

การออกแบบชุดการทดลองอีเจ็คเตอร์เพื่อสร้างสภาวะสุญญากาศ

DESIGN OF AN EJECTOR EXPERIMENT TO CREAT VACUUM CONDITIONS.



ญาณิศาส์ สีมาน

ธันท์ จุ้ยป้อม

ศิรินทร์ ตันติไพบูลย์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ปีการศึกษา 2566

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบชุดการทดลองอีเจ็คเตอร์เพื่อสร้างสภาวะสุญญากาศ

DESIGN OF AN EJECTOR EXPERIMENT TO CREAT VACUUM CONDITIONS.



ญาณิศา สีหมาน

ธน์ท จุ้ยป้อม

ศิรินทร์ ตันติไพบูลย์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

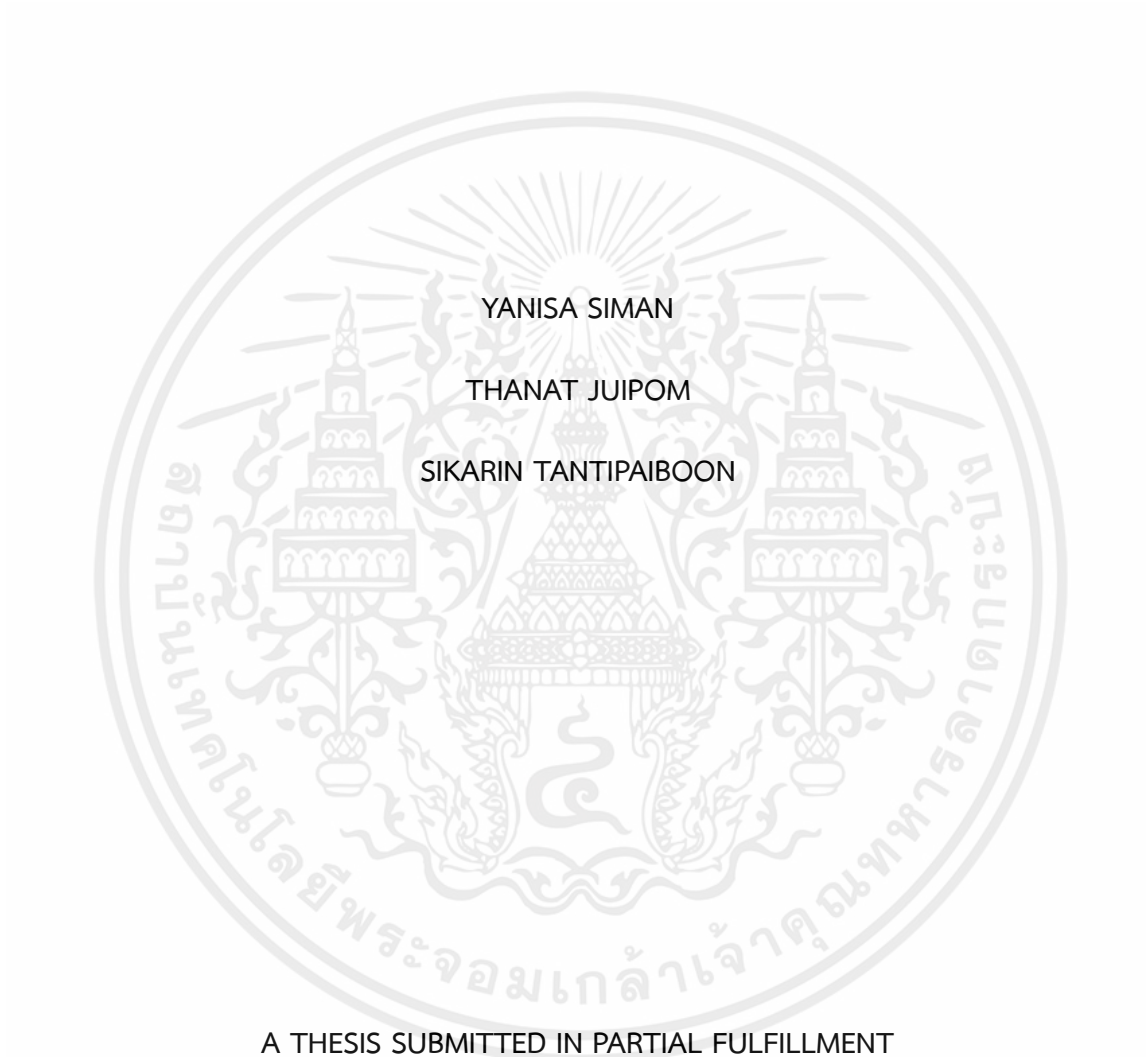
สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ปีการศึกษา 2566

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DESIGN OF AN EJECTOR EXPERIMENT TO CREAT VACUUM CONDITIONS.



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN RAIL TRANSPORTATION ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG 2023

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2566

สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง คณะวิศวกรรมศาสตร์


สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบชุดการทดลองอีเจ็คเตอร์เพื่อสร้างสภาวะสุญญากาศ

DESIGN OF AN EJECTOR EXPERIMENT TO CREAT VACUUM CONDITIONS.

ผู้จัดทำ

1. ญาณิศา สีหมาน รหัสประจำตัว 63010250
2. ธนัท จุ้ยป้อม รหัสประจำตัว 63010434
3. ศิขรินทร์ ต้นตีไพบูลย์ รหัสประจำตัว 63010912


อาจารย์ที่ปรึกษา

(ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบชุดการทดลองอีเจ็คเตอร์เพื่อสร้างสภาวะสุญญากาศ

ญาณิศา	สีหมาน	63010250
ธนัท	จ๋วยป้อม	63010434
ศิขรินทร์	ตันติไพบูลย์	63010912
ดร.ณัฐวุฒิ	เรืองตระกูล	อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2566

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบและศึกษาการทำงานของอีเจ็คเตอร์โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน เพื่อให้ นักศึกษาในภาควิศวกรรมได้ศึกษาและเรียนรู้เกี่ยวกับการทำงานของอีเจ็คเตอร์ โดยชุดทดลองนี้จะมุ่งเน้นความ สนใจไปที่ความสามารถในการสร้างสภาวะสุญญากาศและประสิทธิภาพในการทำงานของอีเจ็คเตอร์

จากศึกษางานวิจัยที่ได้ศึกษาภายในอีเจ็คเตอร์มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงความดันอย่างฉับพลันใน ช่วงหนึ่งหลังจากนั้นจึงเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง งานวิจัยนี้มุ่งเน้นศึกษาหาประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์ที่ได้ ออกแบบตามเงื่อนไขที่กำหนดไว้และศึกษาความสามารถในการสร้างสภาวะสุญญากาศในถังสุญญากาศ เนื่องจาก ผู้จัดทำไม่สามารถหาเครื่องมือตามที่ต้องการได้ และตัวชุดการทดลองไม่สามารถสร้างสภาวะสุญญากาศ ขึ้นมาได้ ทำได้เพียงเข้าใกล้สภาวะสุญญากาศเท่านั้น จึงได้เพิ่มเป้าหมายในการบันทึกผลโดยการบันทึกผลค่าความ ดันสุญญากาศที่อีเจ็คเตอร์ทำได้ที่ตำแหน่งทางออกหัวฉีดหลักในตำแหน่งที่ต่างกันและทดลองโดยการใส่แรงดันใน การทำงานที่ต่างกัน เพื่อเปรียบเทียบการทำงานของอีเจ็คเตอร์ในตำแหน่งทางออกหัวฉีดหลักและแรงดันที่ต่างกัน

DESIGN OF AN EJECTOR EXPERIMENT TO CREAT VACUUM CONDITIONS.

Yanisa Siman 63010250

Thanat Juipom 63010434

Sikirin Tantipaiboon 63010912

Dr. Natthawut Ruangtrakoon Advisor

Year 2023

Abstract

This research is to design and study the operation of an ejector using air as the working fluid. To allow students in the engineering department to study and learn about the operation of ejectors. This experiment will focus on the vacuum generation capability and performance of the ejector.

In research conducted within the ejector system, there is a sudden change in pressure characteristics during a certain period, followed by a continuous increase. This study focuses on investigating the operational efficiency of the ejector designed under specified conditions and examining its ability to create a vacuum in the vacuum chamber. Due to the unavailability of the required measurement tools, the researchers were unable to obtain the desired instruments. The experimental setup also couldn't generate a vacuum condition; it could only approximate the vacuum conditions. As a result, additional objectives were added to the research to record results by measuring the air pressure values that the ejector could achieve at different positions along the main injection nozzle exit. The experiments were conducted with varying pressures to compare the ejector's performance in different exit nozzle positions and under different operational pressures.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สมบูรณลุล่วงด้วยดีตลอดการทำงาน ด้วยคำชี้แนะของอาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล ทั้งคำแนะนำทางวิชาการและขั้นตอนในการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้นขณะปฏิบัติงาน ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากอาจารย์ที่ปรึกษาและขอกราบพระคุณเป็นอย่างสูง ขอขอบคุณ คณะอาจารย์และบุคลากรภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์เครื่องกล ที่คอยชี้แนะแนวทาง ให้ข้อสังเกต และแสดงความคิดเห็นอย่างต่อเนื่อง รวมทั้งคอยให้คำปรึกษาเสมอมา ผู้ที่ชี้แนะแนวทางในการเริ่มต้น ตลอดจนการให้คำปรึกษาปัญหาขณะปฏิบัติงาน

ขอขอบคุณเพื่อนๆที่ร่วมกันสร้างปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้จนสำเร็จลุล่วงตามเป้าหมายรวมทั้งเพื่อนๆร่วมสาขาวิศวกรรมขนส่งทางรางที่คอยให้การสนับสนุนเรื่องต่างๆและบุคลากรของดีวิศวกรรมเครื่องกลและขนส่งทางรางทุกท่านที่เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำปริญญาานิพนธ์

สุดท้ายนี้ต้องขอขอบคุณบุคคลผู้ที่คอยสนับสนุนข้าพเจ้ามาโดยตลอด คอยเลี้ยงดูและให้โอกาสการศึกษา ในขณะที่ข้าพเจ้าสนใจอย่างเต็มที่ บุคคลที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้วันนี้คือ บิดา มารดาที่เคารพยิ่ง ท่านให้กำลังใจและเอาใจใส่เสมอมา ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสูงสุด และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

ญาณิศา สีหมาน

ธันท์ จุ้ยป้อม

ศิขรินทร์ ตันตีไพบูลย์

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	a
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	b
กิตติกรรมประกาศ	c
สารบัญ	d-f
สารบัญตาราง	g
สารบัญรูป	h-i
รายการสัญลักษณ์	j-k
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา	1
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา	2
1.4 ขอบเขตของการศึกษา	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎี	3
2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการไหลแบบอัดตัวได้	3
2.1.1 สภาวะสแตกเนชัน (Stagnation)	3
2.1.2 ความเร็วเสียงและเลขมัค (Speed of sound and Mach number)	4
2.1.3 อิทธิพลของพื้นที่หน้าตัดการไหลต่อความเร็วในการไหลของของไหล (Variation of fluid velocity with flow area)	5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 การไหลแบบไอเซนโทรปิกผ่านหัวพ่น	7
2.2.1 หัวพ่นลู่เข้า (Converging nozzle)	7
2.2.2 หัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก (converging-diverging nozzle)	8
2.3 คลื่นกระแทก (Shock wave) และ (Expansion waves)	10
2.3.1 คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock wave)	10
2.4 กระบวนการและสภาวะภายในอีเจ็คเตอร์	10
2.4.1 Ejector model	10
2.5 การทำงานของอีเจ็คเตอร์	11
2.5.1 สมการวัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์	11
2.6 สมการการคำนวณขนาดและหาประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์	13
2.6.1 หัวฉีดปฐมภูมิ (primary nozzle)	14
2.6.2 ของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสม	17
2.6.3 ท่อผสม (mixing chamber)	18
2.6.4 กระบวนการคลื่นกระแทกภายในท่อผสมส่วนกลาง	19
2.6.5 ท่อเพิ่มความดัน	21
2.7 การออกแบบอีเจ็คเตอร์	22
2.7.1 หัวฉีดปฐมภูมิ (Primary nozzle)	22
2.7.2 ท่อผสม (Mixing chamber)	23
2.7.3 ท่อเพิ่มความดัน (Subsonic diffuser)	23
บทที่ 3 วิธีการดำเนินการวิจัย	24
3.1 บทนำ	24

3.2 หลักการออกแบบชุดการทดลอง	24
3.2.1 ปัจจัยในการออกแบบอีเจ็คเตอร์	25
3.2.2 การออกแบบการทดลอง	25
3.3 อุปกรณ์	25
3.4 การคำนวณขนาดของชุดการทดลอง	27
3.4.1 การคำนวณหาขนาดของหัวฉีดปฐุมภูมิ	27
3.4.2 การคำนวณหาขนาดของท่อผสมและท่อความดัน	28
3.4.3 ภาพฉายและแบบจำลองอีเจ็คเตอร์แต่ละชิ้นส่วน	29
3.5 ขั้นตอนการการทดลอง	35
บทที่ 4 การวิเคราะห์และผลการทดลอง	36
4.1 เปรียบเทียบระหว่างแต่ละตำแหน่งหัวฉีดและแต่ละแรงดัน	36
4.2 เปรียบเทียบระหว่างตำแหน่งหัวฉีดและแรงดัน	42
4.3 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ	45-47
4.4 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของอัตราไหลเชิงมวลรวม	47-49
4.5 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐุมภูมิ	50-52
4.6 ความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเชิงมวล	52-54
4.7 วิเคราะห์ผล	55-58
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	59
เอกสารอ้างอิง	60

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 1 การบันทึกค่าที่ได้จากการทดลอง.....	36
---	----



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปลูกภาพ

หน้า

รูปที่ 2.1 การไหลแบบคงตัวของของไหลผ่านท่อแอดิยาติก	3
รูปที่ 2.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง และความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง	6
รูปที่ 2.3 แสดงคุณสมบัติของไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของหัวพ่น-หัวกระจาย หรือหัวพ่นลู่ออกและตำแหน่ง คอขวดเป็นสมบัติวิกฤต เมื่อ $Ma_t = 1$	6
รูปที่ 2.4 ผลกระทบของความดันกลับ ต่อการกระจายความดันตลอดหัวพ่นลู่ออก	7
รูปที่ 2.5 ผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) ต่อการไหลผ่านหัวพ่นลู่ออก	8
รูปที่ 2.6 การเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติการไหลผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก	10
รูปที่ 2.7 แผนภาพของอีเจ็กเตอร์แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วของสารทำงานภายใน ของอีเจ็กเตอร์	11
รูปที่ 2.8 หัวฉีดปฐมภูมิ	22
รูปที่ 2.9 ท่อผสม	23
รูปที่ 3.1 แผนภาพไดอะแกรมชุดการทดลอง	24
รูปที่ 3.2 เครื่องบีบลม (Air Compressor)	26
รูปที่ 3.3 ถังสุญญากาศ (Vacuum Tank)	26
รูปที่ 3.4 เครื่องวัดแบบลวดร้อน (Hot wire)	26
รูปที่ 3.5 ขนาดของหัวฉีดปฐมภูมิ	27
รูปที่ 3.6 ขนาดของท่อผสมและท่อความดัน	29
รูปที่ 3.8 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองท่อผสม	29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 3.9 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองตัวสามทาง	30
รูปที่ 3.10 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองสลักเกลียว	30
รูปที่ 3.11 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองหน้าแปลน(ด้านซ้าย)	31
รูปที่ 3.12 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองหน้าแปลน(ด้านขวา)	31
รูปที่ 3.13 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองทางเข้าของไหลปฐุมุมิ	32
รูปที่ 3.14 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองคอคอด	32
รูปที่ 3.15 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองท่อความดัน.....	33
รูปที่ 3.16 ภาพการประกอบเข้าที่ของอีเจ็คเตอร์	33
รูปที่ 3.17 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองอีเจ็คเตอร์	34
รูปที่ 3.18 ภาพอีเจ็คเตอร์	34
รูปที่ 3.19 ภาพชุดการทดลอง	35
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง -1.25	
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง -1.0	
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง -0.75	
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง -0.5	
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง -0.25	
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 0	
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 0.25	
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 0.5	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 0.75	
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 1.0	
รูปที่ 4.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 1.25	
รูปที่ 4.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 5 บาร์	
รูปที่ 4.13 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 6 บาร์	
รูปที่ 4.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 7 บาร์	
รูปที่ 4.15 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 8 บาร์	
รูปที่ 4.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 9 บาร์	
รูปที่ 4.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติย ภูมิที่แรงดัน 5 บาร์	45
รูปที่ 4.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติย ภูมิที่แรงดัน 6 บาร์	45
รูปที่ 4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติย ภูมิที่แรงดัน 7 บาร์	46
รูปที่ 4.20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติย ภูมิที่แรงดัน 8 บาร์	46
รูปที่ 4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติย ภูมิที่แรงดัน 9 บาร์	47
รูปที่ 4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลรวม ที่แรงดัน 5 บาร์	47
รูปที่ 4.23 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลรวม ที่แรงดัน 6 บาร์	48

รูปที่ 4.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลรวม ที่แรงดัน 7 บาร์	48
รูปที่ 4.25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลรวม ที่แรงดัน 8 บาร์	49
รูปที่ 4.26 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลรวม ที่แรงดัน 9 บาร์	49
รูปที่ 4.27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐม ภูมิที่แรงดัน 5 บาร์	50
รูปที่ 4.28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐม ภูมิที่แรงดัน 6 บาร์	50
รูปที่ 4.29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐม ภูมิที่แรงดัน 7 บาร์	51
รูปที่ 4.30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐม ภูมิที่แรงดัน 8 บาร์	51
รูปที่ 4.31 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐม ภูมิที่แรงดัน 9 บาร์	52
รูปที่ 4.32 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและค่าอัตราการส่วนเชิงมวล ที่แรงดัน 5 บาร์	52
รูปที่ 4.33 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและค่าอัตราการส่วนเชิงมวล ที่แรงดัน 6 บาร์	53
รูปที่ 4.34 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและค่าอัตราการส่วนเชิงมวล ที่แรงดัน 7 บาร์	53
รูปที่ 4.35 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและค่าอัตราการส่วนเชิงมวล ที่แรงดัน 8 บาร์	54

รูปที่ 4.36 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและค่าอัตราการส่วนเชิงมวล ที่แรงดัน 9 บาร์	54
รูปที่ 4.37 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศ	55
รูปที่ 4.38 กราฟแสดงความสัมพันธ์ความดันสูญญากาศและตำแหน่งหัวฉีด	55
รูปที่ 4.39 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของ ไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 5-9 บาร์	56
รูปที่ 4.40 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและค่าอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่ ความดัน 5-9 บาร์	57
รูปที่ 4.41 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล ปฐมภูมิที่แรงดัน 5-9 บาร์	57
รูปที่ 4.42 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการส่วนเชิงมวลของที่ แรงดัน 5-9 บาร์	58

