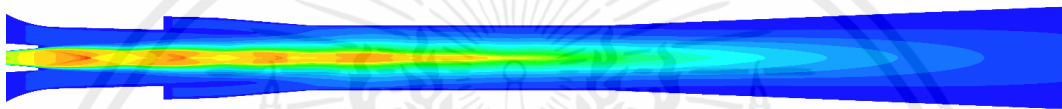
รูปที่ 4.47 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio กับ Critical back pressure ของการเปลี่ยนระยะทางเข้า L_{22}

จากรูป 4.47 พบว่าเมื่อเปรียบเทียบโมเดลกรณี que เปลี่ยนระยะทางเข้า L_{22} แต่ส่วนอื่น ๆ มีขนาดเท่ากัน พบว่าไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญของ Entrainment ratio และ Critical back pressure



รูปที่ 4.48 เปรียบเทียบกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Static pressure กับ ระยะจาก Nozzle exit เมื่อเปลี่ยนระยะทางเข้า L_{22}

จากการเปรียบเทียบโมเดลกรณี que เปลี่ยนระยะทางเข้า L_{22} แต่ขนาดของ Ejector ในส่วนอื่น ๆ มีขนาดเท่ากัน ผลปรากฏว่ากราฟของ static pressure เหมือนกัน

TSE-0.5D_{m1}-0.5H (+D_{m1})TSE-0.5D_{m1}-0.5H (-D_{m1})รูปที่ 4.49 ภาพคอนทัวร์เลขมัคของการเปลี่ยนระยะทางเข้า L_{22}

จากการเปรียบเทียบโมเดลกรณี que เปลี่ยนระยะทางเข้า L_{22} แต่ขนาดของ Ejector ในส่วนอื่น ๆ มีขนาดเท่ากัน ผลปรากฏว่า contour Mach number เหมือนกัน

4.4 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของ Ejector

ตารางที่ 4.12 Ejector Efficiency ของแต่ละโมเดล

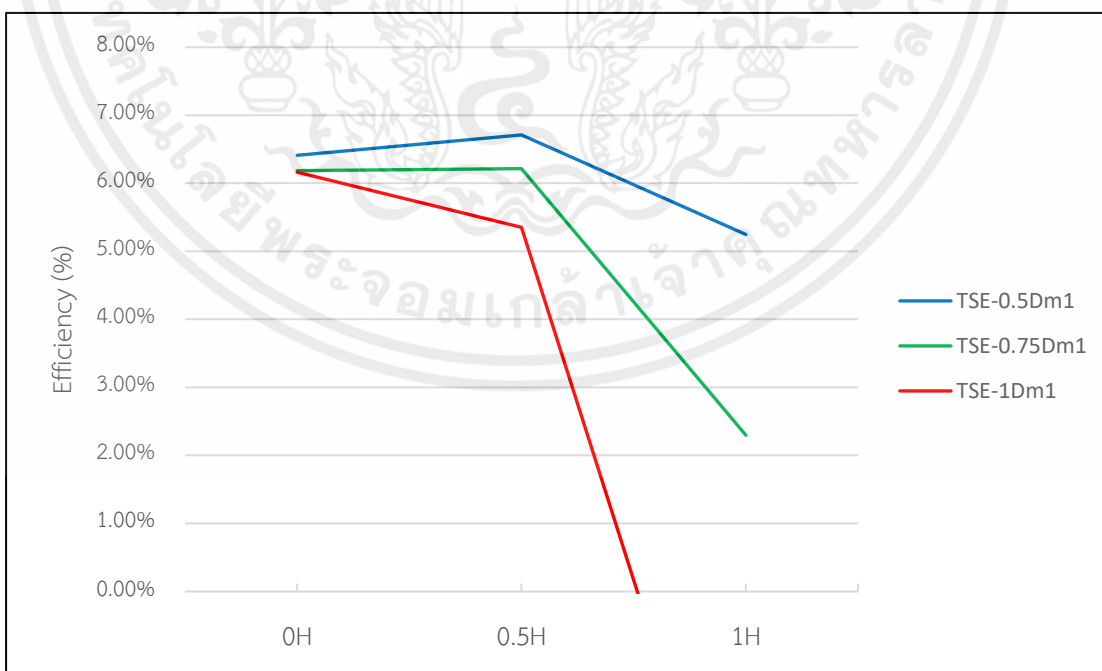
Model	Ejector Efficiency (%)
TSE-0.5D _{m1} -0H	6.41%
TSE-0.5D _{m1} -0.5H	6.71%
TSE-0.5D _{m1} -1H	5.25%
TSE-0.75D _{m1} -0H	6.18%
TSE-0.75D _{m1} -0.5H	6.22%
TSE-0.75D _{m1} -1H	2.30%
TSE-1D _{m1} -0H	6.16%
TSE-1D _{m1} -0.5	5.35%
TSE-1D _{m1} -1H	-5.02%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.13 ค่า Ejector Efficiency เรียงตามขนาดของ Ejector Throat

Model	Ejector Efficiency (%)	Ejector Throat (mm)
TSE-0.5D _{m1} -0H	6.41%	+0
TSE-0.75D _{m1} -0H	6.22%	
TSE-1D _{m1} -0H	6.16%	
TSE-0.5D _{m1} -0.5H	6.71%	+2.5
TSE-0.75D _{m1} -0.5H	6.22%	+4
TSE-0.5D _{m1} -1H	5.25%	+5
TSE-1D _{m1} -0.5	5.35%	
TSE-0.75D _{m1} -1H	2.30%	+8
TSE-1D _{m1} -1H	-5.0.2%	+10