รายการสัญลักษณ์

R_m	คือค่าอัตราส่วนเชิงมวลของอีเจ็กเตอร์เป็นดัชนีที่สำคัญในการบ่งบอกถึงประสิทธิภาพของอีเจ็กเตอร์และจะเป็นตัวแปรที่สำคัญต่อค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็กเตอร์
\dot{Q}_{evap}	คือค่าภาระการทำความเย็นที่ถ่ายเทให้กับเครื่องระเหย (kW)
\dot{Q}_{boiler}	คือค่าพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้กับเครื่องกำเนิดไอ (kW)
\dot{W}_{pump}	คือค่าพลังงานกลที่ใช้ในการขับเคลื่อนปั๊ม (kW)
$h_{g@T_{\text{boiler}}}$	คือเอนทัลปีของไอสารทำงานปฐมภูมิ ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (kJ/kg)
$h_{g@T_{\text{evap}}}$	คือเอนทัลปีของไอสารทำงานทุติยภูมิ ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิของเครื่องระเหย (kJ/kg)
$h_{f@T_{\text{con}}}$	คือเอนทัลปีของสารทำงานที่ทางเข้าเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยซึ่งมีค่าเท่ากับค่าของของเหลวอิ่มตัวที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่น (kJ/kg)
P	คือค่าความดันสมบูรณ์ (absolute pressure, kPa)
T	คือค่าอุณหภูมิสมบูรณ์ (absolute temperature, K)
R	คือค่าคงที่ของก๊าซ (gas constant, kJ/kg·K)
ρ	คือค่าความหนาแน่น (kg/m ³)
h_{o-e} และ h_{o-i}	คือค่าเอนทัลปีรวม (total enthalpy หรือ stagnation enthalpy) ซึ่งได้คำนวณพลังงานจลน์เข้ากับ เอนทัลปีของสารทำงาน
h_o	คือค่าเอนทัลปีรวม (total enthalpy หรือ stagnation enthalpy) ของของไหล (kJ/kg)
h	คือค่าเอนทัลปีสถิต (static enthalpy) ของของไหล (kJ/kg)
$\frac{v^2}{2}$	คือพลังงานจลน์ของของไหล (kJ/kg)
T_o	คือค่าอุณหภูมิรวม (total temperature หรือ stagnation temperature) ของของไหล (°C, K)
T	คือค่าอุณหภูมิสถิต (static temperature) ของของไหล ((°C, K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

$\frac{v^2}{2 \cdot c_p}$	คือค่าอุณหภูมิแบบไดนามิกส์ (dynamic temperature) ของของไหล ($^{\circ}\text{C}$, K)
P_o	คือค่าความดันรวม (total pressure หรือ stagnation pressure) ของของไหล (kPa)
P	คือค่าความดันสถิต (static pressure) ของของไหล (kPa)
k	คือค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (specific heat ratio) ของของไหล
M	คือตัวเลขของมัค (Mach Number)
V_{sound}	คือค่าความเร็วของเสียงในก๊าซในอุดมคติ (velocity of sound หรือ sonic velocity, m/sec)
R	คือค่าคงที่ของก๊าซ (gas constant, J/kg. K)
T	คืออุณหภูมิสถิตของของไหล (K)
k	คือค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (specific heat ratio)
ρ	คือค่าความหนาแน่น (kg/m^3)
V	คือความเร็วของของไหล (m/sec)
A	คือพื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)
η_{nozzle}	คือประสิทธิภาพของหัวฉีด (nozzle isentropic efficiency)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย

ระบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ทางกลง่าย ๆ ที่ใช้พลังงานความร้อนในการขับเคลื่อน ในปัจจุบันนี้ ปัญหาด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อมได้รับความสนใจจากทุกภาคส่วน ไม่เว้นแม้แต่ทางด้านระบบเครื่องทำความเย็น การนำเอาพลังงานความร้อนคุณภาพต่ำซึ่งมีราคาถูก พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการผลิตต่างๆ หรือพลังงานความร้อนที่ได้จากสิ่งแวดล้อม เช่น พลังงานจากแสงอาทิตย์ พลังงานความร้อนจากใต้พิภพ มาใช้ในการขับเคลื่อนระบบเครื่องทำความเย็น นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาสารทำความเย็นชนิดใหม่ ๆ ที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม

อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรม โดยทั่วไปอีเจ็คเตอร์จะใช้ไอน้ำความดันสูงที่ได้จากเครื่องกำเนิดไอน้ำ (steam boiler) เป็นตัวขับเคลื่อน อีเจ็คเตอร์จะใช้ในการสร้างสภาวะสุญญากาศภายในระบบต่างๆ เช่น ใช้กับเครื่องควบแน่นของเครื่องยนต์กังหันไอน้ำ ใช้ในการแช่แข็งผักผลไม้ต่างๆ โดยการนำผลผลิตต่างๆ ไปใช้ในห้องเย็นที่อากาศไม่สามารถรั่วซึมเข้าไปได้และปล่อยให้ของน้ำลงไป เมื่อความดันในห้องลดลง น้ำก็จะระเหยและมีอุณหภูมิลดต่ำลง ใช้ในการถนอมอาหารที่เรียกว่า การทำแห้งแบบแช่แข็ง (freeze and dry) เช่น การทำกาแฟ โดยนำน้ำกาแฟใส่ไว้ในภาชนะสุญญากาศ เมื่อน้ำระเหยจะทำให้กาแฟมีความเข้มข้นเพิ่มมากขึ้นและมีอุณหภูมิลดต่ำลงเรื่อยๆ จนกระทั่งได้ผงกาแฟที่แห้งและมีอุณหภูมิต่ำอีกทั้งยังไม่สูญเสียรสชาติเหมือนการอบแห้งที่ใช้ อุณหภูมิสูง นอกจากนี้ อีเจ็คเตอร์ยังสามารถนำมาใช้กับก๊าซอื่นๆ ได้ แม้แต่กระทั่งใช้กับของเหลว อีเจ็คเตอร์ที่ใช้กับอากาศอัด ก็มีใช้กันทั่วไปในระบบนิวเมติกส์ (pneumatic) เช่น ใช้ในการสร้างสุญญากาศ ซึ่งเรียกว่า (vacuum generator) ให้กับแป้นยาง (suction cup) ที่ใช้ในการดูดจับสิ่งของ

ในงานวิจัยชิ้นนี้จะมุ่งเน้นไปที่การออกแบบและศึกษาอุปกรณ์อีเจ็คเตอร์ที่ใช้อากาศแทนน้ำ ซึ่งสามารถสร้างสภาวะสุญญากาศได้ เพื่อหาชนิดของอีเจ็คเตอร์ที่มีความสามารถในการสร้างสภาวะสุญญากาศดีที่สุด โดยจะบันทึกผลความเร็วในการสร้างสภาวะสุญญากาศให้กับถังสุญญากาศ เมื่อตำแหน่งของหัวอีเจ็คเตอร์เปลี่ยนแปลงไป

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา (Goal and Objective)

1. เพื่อศึกษาการทำงานของอีเจ็คเตอร์เมื่อใช้อากาศเป็นสารภายในระบบ เมื่อตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักเปลี่ยนแปลงไป
2. เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบการสร้างสภาวะสุญญากาศด้วยอีเจ็คเตอร์

1.3 สมมติฐานของการศึกษา (Research hypothesis)

1. เมื่อตำแหน่งของหัวฉีดเปลี่ยนแปลงจะทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์ลดลง
2. เมื่อเคลื่อนหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ออกจากปากทางเข้าห้องผสมจะทำให้ภายในถังสุญญากาศเข้าสู่สภาวะสุญญากาศเร็วขึ้น

1.4 ขอบเขตการศึกษา (Scope or Limitation of the study)

1. ใช้อากาศ(Air) เป็นสารภายในระบบในระบบและเป็นระบบเปิด
2. ใช้ปั๊ม(pump) ในการผลิตอากาศที่ความดันสูงสุดที่ 9 บาร์
3. ถังสุญญากาศ(vacuum tank) ขนาด 6 ลิตร
4. ให้ชุดการทดลองทำงานจนทำถังสุญญากาศอยู่ในสภาวะสุญญากาศ

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ได้ทราบถึงการทำงานของอีเจ็คเตอร์ที่สามารถสร้างสภาวะสุญญากาศได้ เมื่อตำแหน่งของหัวฉีดเปลี่ยนแปลงไปและสามารถอธิบายปรากฏการณ์ที่ส่งผลกับประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ เพื่อที่จะสามารถนำไปต่อยอดให้กับนักศึกษาในภาควิชาต่อไป

บทที่ 2

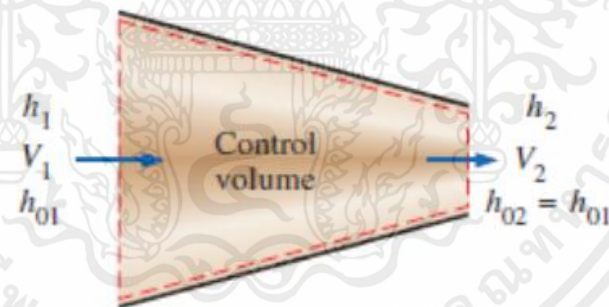
ทฤษฎีงานวิจัย และสมการที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการไหลแบบอัดตัวได้

2.1.1 สภาวะสแตกเนชั่น (Stagnation)

การไหลแบบอัดตัวได้ด้วยความเร็วสูง พบได้ในอุปกรณ์หลายชนิด เช่น เครื่องบิน หรือเครื่องบินไอพ่น โดยสมการกำหนดสภาวะอ้างอิงที่เรียกว่าสภาวะสแตกเนชั่น เพื่อให้การวิเคราะห์มีความสะดวกมากยิ่งขึ้น ในระบบจำเป็นต้องมีการพิจารณาพลังงานจลน์เนื่องมีการไหลด้วยความเร็วสูง กล่าวคือ เมื่อมีการพิจารณาพลังงานจลน์ ($\frac{v^2}{2}$) รวมกับ Static Enthalpy (h) เท่ากับ Stagnation enthalpy (h_0) จะเป็นดังสมการดังต่อไปนี้โดยมีหน่วยเป็น k/kg.

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



รูปที่ 2.1 การไหลแบบคงตัวของของไหลผ่านท่อแอดเดียวบาติก

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

เมื่อของไหลที่เป็นแก๊สอุดมคติมีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ (constant specific heat, C_p) ค่าเอนทัลปีของแก๊สจะเท่ากับ $C_p T$ จะได้

$$C_p \cdot T_0 = C_p T + \frac{v^2}{2} \quad (2.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ

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

โดย T_0 คือ อุณหภูมิสถิต มีหน่วยเป็น Kelvin (K)

ในทำนองเดียวกันกับอุณหภูมิ เมื่อของไหลถูกทำให้หยุดนิ่งตามกระบวนการไอเซนโทรปิก ความดันสถิต P_0 จะมีความสัมพันธ์กับความดันสถิต P ดังนี้

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

จากความสัมพันธ์ในการะบวนการไอเซนโทรปิกคือ $PV^k = P_0V_0^k$ และความสัมพันธ์ทั่วไปคือ $\rho = \frac{1}{V}$ จะได้อัตราส่วนของความหนาแน่นสถิตต่อความหนาแน่นสถิต ดังนี้

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1/k-1} \quad (2.6)$$

2.1.2 ความเร็วเสียงและเลขมัค (Speed of sound and Mach number)

ปัจจัยที่มีความสำคัญอีกตัวหนึ่งในการศึกษาการไหลแบบอัดตัวได้คือ ความเร็วของเสียง หรือความเร็วโซนิก (velocity of sound or sonic speed) สำหรับสารทำงานที่เป็นแก๊สอุดมคติ จะได้สมการดังนี้

$$c = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (2.7)$$

เนื่องจาก R เป็นค่าคงที่ ส่วน k เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ ดังนั้นความเร็วเสียงของแก๊สอุดมคติจะเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ

ความเร็วเสียงมีความสำคัญต่อการวิเคราะห์การไหลแบบอัดตัวได้เพราะมีความเร็วเสียงจะถูกใช้อ้างอิงเพื่อระบุสภาพการไหลของของไหล หรือการเคลื่อนที่ของวัตถุในทอแมตต์วแปรที่เรียกว่าเลขมัค (Mach number, Ma)

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

2.1.3 อิทธิพลของพื้นที่หน้าตัดการไหลต่อความเร็วในการไหลของของไหล (Variation of fluid velocity with flow area)

ในระหว่างการไหลของของไหลผ่านอุปกรณ์หลายชนิด เช่น หัวพ่น หัวกระจายและกักกัน สมบัติของของไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงในทิศทางของการไหลเป็นหลักจึงถือเป็นการไหลแบบไอเซนโทรปิกในหนึ่งมิติได้โดยมีความแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้

ความสัมพันธ์ของพื้นที่หน้าตัดการไหลกับสมบัติต่าง ๆ ในระบบที่มีการไหลแบบไอเซนโทรปิกในหนึ่งมิติ คือ ความดัน อุณหภูมิ ความหนาแน่น ความเร็วในการไหลและเลขมัค จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

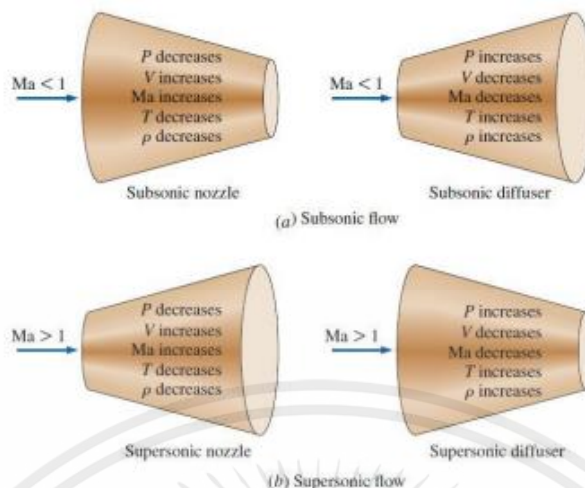
$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho v^2} \cdot (1 - Ma^2) \quad (2.9)$$

1. Subsonic flow หรือ การไหลที่มีความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง ($Ma < 1$) เทอม $1 - Ma^2$ จะมีเครื่องหมายเป็นบวก การไหลในท่อลู่ออก ($dA > 0$) จะทำให้ความดันเพิ่มขึ้นใน ขณะที่ความเร็วจะลดลงในทางตรงกันข้ามการไหลในท่อลู่เข้า ($dA < 0$) จะทำให้ความดันลดลงในขณะที่ความเร็วจะ “เพิ่มขึ้น”

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dP}{\rho v^2} \cdot (1 - Ma^2) \quad (2.10)$$

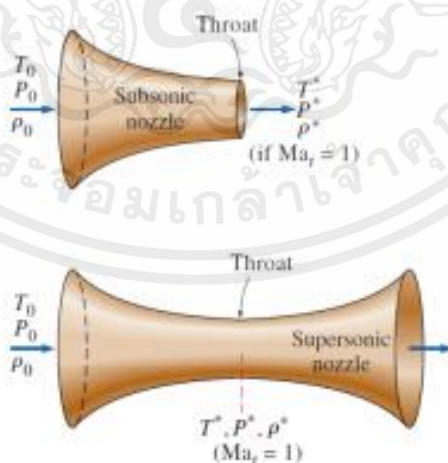
2. Supersonic flow หรือ สำหรับการไหลที่มีความเร็วสูงกว่าความเร็วเสียง ($Ma > 1$) เทอม $1 - Ma^2$ จะมีเครื่องหมายเป็นลบ การไหลในท่อลู่ออก ($dA > 0$) จะทำให้ความดัน ลดลงในขณะที่ความเร็วจะเพิ่มขึ้น ในทางตรงกันข้ามการไหลในท่อลู่เข้า ($dA < 0$) จะ ทำให้ความดันเพิ่มขึ้นในขณะที่ความเร็วจะ “ลดลง”

โดยนิยามแล้ว อุปกรณ์ที่เพิ่มความเร็วในการไหลเรียกว่า หัวพ่น (Nozzle) และอุปกรณ์ที่ลด ความเร็วในการไหลเรียกว่าหัวกระจาย (Diffuser) ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงและความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง ได้ถูกแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าการไหลสำหรับ การไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง และ ความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง

จะเห็นได้ว่าการใช้หัวพ่นเพื่อเพิ่มความเร็วในการไหลจากความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง (Subsonic flow) ให้เป็นความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง (Supersonic flow) ต้องมีการติดตั้งหัวกระจายเข้ากับหัวพ่น เป็นหัวพ่น-หัวกระจาย หรือหัวพ่นคู่เข้า-คู่ออก โดยในช่วงแรกของไหลจะผ่านช่วงหัวพ่นหรือช่วงคู่เข้า ซึ่งเลขมัคจะเพิ่มขึ้นและจะมีค่าเป็นหนึ่งตำแหน่งคอคอดจากนั้นของไหลจะมีความเร็วสูงขึ้นสู่ระดับเหนือกว่าความเร็วเสียงในช่วงหัวกระจายหรือช่วงคู่ออก ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แสดงคุณสมบัติของไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของหัวพ่น-หัวกระจาย หรือหัวพ่นคู่เข้า-คู่ออกและตำแหน่งคอคอดเป็นสมบัตวิฤกต เมื่อ $Ma_t = 1$

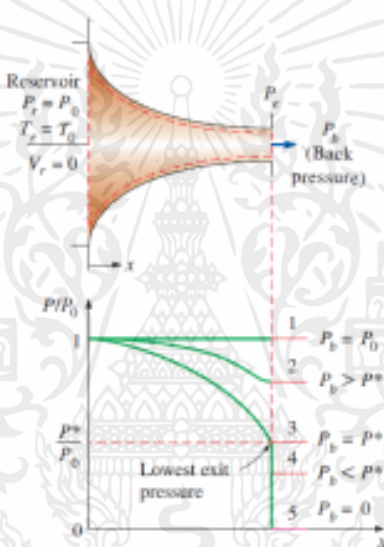
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 การไหลแบบไอเซนโทรปิกผ่านหัวพ่น

หัวพ่นลู่เข้าหรือหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก มักถูกประยุกต์ใช้อย่างหลากหลายในทางวิศวกรรมรวมถึงกังหันไอและกังหันแก๊ส ระบบแรงขับเคลื่อนในอากาศยานและยานอวกาศในส่วนนี้จะมีการ พิจารณาผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) หรือ ความดันด้านหลังของเขตขาออกของหัวพ่นต่อความเร็วขาออก อัตราการไหลของมวลและการกระจายตัวของความดันตลอดหัวพ่น

2.2.1 หัวพ่นลู่เข้า (Converging nozzle)

พิจารณาการไหลที่มีความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงที่ผ่านหัวพ่นลู่เข้าดังแสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 ผลกระทบของความดันกลับ ต่อการกระจายความดันตลอดหัวพ่นลู่เข้า

ทางเข้าหัวพ่นถูกติดกับแหล่งกักเก็บต้นกำเนิด (reservoir) ที่มีความดัน P และอุณหภูมิ T และสมมติแหล่งกักเก็บนั้นใหญ่เพียงพอ ดังนั้นความเร็วทางเข้าหัวพ่นเมื่อเทียบกับขาออกนั้นมีค่าน้อย จนเข้าใกล้ศูนย์และการไหลผ่านหัวพ่นที่การพิจารณาให้เป็นไอเซนโทรปิก ความดันสแตกเนชันและอุณหภูมิสแตกเนชันของของไหลที่หน้าตัดใด ๆ ผ่านหัวพ่นจะเท่ากับความดันและอุณหภูมิแหล่งกักเก็บ (reservoir) ตามลำดับ

ทำการลดความดันกลับ (back pressure) และสังเกตผลกระทบลัพท์บนการกระจายความดันตลอดความยาวของหัวพ่นดังแสดงในรูปที่ 2.4 จะสังเกตได้ว่าเมื่อความดันกลับถูกลดเข้าสู่ $P_3 = P^*$ คือความดันที่ต้องการเพื่อเพิ่มความเร็วของไหลให้เป็นความเร็วเสียงที่ระนาบทางออกหรือคอคออด) การไหลของมวลจะไปถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งและการไหลนี้ถูกเรียกว่าเกิดโซ้ค (choked)

สำหรับการไหลที่ไหลผ่านพื้นที่ที่กำหนดและคุณสมบัติสแตกเนชัน T_0 และ P_0 อัตราการไหลของมวลสูงสุดจะมีค่าเกิดขึ้นเมื่อ $Ma = 1$ และเกิดขึ้นที่พื้นที่การไหลที่น้อยที่สุดที่คอขวด (A^*) จะมีสมการความสัมพันธ์ดังนี้

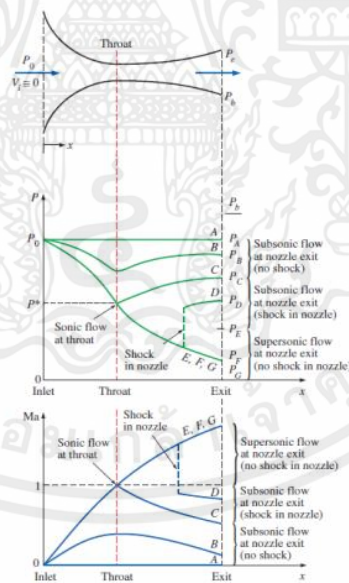
$$m_{\max} = P_0 \cdot \frac{A^*}{\sqrt{T_0}} \cdot \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k+1/(k-1)}} \quad (2.11)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่การไหลที่หลากหลายผ่านหัวพ่นสัมพันธ์กับพื้นที่คอขวด โดยมีอัตราไหลของมวลและคุณสมบัติสแตกเนชันของของไหลเหมือนกันจะมีความสัมพันธ์ดังนี้

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

2.2.2 หัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก (converging-diverging nozzle)

การบังคับให้ของไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้า - ลู่ออกไม่ได้ยืนยันว่าของไหลจะถูกเร่งเข้าสู่ความเร็วเหนือเสียงในความจริงของไหลมักจะถูกพบว่ามีความเร็วลดลงในส่วนของลู่ออกแทนที่จะมีความเร็วเพิ่มถ้าความดันกลับนั้นไม่ได้อยู่ในช่วงที่ถูกต้อง เพื่อให้ง่ายต่อการทำความเข้าใจ พิจารณารูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 ผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) ต่อการไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

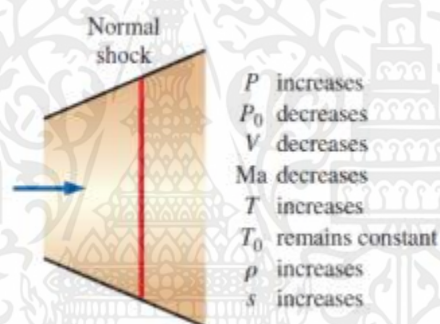
1. เมื่อ $P_0 > P_b > P_c$ การไหลจะยังคงเป็นความเร็วซับโซนิคและการไหลของมวลจะต่ำกว่าการไหลที่ความเร็วที่เกิดการไหลช็อค ความเร็วของไหลจะเพิ่มในส่วนแรก (ส่วนลู่เข้า) และไปถึงค่าสูงสุดที่คอ คอด แต่อย่างไรก็ตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วจะสูญเสียในส่วนที่สอง (ส่วนลู่ออก) หรือเรียกว่าหัว กระจาย (diffuser) ความดันจะลดลงในส่วนลู่เข้า ถึงจุดต่ำสุดที่คอคอด และเพิ่มขึ้นที่การเสียความเร็วในส่วนลู่ออก
2. เมื่อ $P_b = P_c$ ความดันที่คอคอดจะมีค่า P^* และของไหลจะมีค่าความเสียหายที่คอคอดแต่ในส่วนของการลู่ออกของหัวพ่นจะทำหน้าที่เหมือนหัวกระจาย (diffuser) ลดความเร็วของไหลไปเป็นความเร็ว ซับโซนิค อัตราการไหลของมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความดันกลับ (back pressure) ลดจนกระทั่งถึง ค่าสูงสุดที่สามารถถึงได้โดยที่ $P_b = P^*$ เป็นความดันต่ำสุดที่สามารถให้ได้ที่คอคอดและความเร็วเสียง คือความเร็วสูงสุดที่สามารถถึงได้เมื่อใช้หัวพ่นลู่เข้า ดังนั้น การลดลงของ P_b ลงกว่านี้จะไม่มีผลกระทบกับการไหลของไหลในส่วนลู่เข้าของหัวพ่นหรืออัตราการไหลของมวลผ่านหัวพ่น อย่างไรก็ตามการลดนี้จะมียธิพลต่อลักษณะของการไหลในส่วนของการลู่ออกของหัวพ่น
3. เมื่อของไหลมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง (ความดันมีค่าเท่ากับ P^*) ณ ตำแหน่งคอคอดของหัว พ่น ความเร็วจะเพิ่มขึ้นในส่วนลู่ออกของหัวพ่น (Diverging Section) และจะเกิดคลื่นกระแทกตั้งฉาก ในช่วงระหว่างคอคอดและทางออกของหัวพ่นทำให้ความเร็วลดลงจนต่ำกว่าเสียงและความดันเพิ่มขึ้น อย่างฉับพลัน การไหลผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉากเป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ (ไม่สามารถประมาณ เป็นกระบวนการ Isentropic ได้) ตำแหน่งของคลื่นกระแทกตั้งฉากจะเลื่อนไปตามแนวทิศทางการไหลเมื่อความดันของของไหลที่ตำแหน่งทางออกของหัวพ่นลดลงและตำแหน่งของคลื่นกระแทกตั้งฉากจะอยู่ที่ระนาบทางออกของหัวพ่นเมื่อความดัน ณ ทางออกของหัวพ่นมีค่าลดลงจนเท่ากับ P_E ใน กรณีนี้จะสามารถประมาณเป็นกระบวนการ Isentropic ได้ แต่อย่างไรก็ตามความเร็วจะลดลงจนต่ำกว่าเสียงเมื่อของไหลไหลออกจากหัวพ่น (เนื่องจากตำแหน่งของคลื่นกระแทกตั้งฉากอยู่ ณ ระนาบ ทางออกของหัวพ่น ในกรณีที่มีความดันทางออกเท่ากับ P_E)
4. เมื่อความดันทางออกลดลงต่ำกว่า P_E การไหลภายในหัวพ่นหลังจากผ่านคอคอดจะเป็นความเร็วเหนือเสียงจนออกจากหัวพ่น และสามารถประมาณได้ว่าเป็นกระบวนการ Isentropic เมื่อความดันทางออกมีค่าเท่ากับ P_F จะเกิด Expansion waves ณ ตำแหน่งทางออกของหัวพ่น เรียกปรากฏการณ์ นี้ว่า Oblique Shocks

2.3 คลื่นกระแทก (Shock wave) และ Expansion waves

คลื่นเสียงถูกทำให้เกิดขึ้นโดยการรบกวนความดันเล็กน้อยที่น้อยมาก ๆ และเดินทางผ่าน ตัวกลางที่ความเร็วเสียง โดยที่จะมีช่วงความดันกลับบางค่าที่ทำให้เส้นบาง ๆ ที่เกิดขึ้นซึ่งจะเกิดการ เปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไหลอย่างฉับพลันโดยเกิดขึ้นที่ภายในการไหลของของไหลในหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออกภายใต้เงื่อนไขการไหลแบบความเร็วซูเปอร์โซนิก โดยเรียกส่วนนี้ว่าคลื่นกระแทก (shock waves)

2.3.1 คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock wave)

ระนาบตั้งฉากที่เกิดขึ้นกับทิศทางการไหลจะถูกเรียกว่า คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock waves) กระบวนการไหลผ่านคลื่นกระแทกนี้ถือเป็นกระบวนการที่ไม่สามารถย้อนกลับได้และไม่สามารถประมาณเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิกได้



รูปที่ 2.6 การเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติการไหลผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก

2.4 กระบวนการและสถานะภายในอีเจ็คเตอร์

2.4.1 Ejector model

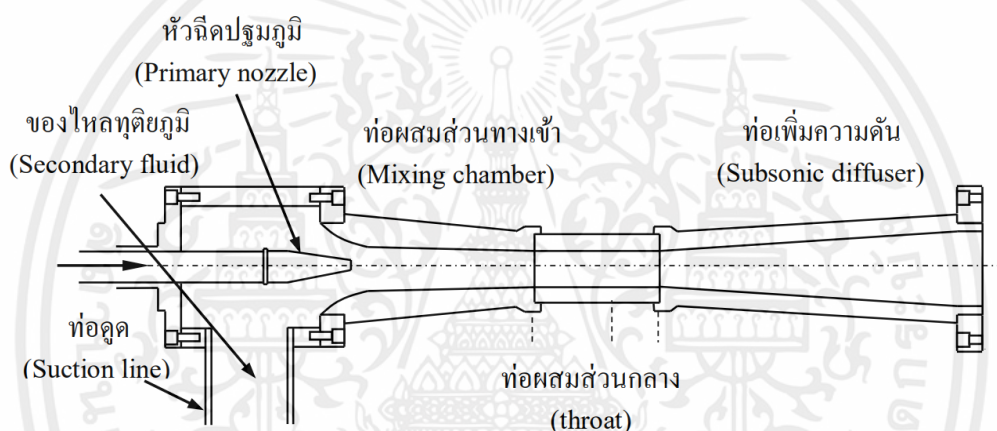
ในกระบวนการผสมระหว่างของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิ ความเร็วของของไหลปฐมภูมิลดลงเนื่องจากแรงเฉือนระหว่างของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิ ในขณะเดียวกันความเร็วของของไหลทุติยภูมิมีค่าเพิ่มขึ้นและเพื่อให้การผสมระหว่างของไหลทั้งสองมีค่าความดันรวมคงที่ จึงได้มีการใช้สมมุติฐานดังนี้

- i. ของไหลใน Ejector เป็นของไหลที่สามารถอัดตัวได้ และค่าความจุความร้อนจำเพาะไม่แปรผันตามอุณหภูมิเนื่องจากความเปลี่ยนแปลงของค่าความจุความร้อนจำเพาะมีค่าน้อยในช่วงอุณหภูมิที่ใช้งาน
- ii. การไหลอยู่ในสภาวะคงตัวและเป็นหนึ่งมิติ (เคลื่อนที่ตามแนวEjector) ตลอดทั้งระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- iii. ในส่วนของ Ejector ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ เนื่องจากของไหลของระบบมีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง จึงทำให้ระยะเวลาในการถ่ายเทพลังงานความร้อนมีค่าน้อย ส่งผลให้ค่าความร้อนสุทธิที่ถูกถ่ายเทมีค่าน้อย
- iv. ของไหลทั้งสองทำงานอยู่ในสถานะแก๊สอัดตัว
- v. ความเร็วก่อนเข้าหัวพ่น Supersonic มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับความเร็วออกจากหัวพ่น
- vi. ในช่วงท่อผสมหน้าตัดคงที่ของ Ejector ความดันมีค่าคงที่ในช่วงการทำงานแบบวิกฤต
- vii. ในแต่ละช่วงของ Ejector ของระบบทำความเย็นเป็นช่วงปริมาตรควบคุม (Control Volume)

2.5 การทำงานของอีเจ็คเตอร์



รูปที่ 2.7 แผนภาพของอีเจ็คเตอร์แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วของสารทำงานภายในของอีเจ็คเตอร์

การทำงานของสารทำงานภายในตัวอีเจ็คเตอร์เริ่มต้นที่สารทำงานความดันสูงซึ่งอยู่ในสถานะไอที่เรียกว่าของไหลปฐมภูมิ (Primary fluid) จะขยายตัวผ่านหัวฉีดปฐมภูมิ (Primary nozzle) ซึ่งเป็นหัวฉีดแบบลู่เข้า-บานออก (Converging-diverging หรือ Laval nozzle) ที่ทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิของไหลปฐมภูมิจะขยายตัวและถูกเร่งให้มีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียง ซึ่งจะทำให้เกิดความดันต่ำขึ้นที่ปากทางออกของหัวฉีด เมื่อเป็นเช่นนี้ สารทำงานความดันต่ำซึ่งอยู่ในสถานะไอ ที่เรียกว่า ของไหลทุติยภูมิ (Secondary fluid) จะถูกดูดเข้ามาภายในท่อผสม หลังจากนั้นของไหลปฐมภูมิซึ่งมีความเร็วสูงจะผสมกับของไหล ทุติยภูมิซึ่งมีความเร็วต่ำภายในท่อผสม กระบวนการผสมจะเสร็จสิ้นสมบูรณ์เมื่อของไหลผสมเข้าสู่ท่อผสมส่วนกลาง ความเร็วของของไหลผสมจะต่ำกว่าความเร็วของของไหลปฐมภูมิที่ออกมาจากหัวฉีด แต่ก็ยังคงมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียง โดยธรรมชาติแล้วของไหลซึ่งอยู่ในสถานะที่เป็นไอหรือก๊าซจะมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียง เมื่อไหลมาในบริเวณ ที่มีความดันสูงจะเกิดปรากฏการณ์ที่เรียกว่า คลื่นกระแทก (Normal shock wave) ซึ่งจะทำให้ของไหลมีความเร็วลด

ต่ำลงมาอยู่ในระดับที่ต่ำกว่าความเร็วของเสียง ซึ่งจะทำให้ความดัน อุณหภูมิ และความหนาแน่นของของไหลนั้นๆ เพิ่มขึ้นโดยฉับพลัน หลังจากนั้นของไหลผสมซึ่งมีความเร็วต่ำกว่าความเร็วของเสียงก็จะไหลเข้าสู่ท่อเพิ่มความดัน (Subsonic diffuser) เพื่อลดความเร็วให้ต่ำลงจนเกือบอยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง (Stagnation state) ดังนั้นพลังงานจลน์ของของไหลเกือบทั้งหมดจึงเปลี่ยนกลับมาเป็นความดันที่สูงขึ้นที่ทางออกของท่อเพิ่มความดัน เป็นอันสิ้นสุดกระบวนการเพิ่มความดันหรือกระบวนการอัดไอของอีเจ็คเตอร์

ประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์จะนิยามโดยใช้ค่าอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio) ซึ่งเป็นค่าอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิต่ออัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ สมการหาอัตราส่วนเชิงมวล (mass entrainment ratio)

$$R_m = \frac{\text{อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ } (\dot{m}_s)}{\text{อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ } (\dot{m}_p)} \quad (2.13)$$

2.5.1 สมการวัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

สมการหาค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นของระบบทำความเย็น

$$\text{COP} = \frac{|\dot{Q}_{\text{evap}}|}{|\dot{Q}_{\text{boiler}}| + |\dot{W}_{\text{pump}}|} \quad (2.14)$$

ค่าพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้กับเครื่องกำเนิดไอสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\dot{Q}_{\text{boiler}} = \dot{m}_p \cdot (h_{g@T_{\text{boiler}}} - h_{f@T_{\text{con}}}) \quad (2.15)$$

ค่าการระเหยที่ถ่ายเทให้กับเครื่องระเหยสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_s \cdot (h_{g@T_{\text{evap}}} - h_{f@T_{\text{con}}}) \quad (2.16)$$

สมการหาค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น

$$\text{COP} = R_m \cdot \frac{(h_{g@T_{\text{evap}}} - h_{f@T_{\text{con}}})}{(h_{g@T_{\text{boiler}}} - h_{f@T_{\text{con}}})} \quad (2.17)$$

ในช่วงอุณหภูมิทำงานของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ จะได้ว่า

$$h_{g@T_{\text{boiler}}} \approx h_{g@T_{\text{evap}}} \quad (2.18)$$

ดังนั้น

$$\text{COP} \approx R_m, \text{COP} = R_m \text{ เมื่อเป็นอากาศ} \quad (2.19)$$

2.6 สมการการคำนวณขนาดและหาประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์

กระบวนการต่างๆที่เกิดขึ้นภายในเครื่องอีเจ็คเตอร์ สารทำงานจะอยู่ในสถานะไอที่มีความดันต่ำ จึงได้ว่า สารทำงานที่ใช้เป็นก๊าซในอุดมคติ (ideal gas) เป็นความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิ ความดัน และความหนาแน่น

สมการของก๊าซในอุดมคติ (ideal gas equation)

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (2.20)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\dot{Q} = \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g \cdot Z_e \right) - \sum \dot{m}_i \cdot \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g \cdot Z_i \right) \quad (2.21)$$

เมื่อนำสมการ 2.21 มาใช้กับอีเจ็คเตอร์ พลังงานศักย์จะไม่มี การเปลี่ยนแปลงและจะไม่มี การถ่ายเท พลังงานความร้อนและพลังงานกลกับสิ่งแวดล้อมภายนอก จะได้

$$\sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) = \sum \dot{m}_i \cdot \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) \quad (2.22)$$

หรือ

$$\sum \dot{m}_e \cdot h_{o-e} = \sum \dot{m}_i \cdot h_{o-i} \quad (2.23)$$

ซึ่ง h_{o-e} และ h_{o-i} คือค่าเอนทัลปีรวม (total enthalpy หรือ stagnation enthalpy) ซึ่งจะได้รวม พลังงานจลน์เข้ากับเอนทัลปีของสารทำงาน จะได้

$$h_o = h + \frac{v^2}{2} \quad (2.24)$$

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจากอุณหภูมิสถิต (static temperature) ไปเป็นอุณหภูมิรวม (stagnation temperature) และความดันเปลี่ยนแปลงจากความดันสถิต (static pressure) ไปเป็นความดันรวม (stagnation pressure) และสำหรับก๊าซในอุดมคติซึ่ง $\Delta h = C_p \cdot \Delta T$ จะหาอุณหภูมิรวมได้จาก

สมหาอุณหภูมิจำรวม

$$T_o = T + \frac{v^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.25)$$

และเมื่อกระบวนการนี้เป็นแบบไอเซนโทรปิก จะหาความดันรวมได้จาก

สมการหาความดันรวม

$$\frac{P_o}{P} = \left[\frac{T_o}{T} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.26)$$

ตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ก๊าซในอุดมคติซึ่งไหลด้วยความเร็วสูงคือ ตัวเลขของมัค (Mach number)

ซึ่งค่าของมัคจะนิยามอัตราส่วนระหว่างความเร็วของของไหลต่อความเร็วของเสียงในของไหลนั้นๆ

สมการหาความเร็วของเสียงในของไหลนั้นๆ

$$M = \frac{v}{v_{\text{sound}}} = \frac{v}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}} \quad (2.27)$$

2.6.1 หัวฉีดปฐมภูมิ (primary nozzle)

เมื่อของไหลมีความเร็วต่ำกว่าความเร็วของเสียง (subsonic flow) การที่จะเร่งให้มีความเร็วสูงขึ้นจะต้องใช้ท่อซึ่งมีลักษณะลู่เข้า โดยพิจารณาจาก

สมการหาอัตราการไหลของของไหลในท่อ

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (2.28)$$

เมื่อใช้หัวฉีดปฐมภูมิเป็นปริมาณควบคุมและไม่มีพลังงานความร้อนหรือพลังงานกลถ่ายเทระหว่างหัวฉีดกับสิ่งแวดล้อมและเป็นกระบวนการที่สามารถย้อนกลับได้ การขยายตัวในหัวฉีดนี้เป็นแบบไอเซนโทรปิก

สมการอนุรักษ์พลังงานของหัวฉีด

$$\dot{m}_p \cdot \left(h_p + \frac{v_p^2}{2} \right) = \dot{m}_p \cdot \left(h_{1p'} + \frac{v_{1p'}^2}{2} \right) \quad (2.29)$$

ดังนั้น $h_{o-p} = h_{o-t}$ และ $T_{o-p} = T_{o-t}$ ทำให้หัวฉีดปฐมภูมิเป็นกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก จึงไม่มีการสูญเสียความดันรวม $P_{o-p} = P_p = P_{o-t} = P_{o-1p}$ จากการทดลอง ความดันที่ปากทางออกของหัวฉีดจะมีค่าประมาณ 70% ของความดันของของไหลทุติยภูมิ อุณหภูมิของของไหลปฐมภูมิที่ปากทางออกจะหาได้จาก

$$\frac{T_{1p'}}{T_p} = \left[\frac{P_1}{P_p} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.30)$$

สมการหาความเร็วของของไหลปฐมภูมิที่ออกจากหัวฉีด

$$V_{1p'} = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot (T_p - T_{1p'})} \quad (2.31)$$