จากตารางที่ 4.13 จะเห็นว่าโมเดล TSE-0.5D_{m1}-0.5H ที่เพิ่มขนาด ejector throat 2.5 มิลลิเมตร มี efficiency มากที่สุด เมื่อเพิ่มขนาด ejector throat มากกว่า 2.5 มิลลิเมตร ส่งผลให้ efficiency ลดลงอย่างต่อเนื่องจนติดลบเมื่อเพิ่มขนาด ejector throat 10 มิลลิเมตร และเมื่อการเพิ่มขนาด ejector throat เท่ากันแต่ขนาดของทางเข้าของของไหลรองต่างกันแล้ว สังเกตได้ว่าขนาดทางเข้าของของไหลรองจะส่งผลต่อ efficiency น้อยกว่า ขนาดของ ejector throat



รูปที่ 4.50 กราฟ ejector efficiency ของแต่ละโมเดล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 4.50 รูปทรงของ TSE-0.5D_{m1} กับ TSE-0.75D_{m1} (secondary inlet 2) เมื่อเพิ่มขนาดของ throat จะทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจนถึงจุดนิ่งและลดลงเมื่อเพิ่มขนาดของ ejector throat ต่อไป แต่รูปทรงของ TSE-1D_{m1} เมื่อเพิ่มขนาดของ ejector throat ส่งผลให้ประสิทธิภาพลดลง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการจำลอง 2 มิติของ two stage ejector ผ่านการจำลองด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) โดยสร้างโมเดลแบบจำลองโดยเพิ่มทางเข้าของ secondary fluid เข้าไปตรงช่วง mixing chamber และสร้างพารามิเตอร์เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบประสิทธิภาพประกอบด้วย 1. ขนาดของ secondary inlet 2 (D_{22}) 2. ขนาดของ ejector throat (D_{m2}) 3. ระยะทางเข้า L_{22} จากนั้นกำหนดสภาวะการจำลองที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ (T_{boiler}) มีค่าเท่ากับ 130 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิเครื่องระเหย ($T_{evaporator}$) มีค่าเท่ากับ 7.5 องศาเซลเซียส

โมเดลที่มี secondary inlet 2 แตกต่างกันแต่ส่วนอื่น ๆ มีขนาดเท่ากันพบว่าขนาดของ secondary inlet 2 ไม่มีผลต่อ entrainment ratio, critical back pressure และ contour mach number เมื่อผลลัพธ์ที่ได้ไม่มีความแตกต่างกันเราจึงสามารถนำโมเดลที่มี secondary inlet 2 แตกต่างและขนาด ejector throat แตกต่างมาเปรียบเทียบกันได้ ผลลัพธ์จากการเปรียบเทียบขนาดของ ejector throat ที่แตกต่างกันพบว่าเมื่อ ejector throat มีขนาดเพิ่มขึ้น entrainment ratio เพิ่มขึ้น แต่ critical back pressure ลดลง

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของ ejector ขนาดของ ejector throat มีผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพของ ejector โดยจะมีจุดหนึ่งที่เมื่อเพิ่ม ejector throat จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของ ejector ได้แต่เมื่อเพิ่มขนาดเกินจุดนั้นไปแล้วจะทำให้ประสิทธิภาพลดลง โดยโมเดลของ two stage ejector ที่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุดคือ TSE_0.5 D_{m1} _0.5H โดยมีค่าเท่ากับ 6.71% จากนั้นนำโมเดลนี้มาศึกษา ระยะทางเข้า L_{22} โดยทำการเพิ่มและลดด้วยระยะที่เท่ากันพบว่า entrainment ratio และ critical back pressure ไม่แตกต่างกัน

การเปรียบเทียบของ TSE_0.5 D_{m1} _0.5H กับ single stage ejector (SSE) พบว่าประสิทธิภาพลดลงร้อยละ 3 Entrainment ratio เพิ่มขึ้นร้อยละ 67.5 และ critical back pressure ลดลงร้อยละ 34.3

5.2 ข้อเสนอแนะ

เพิ่มการจำลองการเปลี่ยนแปลงขนาดของ ejector throat เพราะจากผลการจำลองทั้งหมดพบว่าพารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของ ejector มากที่สุดก็คือ ejector throat

เอกสารอ้างอิง

- [1] N. Ruangtrakoon et al 2011, CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle, Sirindhorn International Institute of Technology.
- [2] N. Ruangtrakoon et al 2010, Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance, Sirindhorn International Institute of Technology.
- [3] N. Suvarnakuta et al 2020, Performance analysis of a two-stage ejector in an ejector refrigeration system using computational fluid dynamics, Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University.
- [4] Fanshi Kong, H.D. Kim 2015, Optimization study of a two-stage ejector–diffuser system, a School of Mechanical Engineering, Andong National University.
- [5] YUNUS A. CENGEL and MICHAEL A. BOLES. Thermodynamics An Engineering Approach. 8th Edition. New York : McGraw-Hill. Inc.2015.
- [6] H. K. VERSTEEG and W.MALALASEKERA. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method.Harlow: Longman Group Ltd. 1995
- [7] jousefm 2018, What is y^+ (yplus)?, SimScale CAE Forum, viewed 27 November 2018, <<https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-yplus/82394>>
- [8] T. Thongtip et al 2021, Performance improvement of ejector refrigerator–based water chiller working with different mixing chamber profiles, Department of Teacher Training in Mechanical Engineering, King Mongkut’s University of Technology North Bangkok.