ในความเป็นจริงจะมีแรงเสียดทานเกิดขึ้นระหว่างของไหลและผนังของหัวฉีด กระบวนการขยายตัวที่เกิดขึ้นจริงไม่เป็นแบบไอเซนโทรปิก

สมการหาประสิทธิภาพของหัวฉีด (nozzle isentropic efficiency)

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{V_{1p'}^2/2}{V_{1p}^2/2} \quad (2.32)$$

ซึ่งอัตราส่วนระหว่างพลังงานจลน์ที่ได้จากกระบวนการขยายตัวที่เพิ่มขึ้นจริงต่อพลังงานจลน์ที่ได้จากกระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{T_p - T_{1p'}}{T_p - T_{1p}} \quad (2.33)$$

ทั่วไปแล้วหัวฉีดแบบลู่อื่น - บานออกจะมีประสิทธิภาพประมาณ 90 – 95% และความเร็วจริงหาได้จากสมการหาความเร็วจริงของไหลปฐมภูมิที่ออกจากหัวฉีด

$$V_{1p} = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot (T_p - T_{1p})} \quad (2.34)$$

ค่าตัวเลขของมัคของไหลปฐมภูมิที่ออกจากหัวฉีด

$$M_{1p} = \frac{V_{1p}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{1p}}} \quad (2.35)$$

กระบวนการขยายตัวในหัวฉีดไม่สามารถย้อนกลับได้ ทำให้เกิดการสูญเสียความดันรวม $P_{o-1P} < P_{o-P}$ ถ้าทราบอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลป้อน จะหาพื้นที่หน้าตัดที่ปากทางออกของหัวฉีดจาก

สมการหาพื้นที่หน้าตัดที่ปากทางออกของหัวฉีด

$$A_{1P} = \frac{\dot{m}_p}{\frac{P_{1P}}{R \cdot T_{1P}} \cdot V_{1P}} \quad (2.36)$$

ที่คอขวดของหัวฉีดซึ่งของไหลจะมีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียง ($M = 1$) และจะเห็นว่ากระบวนการขยายตัวจะเป็นแบบไอเซนโทรปิก หรือแบบย้อนกลับไม่ได้ ความเร็วและอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าเท่ากัน ที่แตกต่างกันก็คือค่าความดันสถิต หัวฉีดที่มีการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกจะมีความดันสถิตที่คอขวดสูงกว่าหัวฉีดที่ใช้จริงความเร็วที่คอขวดของหัวฉีดซึ่งของไหลจะมีความเร็วเท่ากับเร็วของเสียง ($M = 1$) ดังนั้น จะได้

สมการหาความเร็วที่คอขวดของหัวฉีด

$$V_t' = V_t = \sqrt{k \cdot R \cdot T_t} \quad (2.37)$$

สมการหาอุณหภูมิสถิตที่คอขวด

$$T_t' = T_t = T_p - \frac{k \cdot R \cdot T_t}{2 \cdot C_p} \quad (2.38)$$

ค่าความดันสถิตที่คอขวดเมื่อเป็นกระบวนการแบบไอเซนโทรปิกหาได้จากสมการ

$$\frac{P_t'}{P_t} = \left[\frac{T_t'}{T_p} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.39)$$

ค่าความดันสถิตที่คอขวดเมื่อเป็นกระบวนการที่ไม่สามารถย้อนกลับได้หาได้จากสมการ

$$\frac{P_t}{P_p} = \left[\frac{T_t''}{T_p} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.40)$$

โดยที่ T_t'' คืออุณหภูมิที่เกิดขึ้นเมื่อการขยายตัวเป็นแบบไอเซนโทรปิกและขยายตัวจากตัวจากความดัน P_p ไปจนได้ความดัน P_t ซึ่งที่จุด t'' จะมีความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียง เมื่อเราไม่คำนึงถึงลักษณะของ

หัวฉีดที่จะใช้และถ้าของไหลปฐมภูมิขยายตัวจนถึงความดัน P_t (ซึ่งมีค่าเท่ากับ $P_{t''}$) กระบวนการนั้นเป็นกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก จะได้ความเร็วมากกว่าความเร็วของเสียงซึ่ง $T_{t''}$ จะหาได้จาก

สมการหาประสิทธิภาพของหัวฉีดที่คอคอด

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{T_p - T_t}{T_p - T_{t''}} \quad (2.41)$$

สมการหาพื้นที่หน้าตัดของคอคอด

$$A_t = \frac{\dot{m}_p}{\frac{P_t}{R \cdot T_t} \cdot V_t} \quad (2.42)$$

2.6.2 ของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสม

ที่ปากทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิจะมีความดันต่ำกว่าความดันของเครื่องระเหยอยู่เล็กน้อย ดังนั้น ของไหลทุติยภูมิจะถูกเร่งจากสภาวะหยุดนิ่งให้มีความเร็วสูงขึ้น อุณหภูมิสถิตของของไหลทุติยภูมิจะหาได้โดย

สมการหาอุณหภูมิสถิตของของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสม

$$\frac{T_{1S}}{T_S} = \left[\frac{P_1}{P_S} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.43)$$

สมการหาความเร็วจริงของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสม

$$V_{1S} = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot (T_S - T_{1S})} \quad (2.44)$$

ค่าตัวเลขของมัคของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสม

$$M_{1S} = \frac{V_{1S}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{1S}}} \quad (2.45)$$

พื้นที่หน้าตัดสำหรับของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสมซึ่งเป็นพื้นที่วงแหวนที่อยู่ระหว่างเส้นรอบวงของปากทางเข้าของท่อผสมและเส้นรอบวงของปากทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิ

หาพื้นที่หน้าตัดที่สำหรับของไหลทุติยภูมิที่ทางเข้าของท่อผสมได้จากสมการ

$$A_{1S} = \frac{\dot{m}_S}{\frac{P_{1S}}{R \cdot T_{1S}} \cdot V_{1S}} \quad (2.46)$$

สมการหาพื้นที่หน้าตัดทั้งหมดที่ปากทางเข้าของท่อผสม

$$A_1 = A_{1P} + A_{1S} \quad (2.47)$$

2.6.3 ท่อผสม (mixing chamber)

ในท่อผสมของไหลปฐมภูมิซึ่งมีความเร็วสูงจะผสมกับของไหลทุติยภูมิซึ่งมีความเร็วต่ำดังนั้นจึงมีการถ่ายเทพลังงานและโมเมนตัมระหว่างของไหลทั้งสอง เมื่อให้ท่อผสมเป็นปริมาตรควบคุม จากสมการอนุรักษ์โมเมนตัมของของไหล

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมของของไหล (momentum equation)

$$(P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2) = (\dot{m}_P + \dot{m}_S) \cdot V_2 - (\dot{m}_P \cdot V_{1P} + \dot{m}_S \cdot V_{1S}) \quad (2.48)$$

เมื่อความดันในท่อผสมมีค่าคงที่ ทำให้เกิดการสูญเสียความเร็วของของไหลผสมเพื่อที่จะให้ผลการคำนวณมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลอง จึงมีการเพิ่มค่าประสิทธิภาพของกระบวนการผสมในการคำนวณ

สมการหาความเร็วของของไหลผสม

$$V_2 = \eta_{\text{mix}} \cdot \frac{\dot{m}_P \cdot V_{1P} + \dot{m}_S \cdot V_{1S}}{\dot{m}_P + \dot{m}_S} \quad (2.49)$$

ค่าประสิทธิภาพของกระบวนการผสมจะมีค่าประมาณ $\eta_{\text{mix}} = 95\%$ เมื่อเราสามารถคำนวณหาค่าความเร็วของของไหลผสมได้แล้วอุณหภูมิสถิตของของไหลผสมจะหาได้จาก

สมหาอุณหภูมิสถิตของของไหลผสม

$$T_o = T_{o-2} + \frac{V_2^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.50)$$

โดยที่ T_{o-2} คืออุณหภูมิรวมของของไหลผสมหาได้จากสมการอนุรักษ์พลังงาน

$$(\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot h_{o-2} = \dot{m}_p \cdot h_p + \dot{m}_s \cdot h_s \quad (2.51)$$

และเมื่อ $\Delta h = C_p \cdot \Delta T$

$$\dot{m}_p \cdot C_p (T_{o-2} - T_p) = \dot{m}_s \cdot C_p \cdot (T_s - T_{o-2}) \quad (2.52)$$

ค่าตัวเลขของมัคของไหลผสมก่อนการเกิดคลื่นกระแทก

$$M_2 = \frac{V_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}} \quad (2.53)$$

สมการหาพื้นที่หน้าตัดของท่อผสมส่วนกลาง

$$A_2 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot V_2} \quad (2.54)$$

2.6.4 กระบวนการคลื่นกระแทกภายในท่อผสมส่วนกลาง

ในการคำนวณหาสมบัติของของไหลหลังจากการเกิดคลื่นกระแทก จะใช้สมการอนุรักษ์พลังงาน

สมการอนุรักษ์มวลและสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \quad (2.55)$$

สมการอนุรักษ์มวล

$$\rho_2 \cdot V_2 = \rho_3 \cdot V_3 \quad (2.56)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$A \cdot (P_2 - P_3) = \dot{m} \cdot (V_3 - V_2) \quad (2.57)$$

$$(P_2 - P_3) = \rho_2 \cdot V_2 (V_3 - V_2) \quad (2.58)$$

จากสมการอนุรักษ์สมการและเนื่องจากไม่มีการถ่ายเทพลังงานระหว่างของไหลและสิ่งแวดล้อม ดังนั้น
อุณหภูมิจึงรวมจะมีค่าคงที่ ($T_{02} = T_{03}$) ดังนั้น

$$T_2 + \frac{M_2 \cdot (k \cdot R \cdot T_2)}{2 \cdot C_p} = T_3 + \frac{M_3 \cdot (k \cdot R \cdot T_3)}{2 \cdot C_p} \quad (2.59)$$

และเมื่อ $C_p - C_v = R$ และ $k = \frac{C_p}{C_v}$ ดังนั้น

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{1 + M_2^2 \cdot (k-1)/2}{1 + M_3^2 \cdot (k-1)/2} \quad (2.60)$$

จากสมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot M_2 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_2} = \frac{P_3}{R \cdot T_3} \cdot M_3 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_3} \quad (2.61)$$

จะได้อัตราส่วนของความดันสถิต

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{M_2}{M_3} \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_2}} \quad (2.62)$$

และเอาสมการ 2.60 มารวมกับสมการ 2.62

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{M_2 \cdot \sqrt{1 + M_2^2 \cdot (k-1)/2}}{M_3 \cdot \sqrt{1 + M_3^2 \cdot (k-1)/2}} \quad (2.63)$$

จากสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$A \cdot (P_3 - P_2) = \dot{m} \cdot V_2 - \dot{m} \cdot V_3 \quad (2.64)$$

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

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{1 + k \cdot M_2^2}{1 + k \cdot M_3^2} \quad (2.65)$$

เมื่อนำสมการที่ 2.63 กับสมการ 2.65 มารวมกันจะได้

$$M_3^2 = \frac{M_2^2 + \frac{2}{k-1}}{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot M_2^2 - 1} \quad (2.66)$$

2.6.5 ท่อเพิ่มความดัน

หลังจากการเกิดคลื่นกระแทกความเร็วของของไหลผสมจะลดลงทำให้ความดันสถิตมีค่าเพิ่มขึ้น ถ้าทำให้ความเร็วของของไหลผสมลดลงจนเกือบอยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง พลังงานจลน์จะเปลี่ยนกลับไปเป็นเอนทัลปีและจะทำให้ของไหลผสมมีความดันสถิตเพิ่มขึ้น

ถ้าของไหลผสมถูกลดความเร็วลงจนอยู่ในสภาวะหยุดนิ่ง (stagnation state) จะได้รับความดันเท่ากับความดันรวมซึ่งจะเป็นความดันสูงสุดที่ทำได้แต่จะต้องใช้ท่อเพิ่มความดัน ซึ่งที่ทางออกจะมีขนาดใหญ่มากในทางปฏิบัติ จะออกแบบให้ของไหลมีความเร็วที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดันอยู่ประมาณที่ 30 ถึง 50 m/sec นอกไปจากนี้กระบวนการเพิ่มความดันในท่อเพิ่มความดันนี้อาจจะไม่เป็นกระบวนการที่สามารถย้อนกลับได้เนื่องจากมีแรงเสียดทานและการสูญเสียเกิดขึ้นภายในท่อเพิ่มความดัน

สมการหาประสิทธิภาพของท่อเพิ่มความดัน (diffuser isentropic efficiency)

$$\eta_{\text{diffuser}} = \frac{T_4' - T_3}{T_{0-4} - T_3} \quad (2.67)$$

ถ้ากระบวนการเพิ่มความดันเป็นแบบไอเซนโทรปิก

สามารถหาค่าอุณหภูมิสถิตของของไหลที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดันได้จากสมการ

$$T_{0-3} = T_{0-4} = T_3 + \frac{V_3^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.68)$$

ดังนั้น จากสมการ 2.67 เราสามารถหา T_4' ได้และจะหา $P_{0-4} = P_4'$ ได้จากสมการ

$$\frac{P_4'}{P_3} = \left[\frac{T_4'}{T_3} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.69)$$

ในเมื่อ $T_{0-4} = T_{0-3}$ และเมื่อเรากำหนดค่าความเร็วของของไหลที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดัน

สามารถหา T_4' ได้จาก

$$T_4 = T_{o-4} - \frac{V_4^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.70)$$

และสามารถหาความดันสถิตของของไหลที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดัน

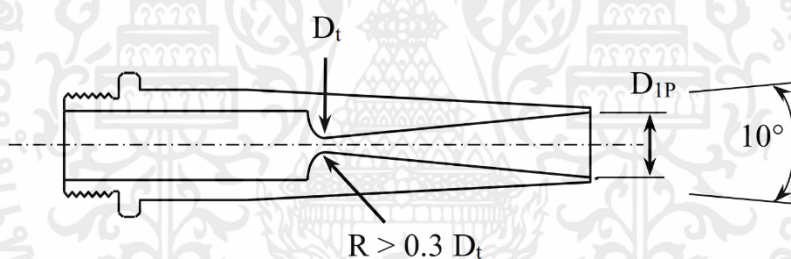
$$\frac{P_4}{P_{o-4}} = \left[\frac{T_4}{T_{o-4}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.71)$$

ขนาดของปากทางออกของท่อเพิ่มความดัน

$$A_4 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_4}{R \cdot T_4} \cdot V_4} \quad (2.72)$$

2.7 การออกแบบอีเจ็คเตอร์

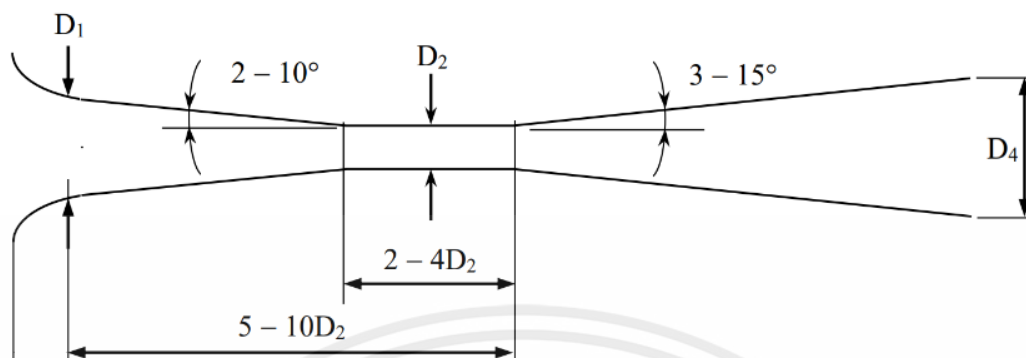
2.7.1 หัวฉีดปฐมภูมิ (Primary nozzle)



รูปที่ 2.8 หัวฉีดปฐมภูมิ

หัวฉีดปฐมภูมิที่ใช้จะเป็นแบบลู่เข้า-บานออก (convergent-divergent nozzle) โดยทั่วไปแล้วที่ทางเข้าจะออกแบบให้ของไหลปฐมภูมิซึ่งอยู่ในสถานะ ไออิมตัว หรือไอร้อน ยิ่งขวดที่ความดันสูงจะไหลด้วยความเร็วประมาณไม่เกิน 50 m/sec และหัวฉีดส่วนที่เป็นท่อแบบลู่เข้า (convergent duct) มีลักษณะที่โค้งมน โดยจะมีรัศมีไม่น้อยไปกว่า 30% ของเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด ($R > 0.3 D_t$) ทั้งนี้เพื่อที่จะให้หัวฉีดส่วนที่เป็นท่อแบบลู่เข้านี้ มีความยาวสั้นที่สุด เพื่อที่จะลดแรงเสียดทานและไม่ให้เกิดบาวนด์ารีเลเยอร์ (boundary layer) ขึ้นที่คอคอด ซึ่งจะมีผลให้อัตราการไหลจริงลดลงน้อยกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ สำหรับส่วนที่เป็นท่อแบบบานออก (divergent) จะบานออกด้วยมุมประมาณ 10 องศา ถ้าใช้มุมน้อยกว่านี้จะทำให้หัวฉีดมีความยาวมากโดยไม่จำเป็น ซึ่งจะทำให้เกิดแรงเสียดทาน แต่ถ้าใช้มุมกว้างมากกว่านี้อาจทำให้ของไหลเกิดการแยกตัวออกจากผนังได้ (separation) และจะทำให้ประสิทธิภาพของหัวฉีดมีค่าลดต่ำลง

2.7.2 ท่อผสม (Mixing chamber)



รูปที่ 2.9 ท่อผสม

จากการทดลองพบว่า ท่อผสมจะมีความยาวโดยวัดจากปากทางออกของหัวฉีดปฐมภูมิทั้งหมดประมาณ 5 ถึง 10 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อผสมส่วนกลาง โดยที่ท่อผสมส่วนกลางซึ่งเป็นท่อที่มีขนาดคงที่ควรจะมี ความยาวประมาณ 2 ถึง 4 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อผสมส่วนกลาง และส่วนที่เหลือจะเป็นท่อผสมส่วน ทางเข้าซึ่งมีลักษณะเป็นท่อกู่เข้าซึ่งจะมีมุมประมาณ 2 ถึง 10 องศา และที่ปากทางเข้าจะมีลักษณะเป็นปากแตร (bell-mouth inlet) เพื่อลดแรงเสียดทาน แต่ทั้งนี้ความยาวของท่อผสมจะขึ้นอยู่กับมุมของมัน ถ้าท่อผสมมีมุมซึ่ง ค่อนข้างป้านก็จะต้องมีความยาวมากกว่าท่อผสมที่มีมุมป้านน้อยกว่า ทั้งนี้เพื่อที่จะให้กระบวนการผสมเสร็จสิ้น สมบูรณ์ก่อนที่จะเกิดคลื่นกระแทกและก่อนที่จะเข้าสู่ท่อเพิ่มความดัน

2.7.3 ท่อเพิ่มความดัน (Subsonic diffuser)

ท่อเพิ่มความดันมีหน้าที่ในการลดความเร็วของของไหลผสมหลังจากการเกิดคลื่นกระแทกซึ่งจะมีความเร็ว ต่ำกว่าความเร็วของเสียง โดยให้มีความเร็วที่ปากทางออกใกล้เคียงกับสถานะหยุดนิ่งให้มากที่สุด ทั้งนี้เพื่อที่จะ เปลี่ยนพลังงานจลน์ของของไหลผสมให้กลับไปเป็นเอนทัลปีและความดัน เนื่องจากของไหลผสมมีความเร็วต่ำกว่า ความเร็วของเสียง (subsonic flow) ดังนั้น ท่อเพิ่มความดันจึงมีลักษณะเป็นท่อที่บานออกโดยทั่วไปแล้วท่อเพิ่ม ความดันจะมีมุมประมาณ 3 ถึง 5 ถ้ามีมุมป้านมากเกินไปอาจจะทำให้ของไหลแยกตัวออกจากผนังของท่อได้ (separation) และที่ปากทางออกของท่อเพิ่มความดันควรจะมีพื้นที่หน้าตัดประมาณ 5 เท่าของพื้นที่หน้าตัดของ ท่อผสมส่วนกลาง ($A_4/A_2 \sim 5$)

บทที่ 3

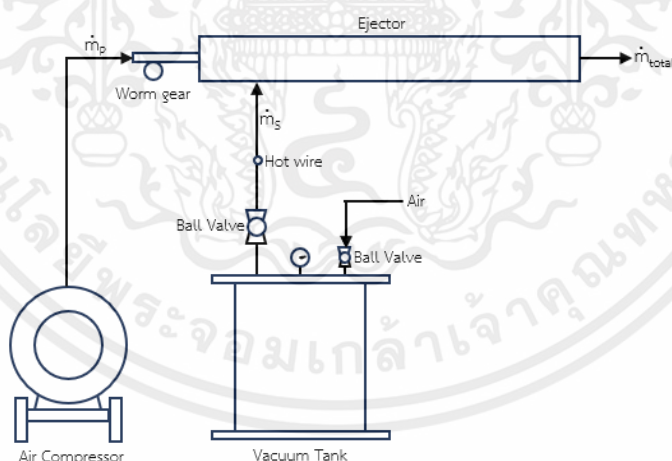
วิธีการออกแบบและการคำนวณ

3.1 บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงอุปกรณ์และขั้นตอนการดำเนินงาน ซึ่งจะเริ่มจากการออกแบบขนาดและรูปร่างของอุปกรณ์การทดลองตามข้อกำหนด เพื่อสร้างชุดอุปกรณ์การทดลองที่ใช้ในการศึกษาการทำงานของอีเจ็คเตอร์ โดยสามารถปรับเปลี่ยนตำแหน่งทางออกหัวฉีด เพื่อศึกษาผลกระทบภายในระบบอีเจ็คเตอร์เมื่อตำแหน่งของหัวฉีดหลักเปลี่ยนไป และกล่าวถึงอุปกรณ์ต่างๆที่จำเป็นในการทำงานของอีเจ็คเตอร์รวมถึงเครื่องมือในการเก็บค่าบันทึกผลการทดลอง

3.2 หลักการออกแบบชุดการทดลอง

จะกำหนดขอบเขตของการทดลองให้มุ่งเป้าไปที่การทำงานของอีเจ็คเตอร์เท่านั้น โดยภายในระบบจะเป็นอากาศ ซึ่งทำงานโดยการใช้ปั๊มลมเพื่อสร้างลมให้นำพาอากาศที่อยู่ภายในถังออกให้หมดจนกลายเป็นสุญญากาศ และบันทึกความเร็วของอากาศที่ไหลออกจากถังสุญญากาศและเวลาที่อากาศไหลออกจากถังจนอยู่ในสถานะสุญญากาศ



รูปที่ 3.1 แผนภาพไดอะแกรมชุดการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.1 ปัจจัยในการออกแบบอีเจ็คเตอร์

สำหรับการออกแบบอีเจ็คเตอร์ ต้องคำนึงถึงข้อกำหนด เพื่อให้อีเจ็คเตอร์ทำงานได้อย่างเหมาะสมและถูกต้องแม่นยำ โดยมีข้อกำหนด ดังนี้

- ใช้อากาศเป็นของไหลภายในระบบ
- มีแรงดันจากจากปั๊มเท่ากับ 800 กิโลปาสกาล
- แรงดันเมื่อปล่อยสู่บรรยากาศประมาณ 100 กิโลปาสกาล
- มีอัตราการไหลเชิงมวลเท่ากับ 0.008 กิโลกรัม ต่อ วินาที
- มีค่าอัตราส่วนเชิงมวลของอีเจ็คเตอร์อยู่ที่ 0.4
- กำหนดให้อากาศภายในห้องเท่ากับ 28 องศาเซลเซียส

3.2.2 การออกแบบการทดลอง

สำหรับการออกแบบการทดลอง จะออกแบบให้ตำแหน่งทางออกหัวฉีด (Nozzle exit position : NXP) สามารถปรับเปลี่ยนตำแหน่งได้ โดยจะใช้ระบบของเฟืองตัวหนอนมาประยุกต์ใช้ เนื่องจากเฟืองตัวหนอนนั้นสามารถปรับค่าได้ละเอียดแม่นยำและง่ายต่อการปรับเปลี่ยนค่า ชุดการทดลองนี้จะบันทึกค่าความเร็วที่เปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งทางออกหัวฉีดเปลี่ยนและจับเวลาเมื่ออากาศทั้งหมดภายในถังไหลออกจนกลายเป็นสถานะสูญญากาศ โดยความเร็วจะวัดด้วยเครื่องวัดแบบลวดร้อนและนำไปคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์

3.3 อุปกรณ์

1. เครื่องปั๊มลม (Air Compressor) ทำหน้าที่สร้างแรงดันลมเพื่อให้ระบบอีเจ็คเตอร์ทำงานได้ โดยลักษณะของปั๊มลมที่เลือกใช้นั้นจะต้องมีความสามารถในการผลิตแรงดันมากถึง 8 บาร์



รูปที่ 3.2 เครื่องปั๊มลม (Air Compressor)

2. ถังสุญญากาศ (Vacuum Tank) เป็นถังบรรจุอากาศที่สามารถอยู่ในสภาวะสุญญากาศได้ มีความจุอยู่ที่ 6 ลูกบาศก์ลิตร และสามารถติดตั้ง เกจวัดความดันได้



รูปที่ 3.3 ถังสุญญากาศ (Vacuum Tank)

3. เครื่องวัดแบบลวดร้อน (Hot wire) เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวัดความเร็วและทิศทางของลม ทำงานได้ โดยการวัดการสูญเสียความร้อนของเส้นลวดซึ่งอยู่ในกระแสของเหลว



รูปที่ 3.4 เครื่องวัดแบบลวดร้อน (Hot wire)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 การคำนวณขนาดของชุดการทดลอง

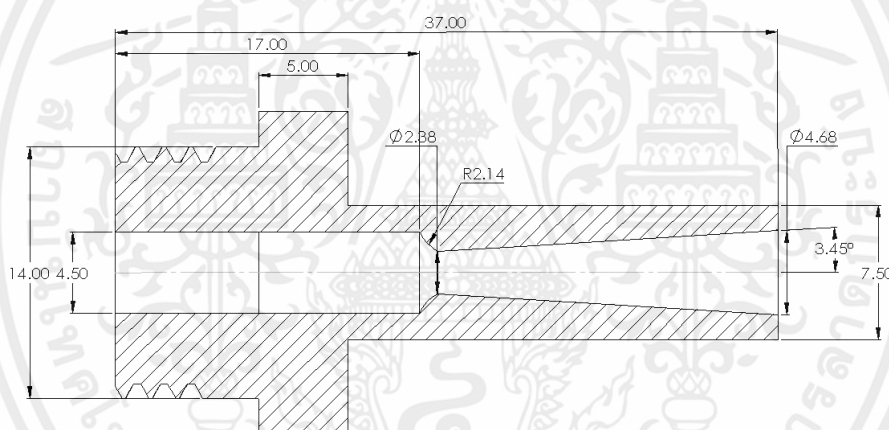
จากข้อกำหนดของการทำงานของฮีตเตอร์ จะนำไปคำนวณเพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของฮีตเตอร์ และนำไปสร้างแบบจำลองเพื่อที่จะนำไปสร้างเป็นชิ้นงานประกอบเป็นชุดทดลอง ในที่นี้จะคำนวณหาขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางในแต่ละตำแหน่งโดยใช้สมการที่ใช้ในการหาอัตราไหลของของไหลในท่อ

$$\dot{m} = p \cdot V \cdot A \quad (3.1)$$

จัดรูปแบบสมการใหม่ให้อยู่ในเทอมของพื้นที่หน้าตัด

$$A = \frac{\dot{m}}{\frac{p}{R \cdot T} \cdot V} \quad (3.2)$$

3.4.1 การคำนวณหาขนาดของหัวฉีดปฐมภูมิ



รูปที่ 3.5 ขนาดของหัวฉีดปฐมภูมิที่ได้จากการคำนวณ

คำนวณ 2 ส่วน คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด(D_t) และปากทางออกหัวฉีด(D_{1P})

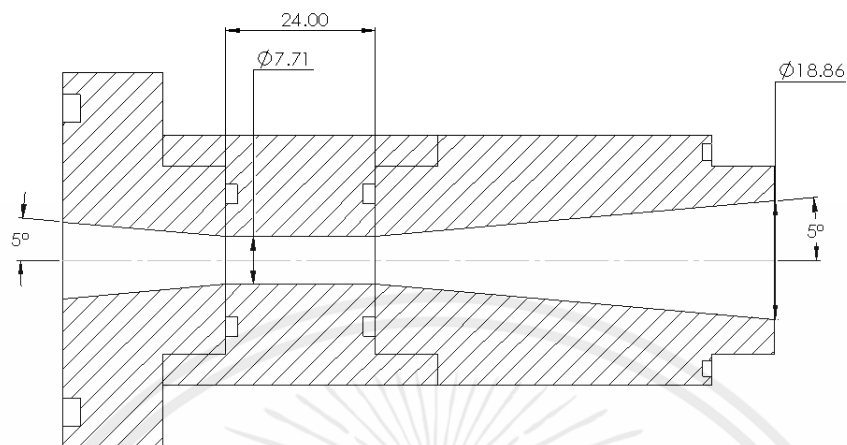
$$A_{1P} = \frac{\dot{m}_p}{\frac{p_{1P}}{R \cdot T_{1P}} \cdot V_{1P}} = \frac{0.008}{\frac{28}{0.287 \cdot 124.77} \cdot 595.54} = 1.718 \times 10^{-5} \text{ ตารางเมตร}$$

จะได้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ปากทางออกเท่ากับ 4.68 มิลลิเมตร

$$A_t = \frac{\dot{m}_p}{\frac{p_t}{R \cdot T_t} \cdot V_t} = \frac{0.008}{\frac{407.71}{0.287 \cdot 250.91} \cdot 317.51} = 4.45 \times 10^{-6} \text{ ตารางเมตร}$$

จะได้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดเท่ากับ 2.38 มิลลิเมตร

3.4.2 การคำนวณหาขนาดของท่อผสมและท่อความดัน



รูปที่ 3.6 ขนาดของท่อผสมและท่อความดัน

คำนวณ 2 ส่วน คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดท่อผสม(D_2) และปากทางออกท่อเพิ่มแรงดัน(D_2)

$$A_2 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot V_2} = \frac{0.008 + 0.003}{\frac{28}{0.287 \cdot 191.29} \cdot 469.87} = 4.67 \times 10^{-5} \text{ ตารางเมตร}$$

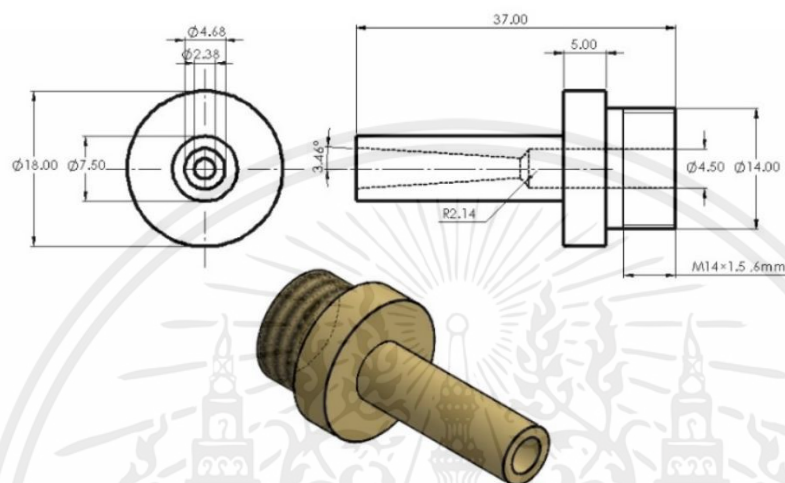
จะได้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดท่อผสมเท่ากับ 7.71 มิลลิเมตร

$$A_4 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_4}{R \cdot T_4} \cdot V_4} = \frac{0.008 + 0.003}{\frac{115.23}{0.287 \cdot 300.55} \cdot 30} = 2.79 \times 10^{-4} \text{ ตารางเมตร}$$

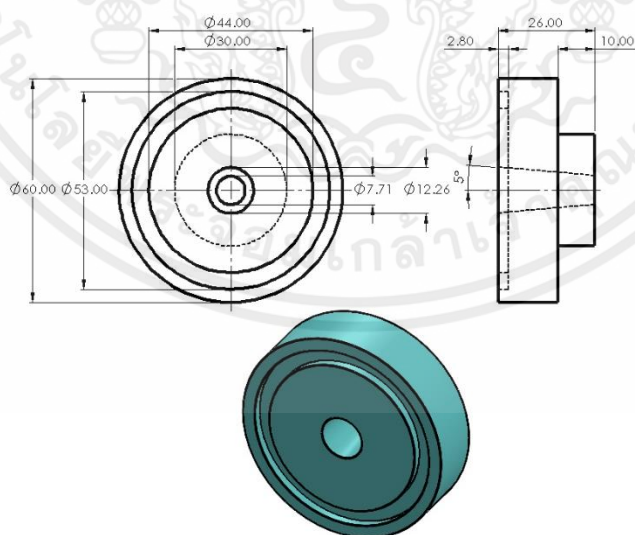
จะได้ ขนาดเส้นผ่านปากทางออกท่อเพิ่มแรงดันเท่ากับ 18.86 มิลลิเมตร

3.4.3 ภาพฉายและแบบจำลองอีเจ็คเตอร์แต่ละชิ้นส่วน

เป็นแบบจำลองหัวฉีดหลักและท่อผสมของชุดการทดลอง ที่จะนำไปกลึงให้ได้ขนาดตามที่ต้องการ เพื่อให้ได้ผลการทดสอบตามที่ได้วางแผนไว้

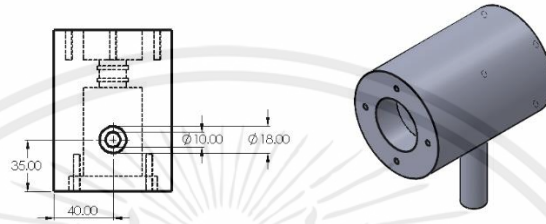
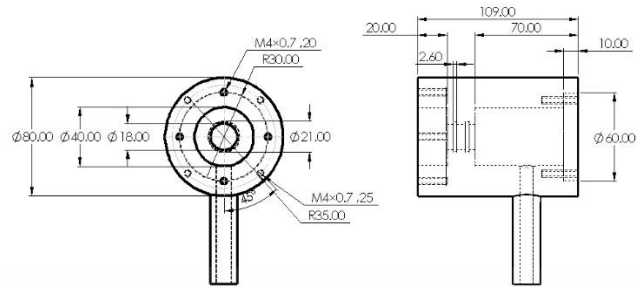


รูปที่ 3.7 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองหัวฉีดหลัก

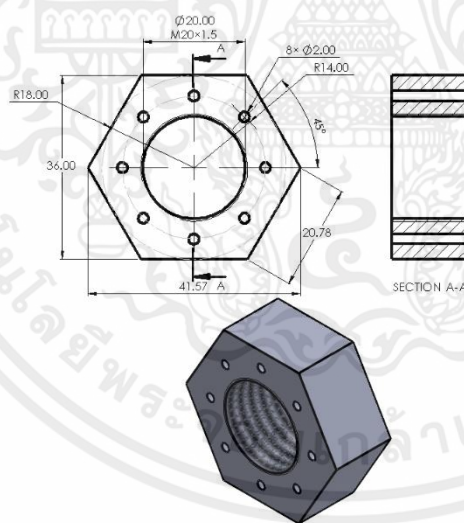


รูปที่ 3.8 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองท่อผสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

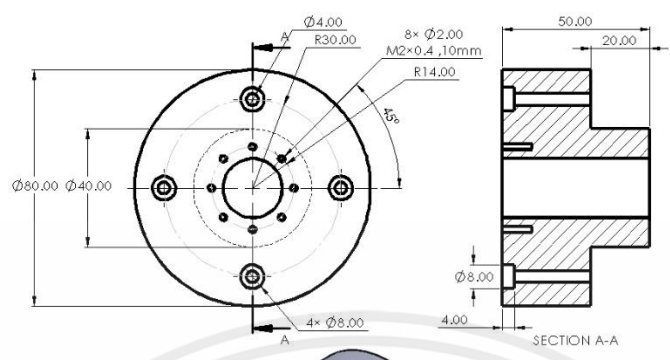


รูปที่ 3.9 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองตัวสามทาง

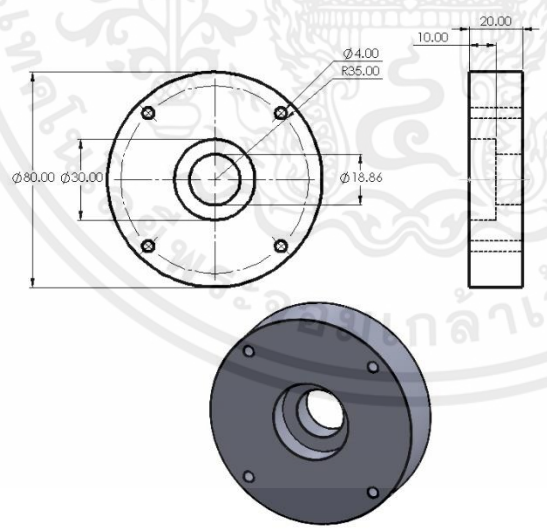


รูปที่ 3.10 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองสลักเกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

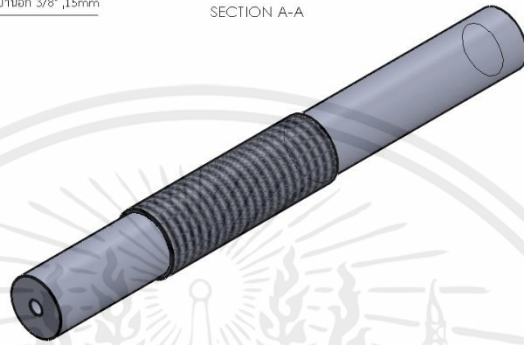
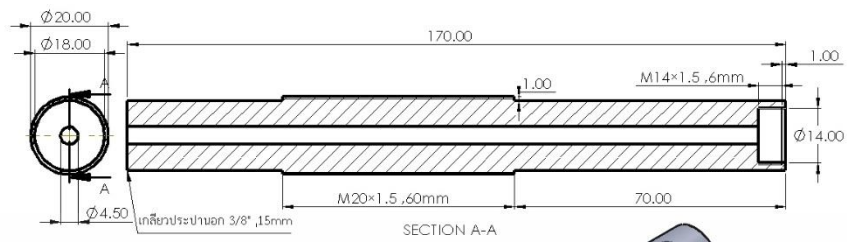


ภาพที่ 3.11 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองหน้าแปลน(ด้านซ้าย)

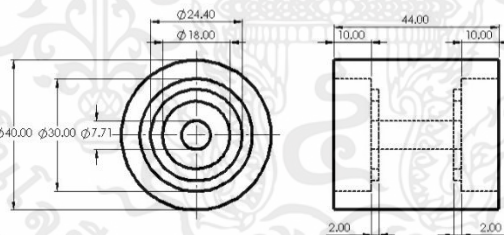


รูปที่ 3.12 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองหน้าแปลน(ด้านขวา)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

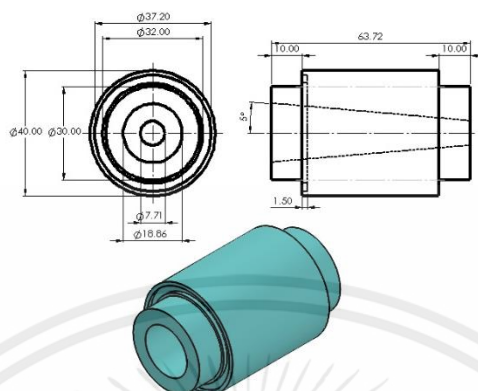


รูปที่ 3.13 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองทางเข้าของไหลปฐมภูมิ



รูปที่ 3.14 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองคอคอด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

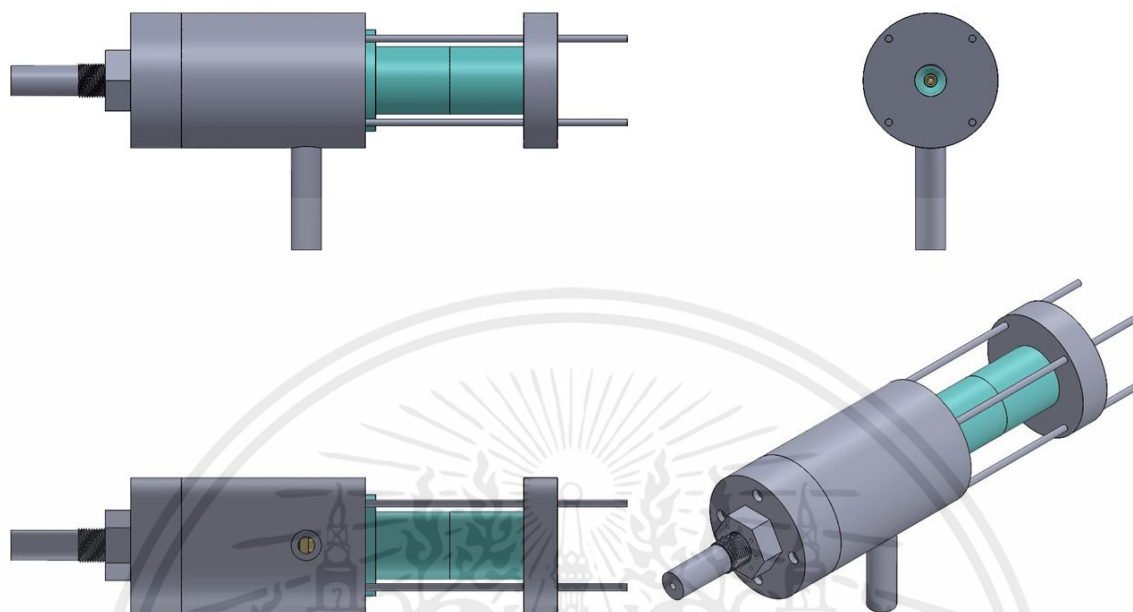


รูปที่ 3.15 รูปถ่ายและขนาดของแบบจำลองท่อความดัน



รูปที่ 3.16 ภาพการประกอบเข้าที่ของอีเจ็คเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

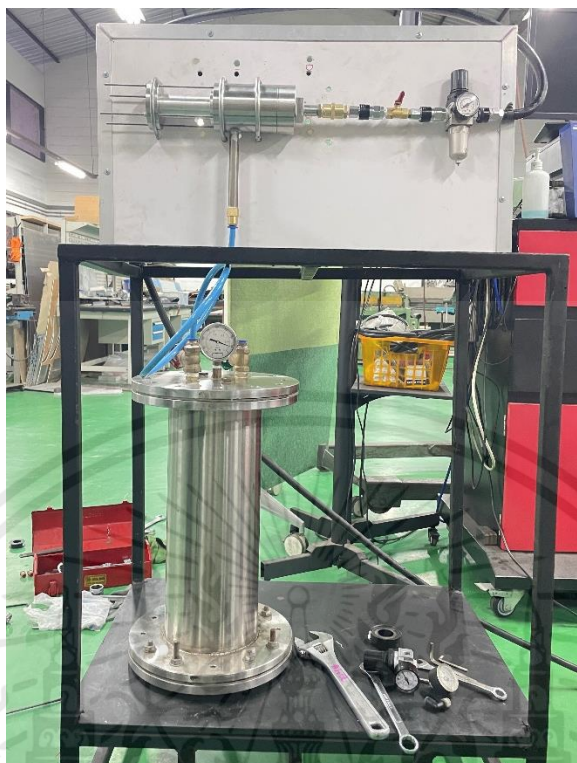


รูปที่ 3.17 ภาพฉายและขนาดของแบบจำลองอีเจ็คเตอร์



รูปที่ 3.18 อีเจ็คเตอร์ที่ได้จากการผลิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.19 ภาพชุดการทดลอง

3.5 ขั้นตอนการการทดลอง

1. เช็ทเกจวัดความดันสุญญากาศและวาล์วที่ถังสุญญากาศ
2. เช็ทท่อลมที่ต่อเข้ากับท่อติดกับถังสุญญากาศ
3. ปรับระยะหัวฉีดอีเจ็คเตอร์ให้ได้ระยะตามที่ต้องการ
4. ปรับแรงดันตามที่ต้องการและไล่น้ำออกจากตัวกรองไอน้ำให้หมด
5. ต่อตัวกรองไอน้ำเข้ากับเครื่องอีเจ็คเตอร์
6. เปิดวาล์วและเริ่มทำการทดลอง
7. อ่านค่าความดันที่เกจวัดความดันสุญญากาศและบันทึกผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การวิเคราะห์และผลการทดลอง

เนื่องจากผู้จัดทำไม่สามารถหาเครื่องมือวัดความเร็วลมตามแบบที่ต้องการได้ จึงนำไปเก็บค่าบันทึกผลที่ใช้ในการหาประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์และตัวชุดการทดลองไม่สามารถสร้างสภาวะวะสูญญากาศขึ้นมาได้ทำได้เพียงเข้าใกล้สภาวะสูญญากาศเท่านั้น จึงได้เพิ่มเป้าหมายในการบันทึกผลโดยการบันทึกผลค่าความดันสูญญากาศที่อีเจ็คเตอร์ทำได้ตำแหน่งทางออกหัวฉีดหลักในตำแหน่งที่ต่างกันและทดลองโดยใช้แรงดันจากปั๊มลมที่ต่างกัน เพื่อเปรียบเทียบการทำงานของอีเจ็คเตอร์ในตำแหน่งทางออกหัวฉีดหลักและแรงดันที่ต่างกัน

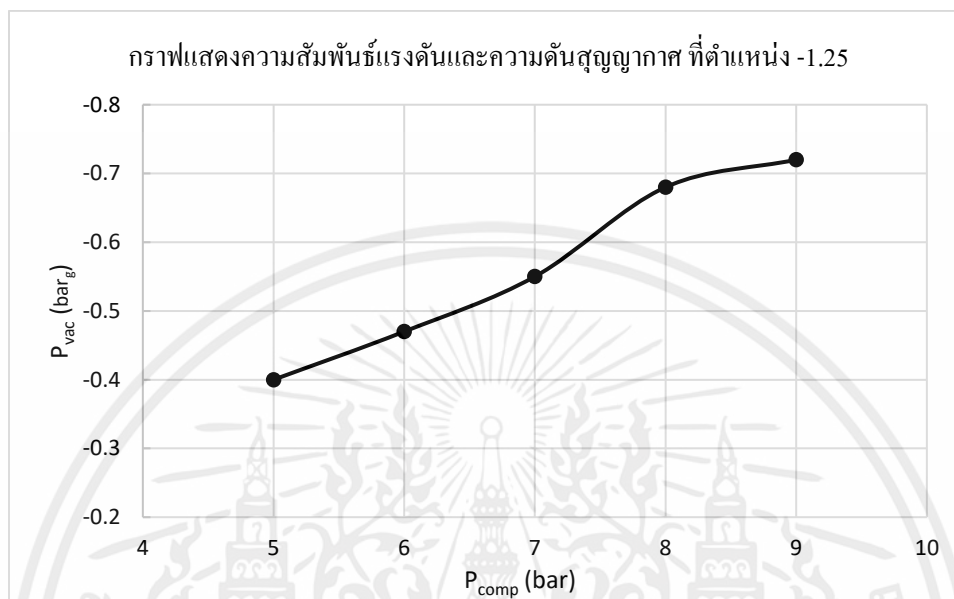
การทดลองเพื่อเปรียบเทียบการทำงานของอีเจ็คเตอร์ในตำแหน่งทางออกหัวฉีดหลักและแรงดันที่ต่างกัน จะทำการทดลองโดยกำหนดตำแหน่งหัวฉีดที่ตำแหน่ง -1.25 จนถึง 1.25 เปลี่ยนแปลงครั้งละ 0.25 เซนติเมตร และแรงดันปั๊มลมที่ใช้ในการทดลองจะอยู่ในช่วง 5 – 9 บาร์ และทำการบันทึกผลเมื่อทำการทดลองจะได้กราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่งดังต่อไปนี้

P _{comp} (bar)	5	6	7	8	9
NXP (cm)	P _{Vac} (bar _g)	P _{Vac} (bar _g)	P _{Vac} (bar _g)	P _{Vac} (bar _g)	P _{Vac} (bar _g)
-1.25	-0.4000	-0.4700	-0.5450	-0.6750	-0.7200
-1.00	-0.4300	-0.5250	-0.6100	-0.7050	-0.7450
-0.75	-0.3950	-0.4800	-0.5800	-0.7000	-0.7300
-0.50	-0.4100	-0.4900	-0.5700	-0.7150	-0.7700
-0.25	-0.3950	-0.5075	-0.6000	-0.7150	-0.7380
0.00	-0.3735	-0.4885	-0.5910	-0.6685	-0.7435
0.25	-0.3575	-0.4750	-0.6000	-0.6900	-0.7400
0.50	-0.3535	-0.4600	-0.5910	-0.6860	-0.7410
0.75	-0.3400	-0.4550	-0.5750	-0.6650	-0.7400
1.00	-0.3185	-0.4235	-0.5585	-0.6535	-0.7285
1.25	-0.3000	-0.4050	-0.4950	-0.6550	-0.7100

ตารางที่ 1 การบันทึกค่าที่ได้จากการทดลอง

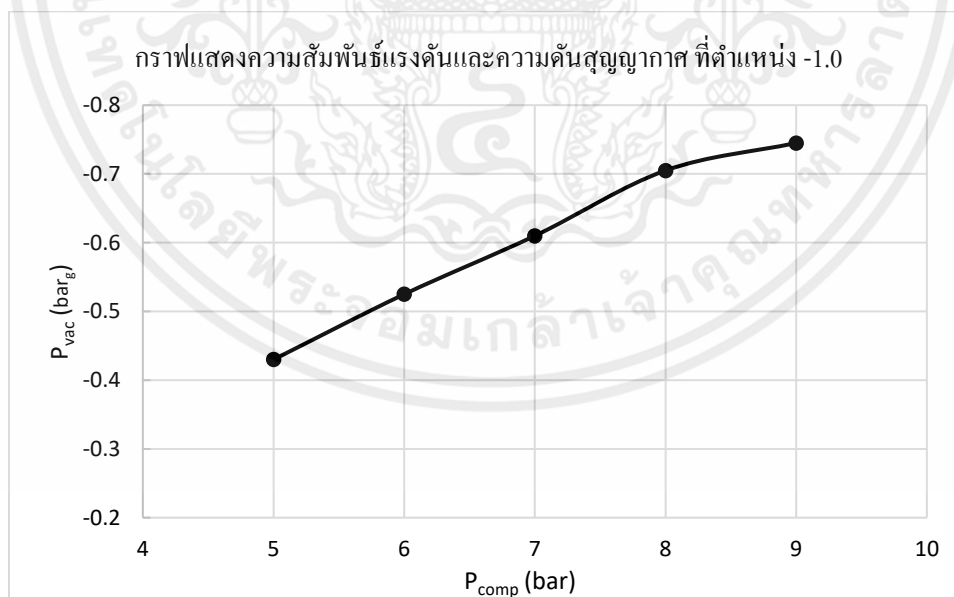
4.1 การทดลองระหว่างแต่ละตำแหน่งหัวฉีดและแต่ละแรงดัน

4.1.1 ที่ตำแหน่ง NXP(-1.25) แรงดันป้อนลมที่ใช้ 5-9 บาร์



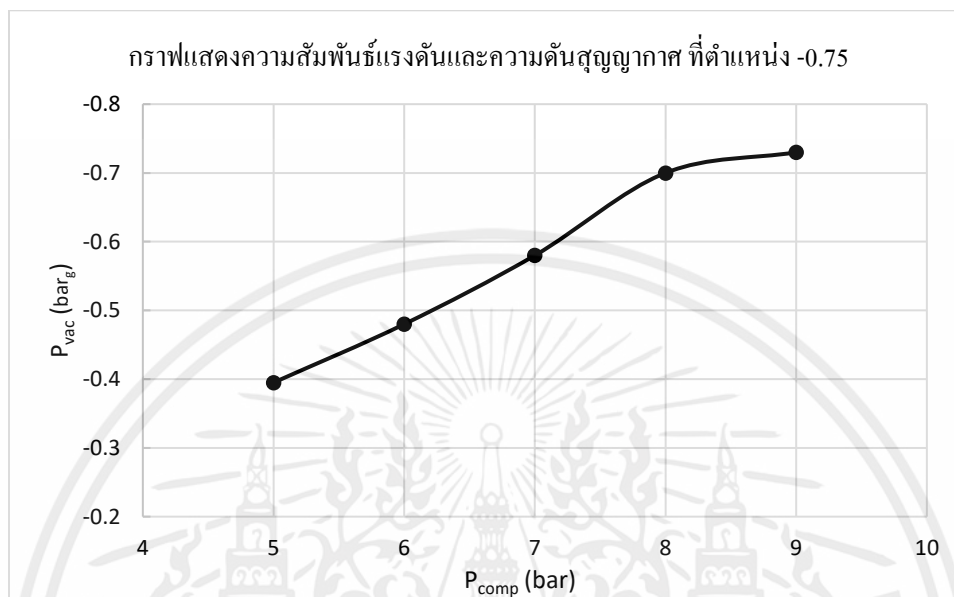
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -1.25

4.1.2 ที่ตำแหน่ง NXP(-1.0) แรงดันป้อนลมที่ใช้ 5-9 บาร์



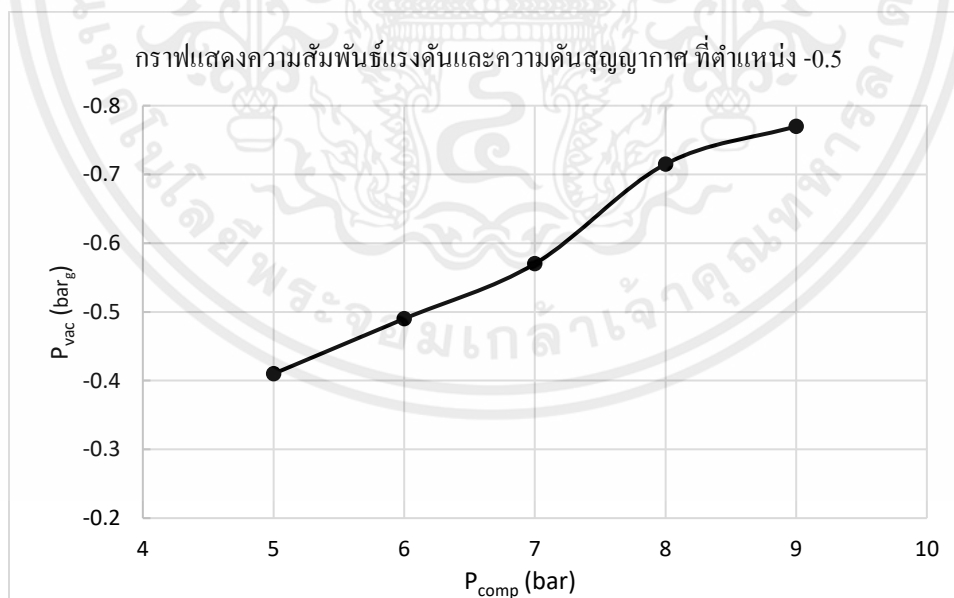
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -1.0

4.1.3 ที่ตำแหน่ง NXP(-0.75) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



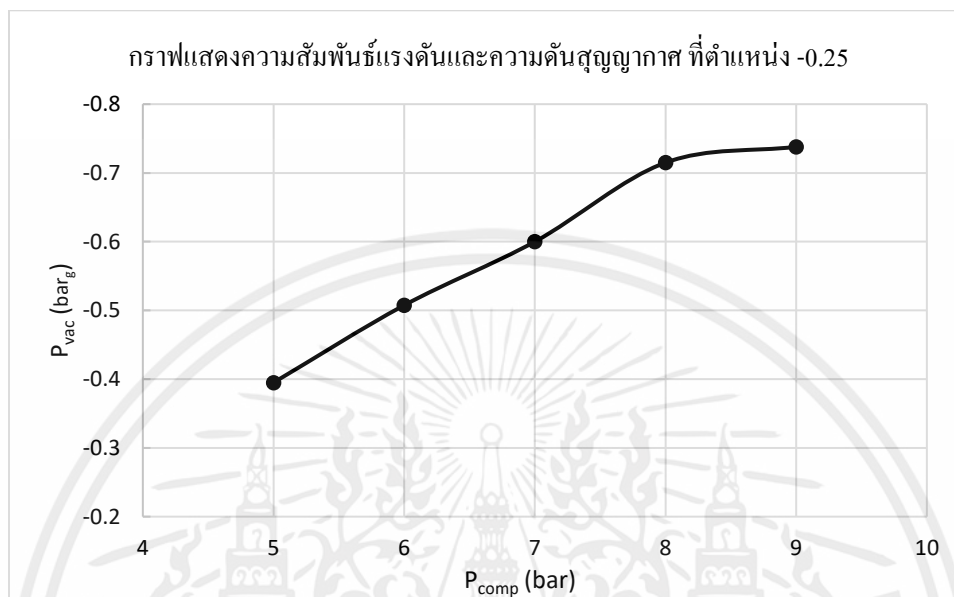
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -0.75

4.1.4 ที่ตำแหน่ง NXP(-0.5) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



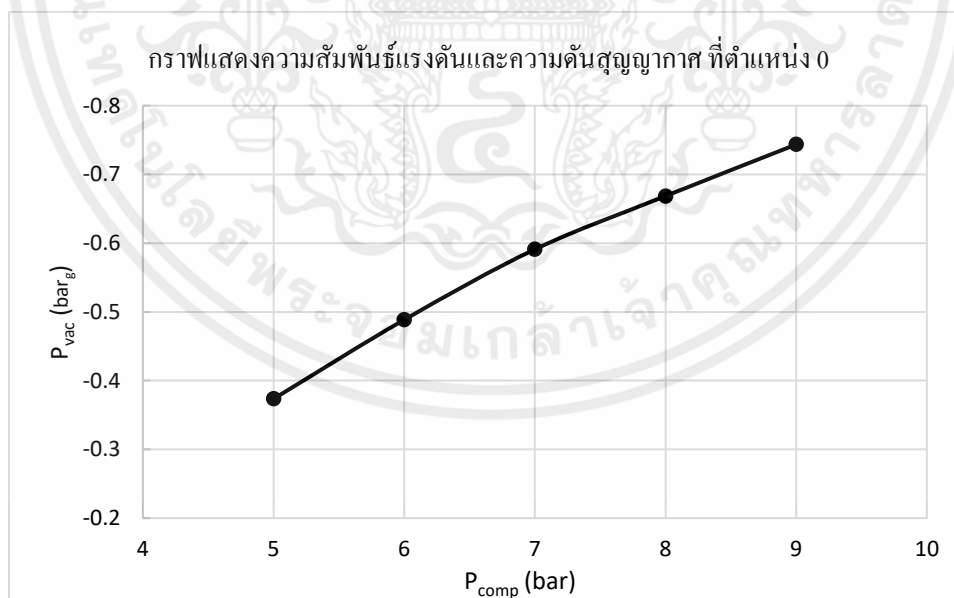
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -0.5

4.1.5 ที่ตำแหน่ง NXP(-0.25) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



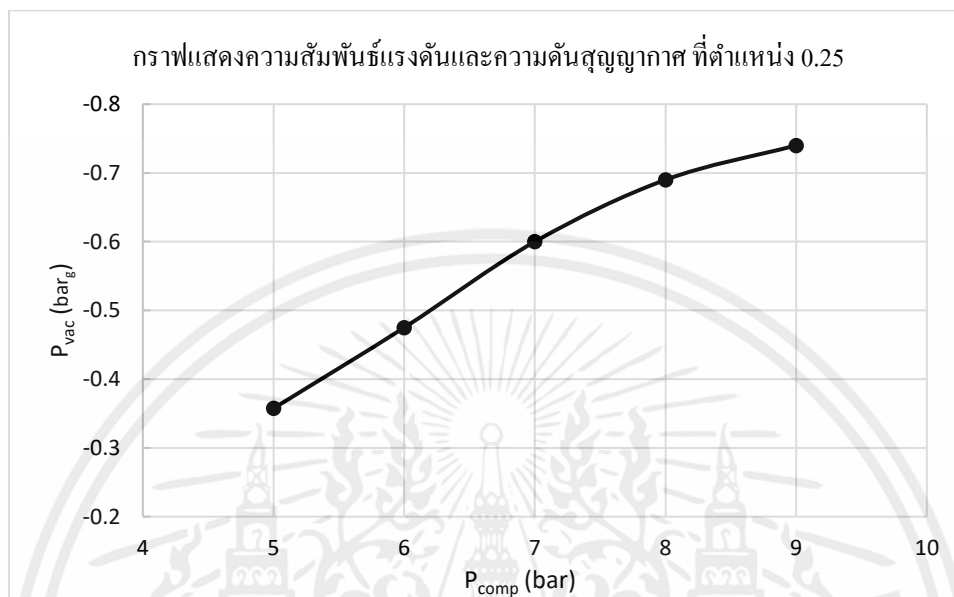
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -0.25

4.1.6 ที่ตำแหน่ง NXP(0) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



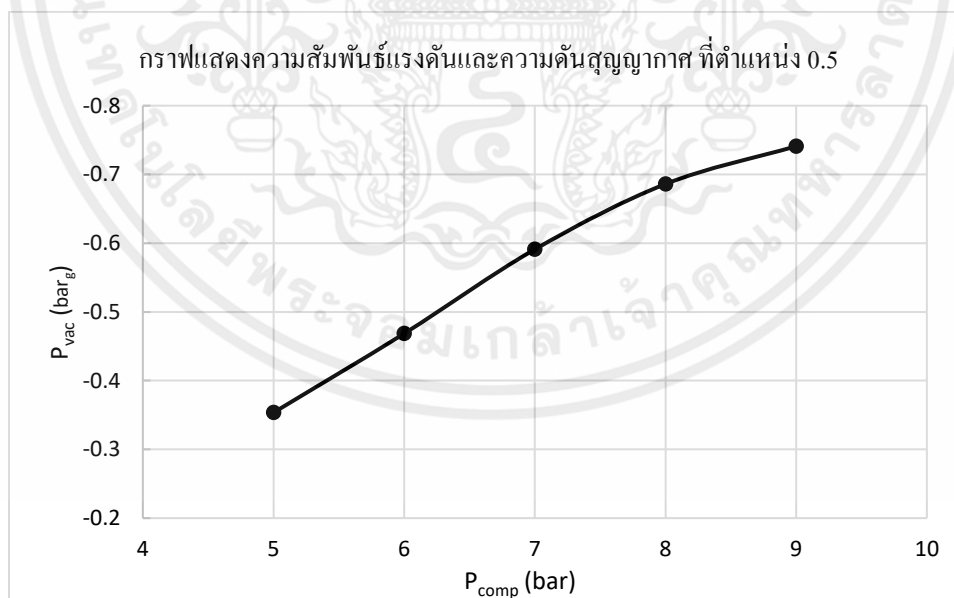
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0

4.1.7 ที่ตำแหน่ง NXP(0.25) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



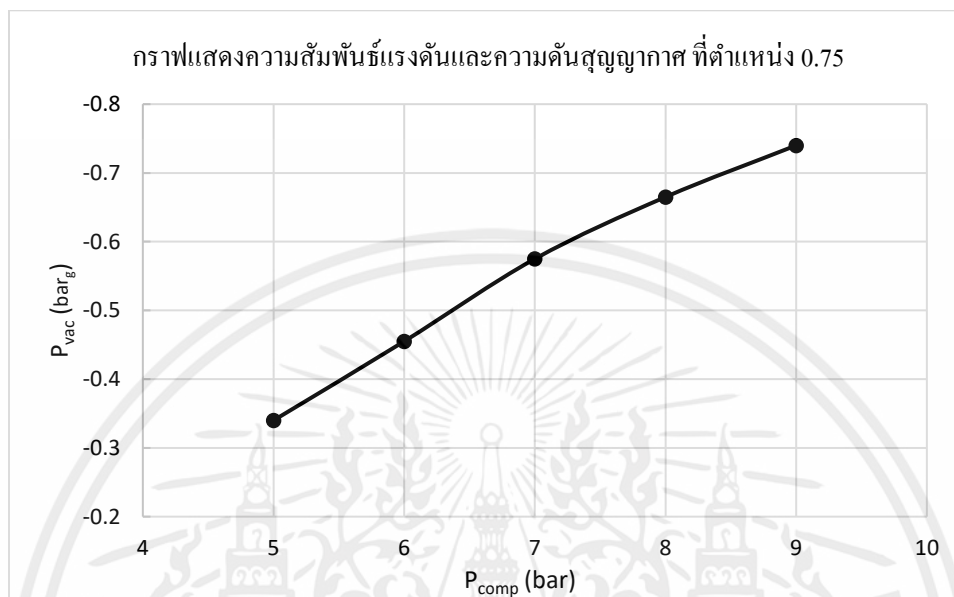
ภาพที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0.25

4.1.8 ที่ตำแหน่ง NXP(0.5) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



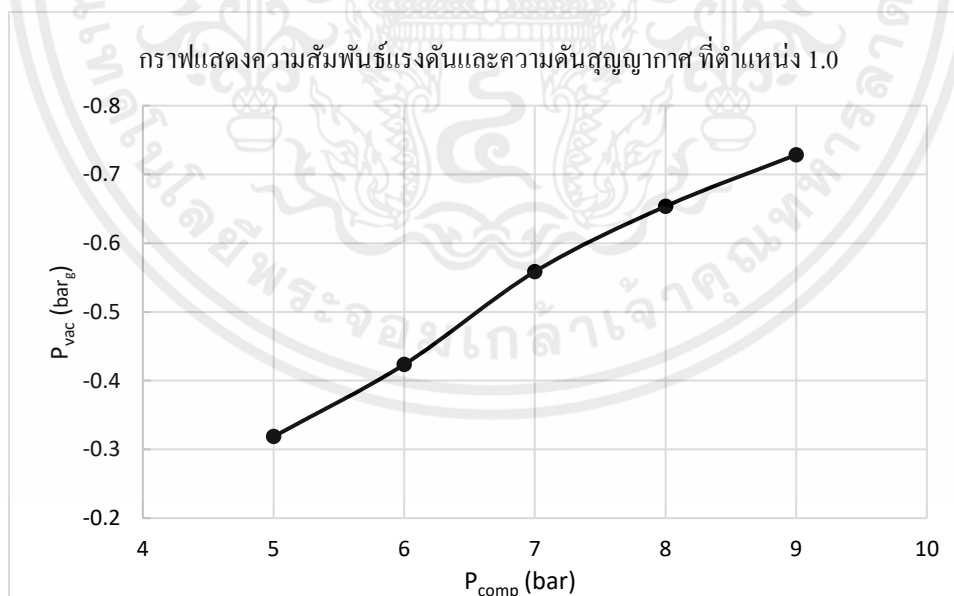
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0.5

4.1.9 ที่ตำแหน่ง NXP(0.75) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



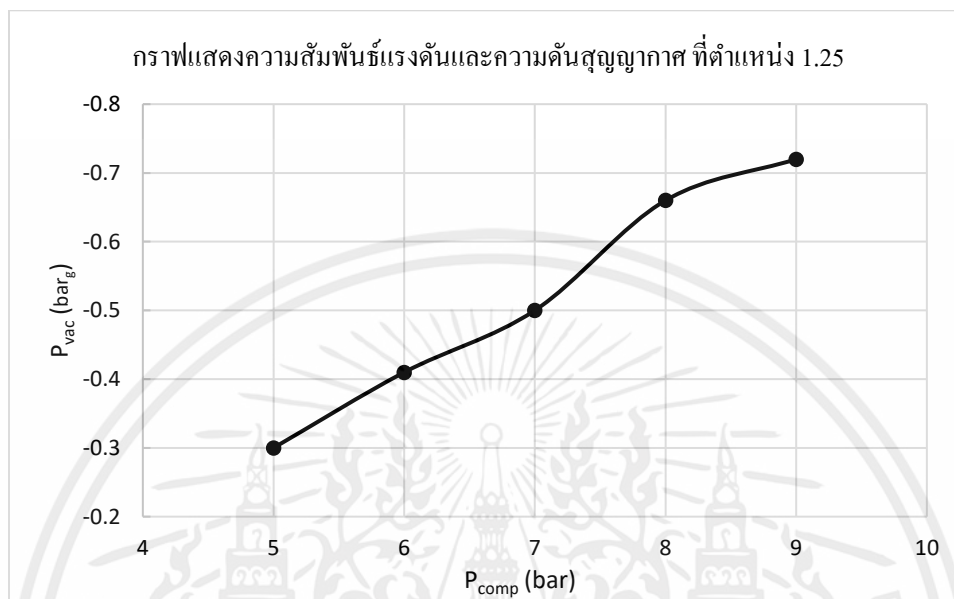
รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0.75

4.1.10 ที่ตำแหน่ง NXP(1.0) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



รูปที่ 4.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 1.0

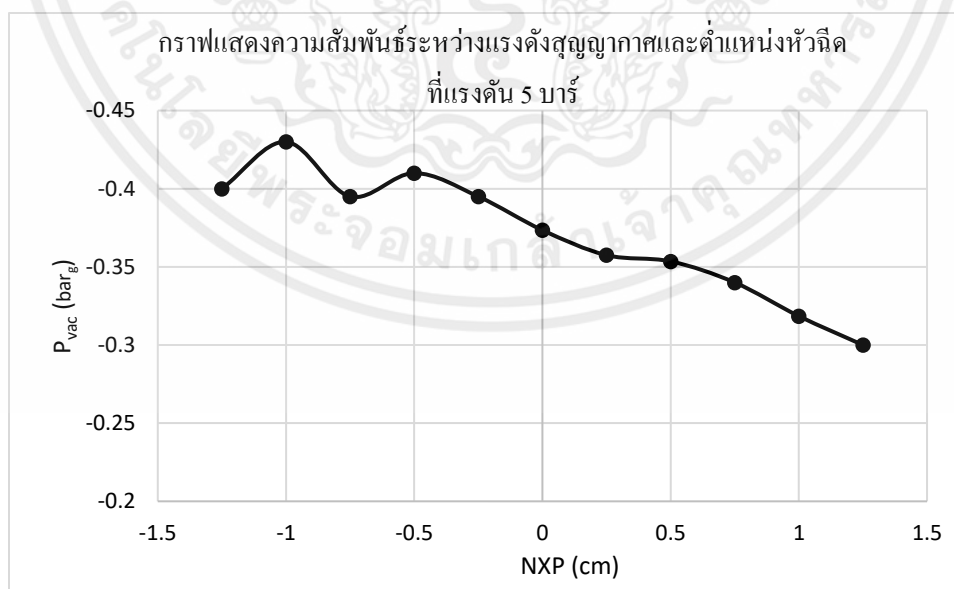
4.1.11 ที่ตำแหน่ง NXP(1.25) แรงดันปั๊มลมที่ใช้ 5-9 บาร์



รูปที่ 4.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศที่ตำแหน่ง 1.25

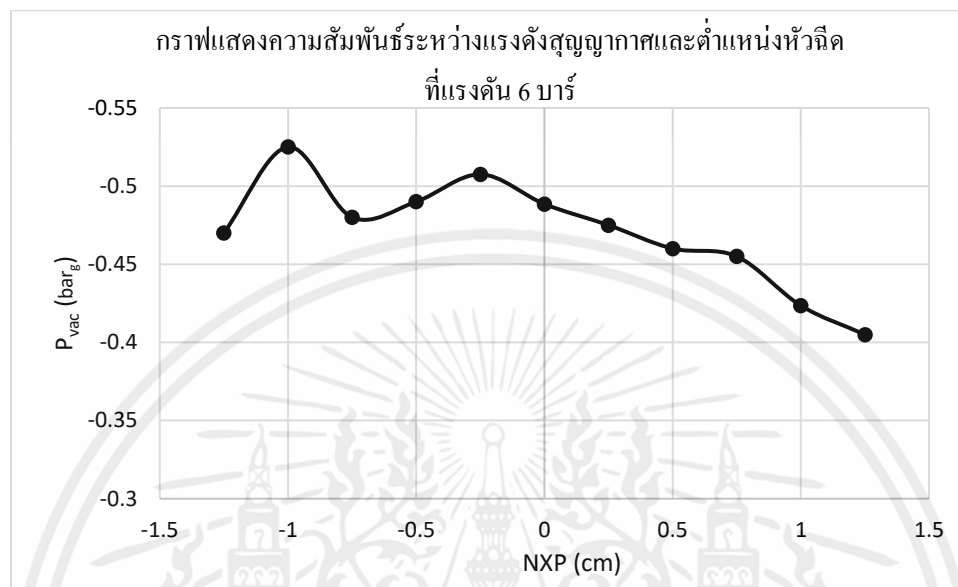
4.2 การทดลองเปรียบเทียบระหว่างตำแหน่งหัวฉีดและแรงดัน

4.2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 5 บาร์



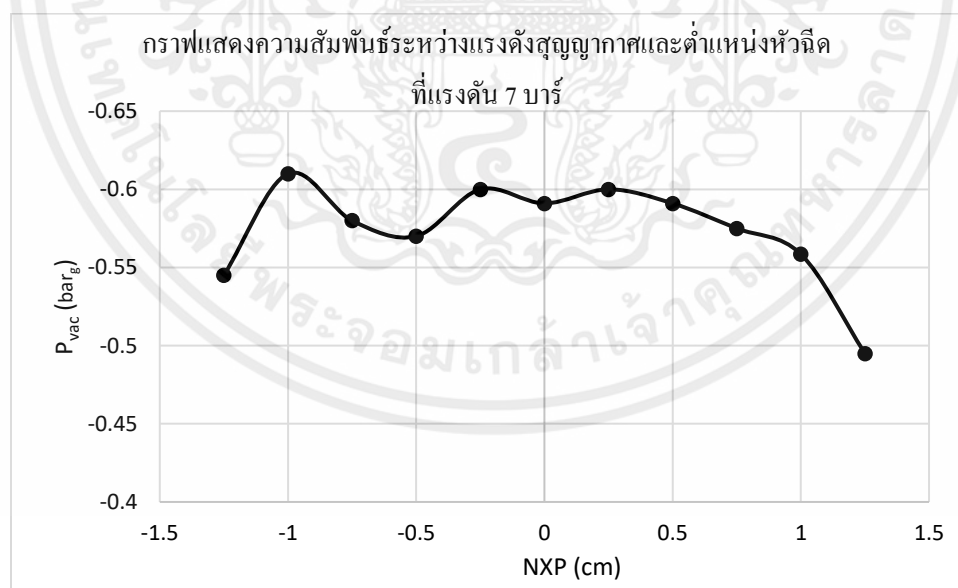
รูปที่ 4.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 5 บาร์

4.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 6 บาร์



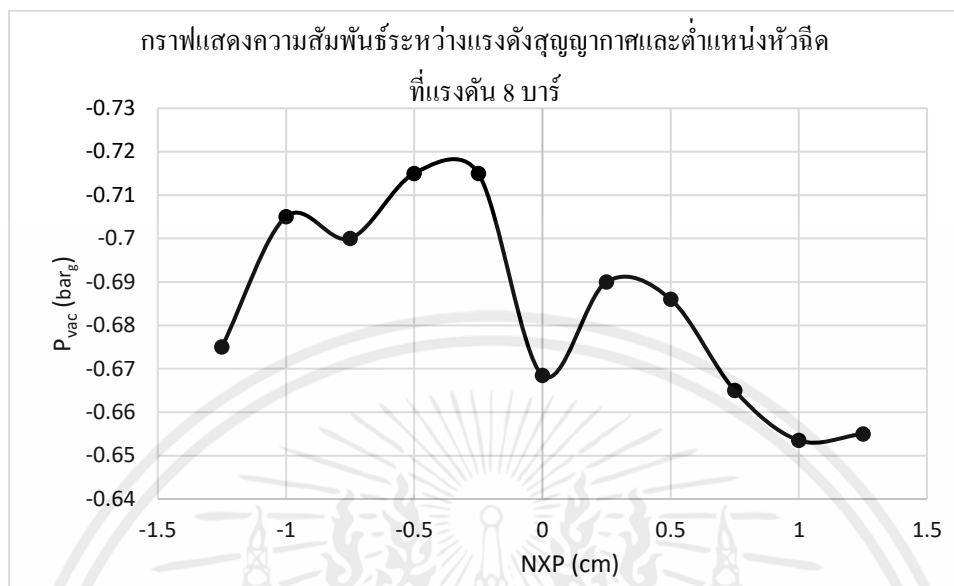
รูปที่ 4.13 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 6 บาร์

4.2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 7 บาร์



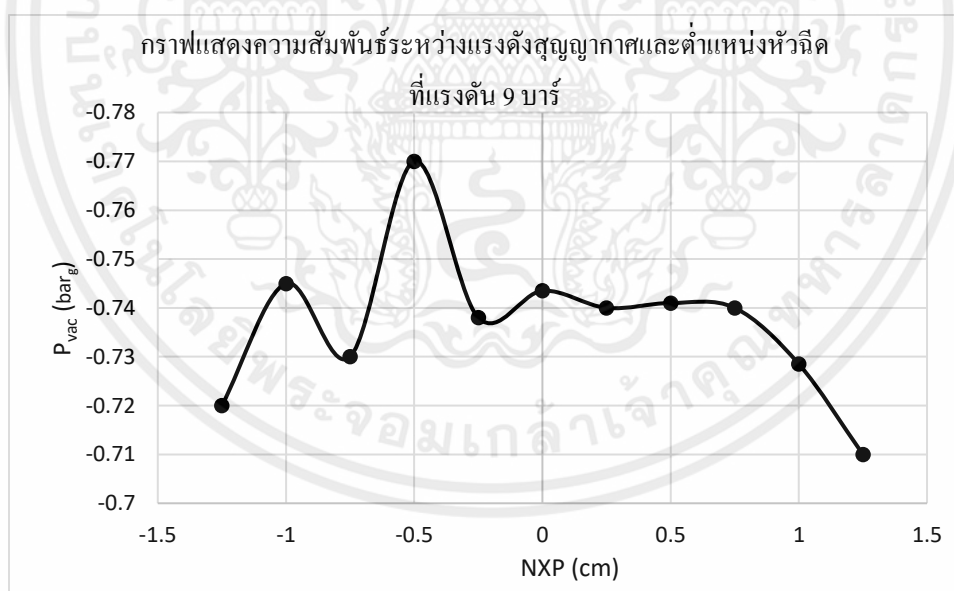
รูปที่ 4.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 7 บาร์

4.2.4 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 8 บาร์



รูปที่ 4.15 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 8 บาร์

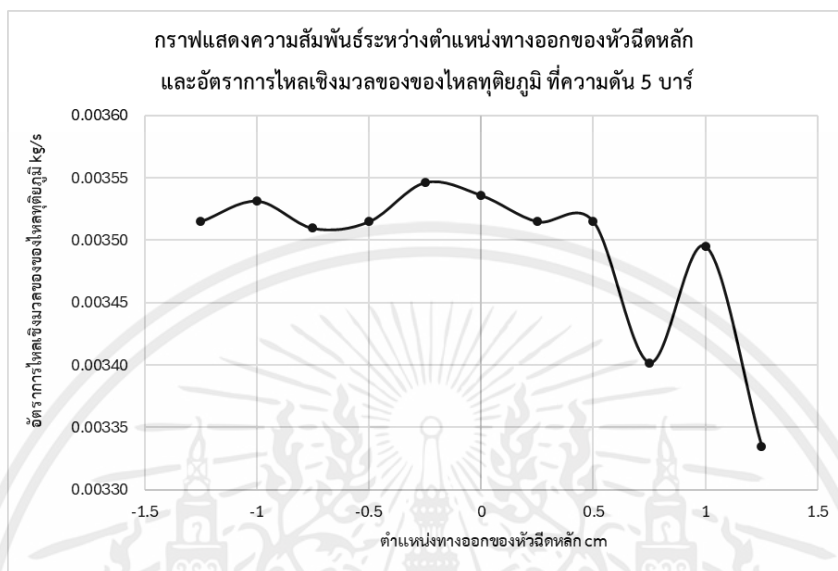
4.2.5 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 9 บาร์



รูปที่ 4.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 9 บาร์

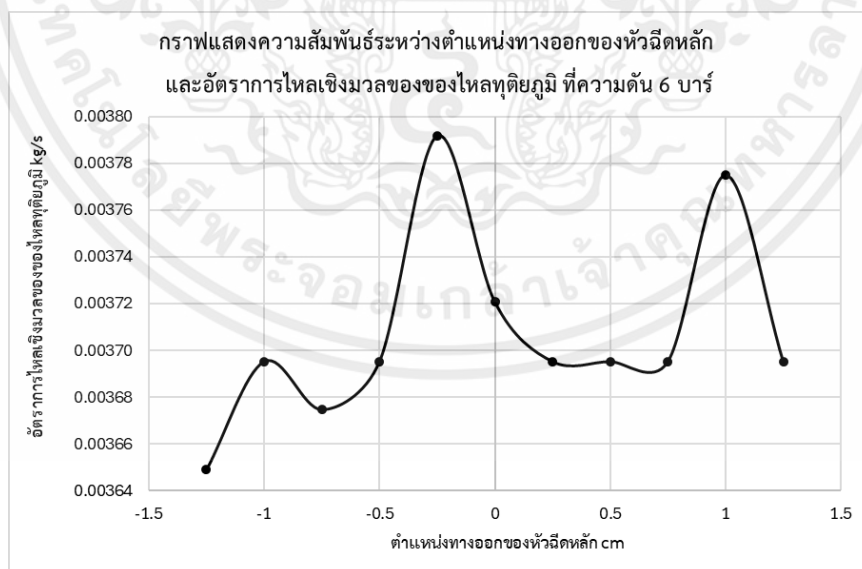
4.3 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่ความดัน 5-9 บาร์

4.3.1 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 5 บาร์



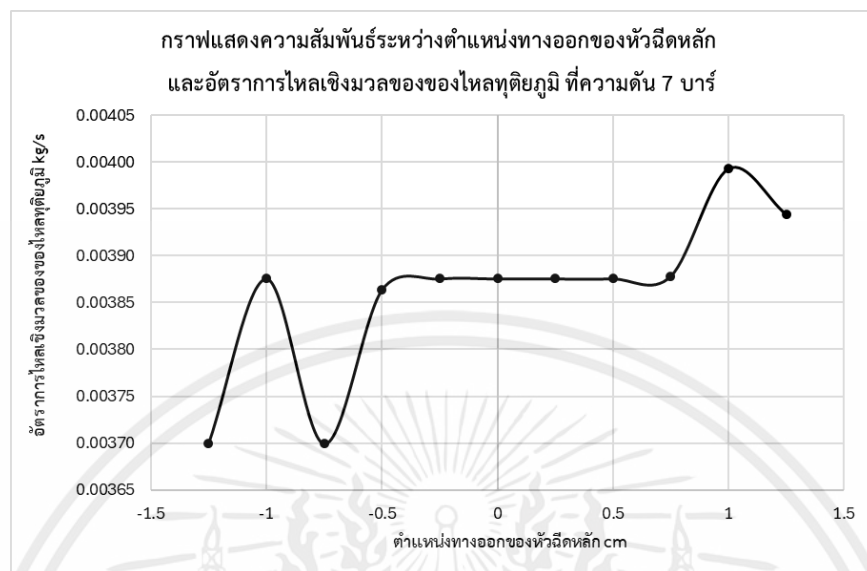
รูปที่ 4.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 5 บาร์

4.3.2 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 6 บาร์



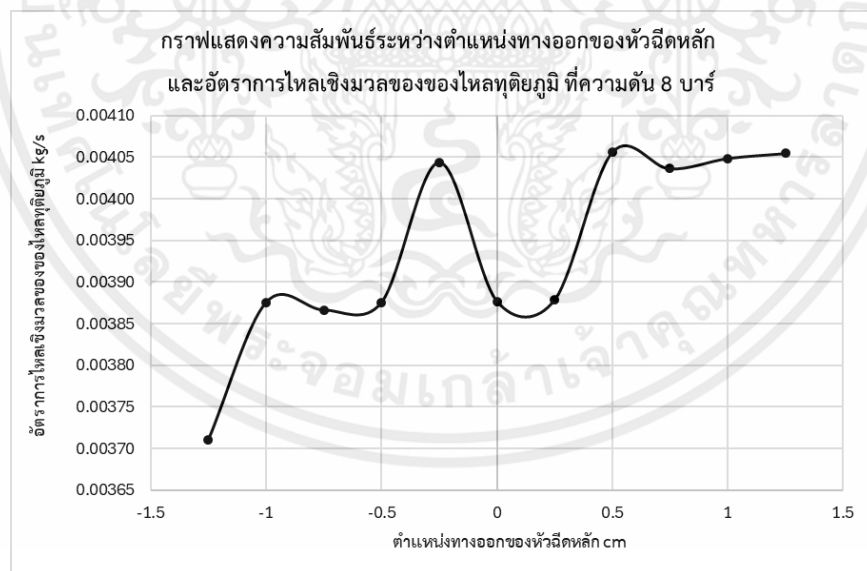
รูปที่ 4.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 6 บาร์

4.3.3 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 7 บาร์



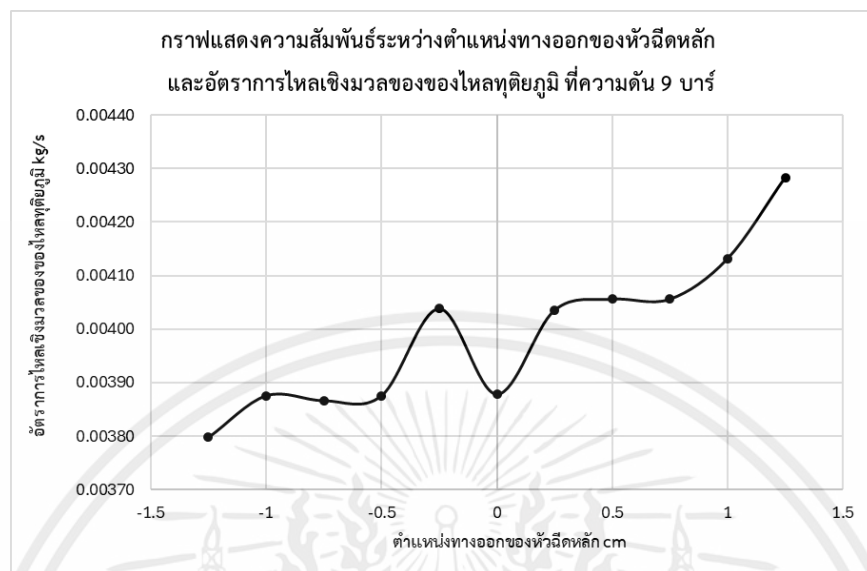
รูปที่ 4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 7 บาร์

4.3.4 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 8 บาร์



รูปที่ 4.20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 8 บาร์

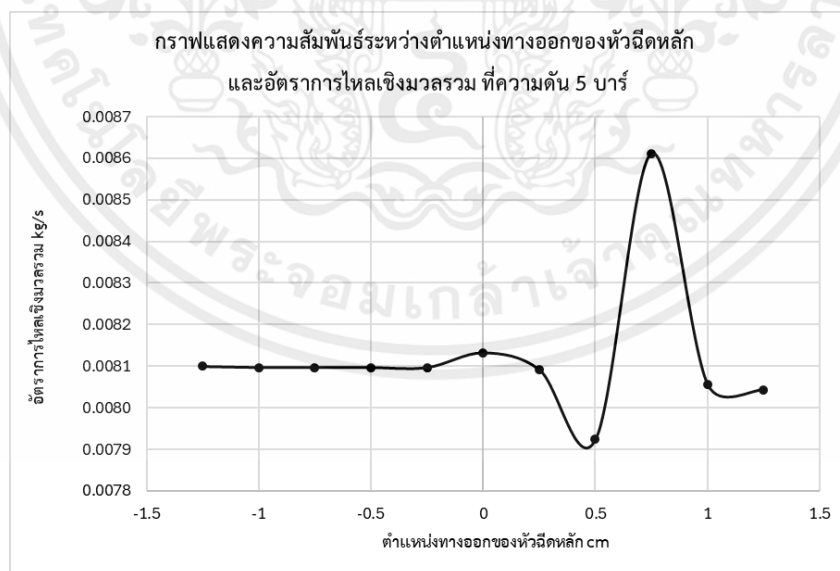
4.3.5 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 9 บาร์



รูปที่ 4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 9 บาร์

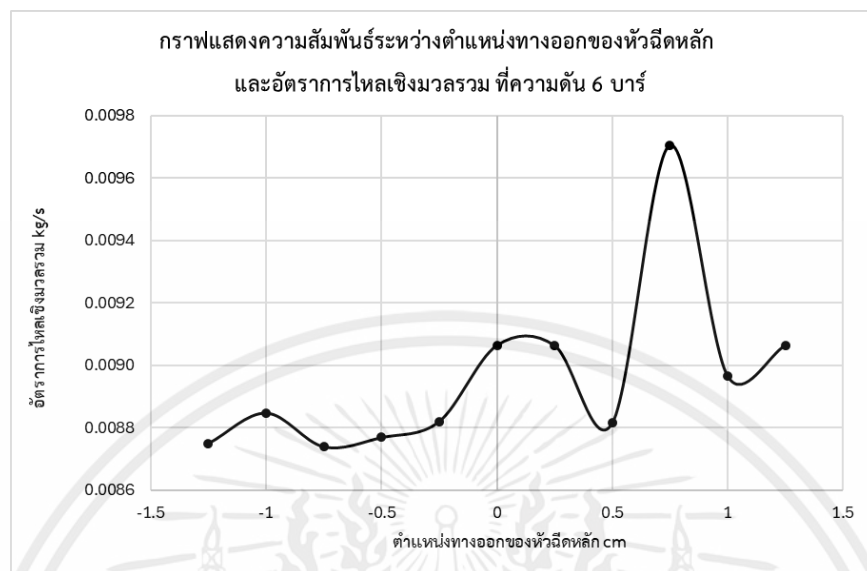
4.4 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของอัตราไหลเชิงมวลรวมที่ความดัน 5-9 บาร์

4.4.1 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 5 บาร์



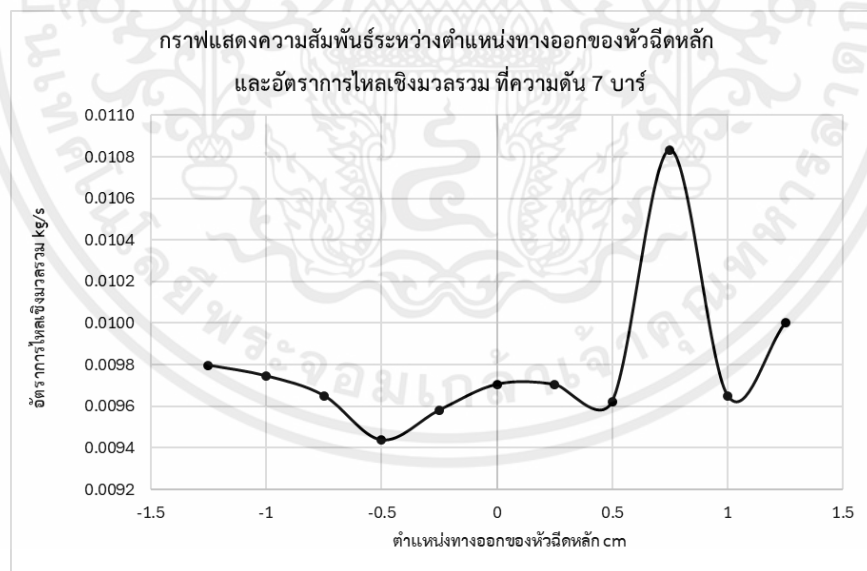
รูปที่ 4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่แรงดัน 5 บาร์

4.4.2 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 6 บาร์



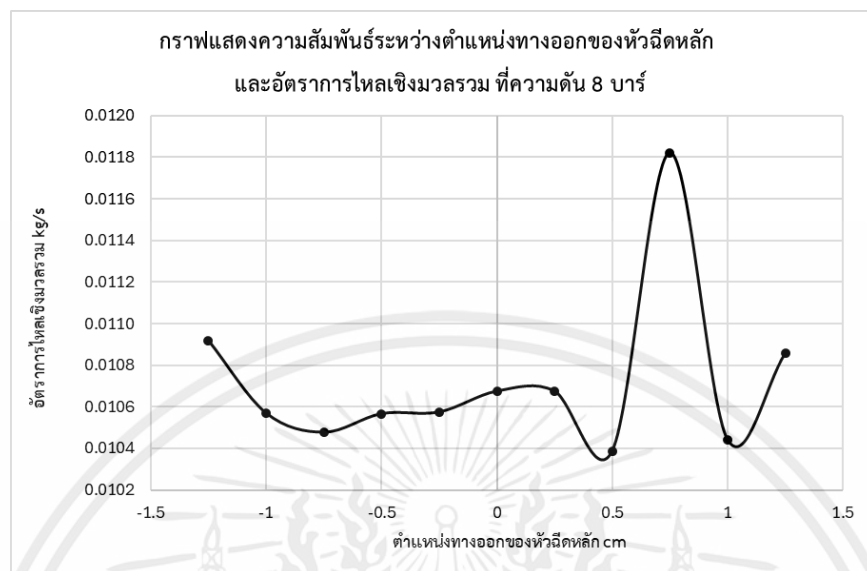
รูปที่ 4.23 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่แรงดัน 6 บาร์

4.4.3 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 7 บาร์



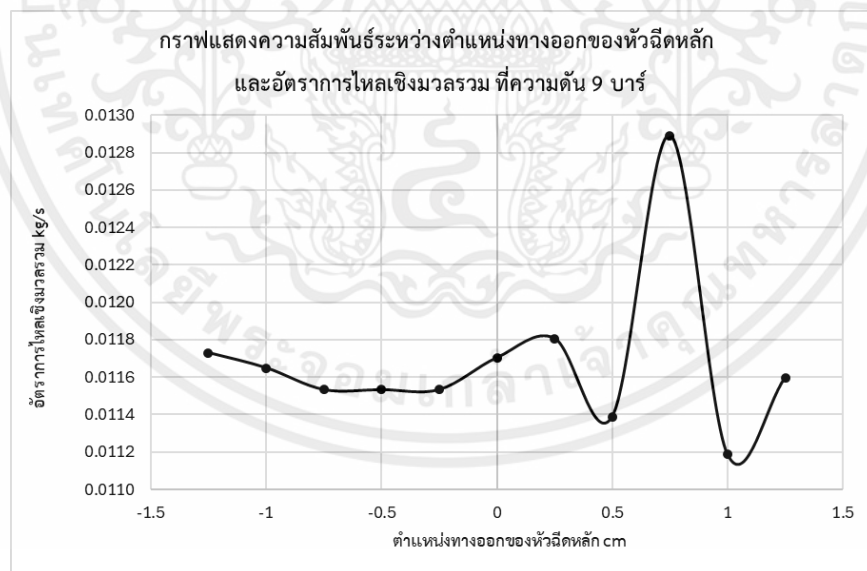
รูปที่ 4.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่แรงดัน 7 บาร์

4.4.4 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 8 บาร์



รูปที่ 4.25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่แรงดัน 8 บาร์

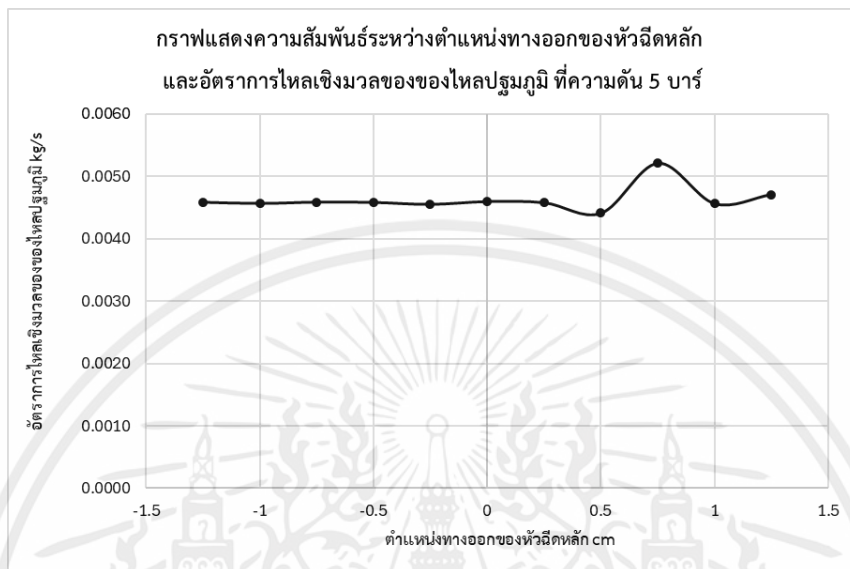
4.4.5 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 9 บาร์



รูปที่ 4.26 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่แรงดัน 9 บาร์

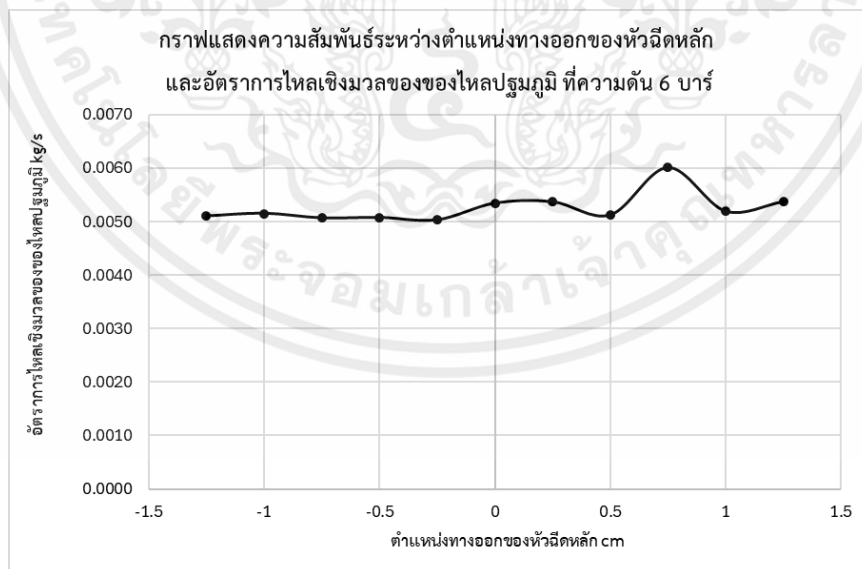
4.5 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิที่ความดัน 5-9 บาร์

4.5.1 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 5 บาร์



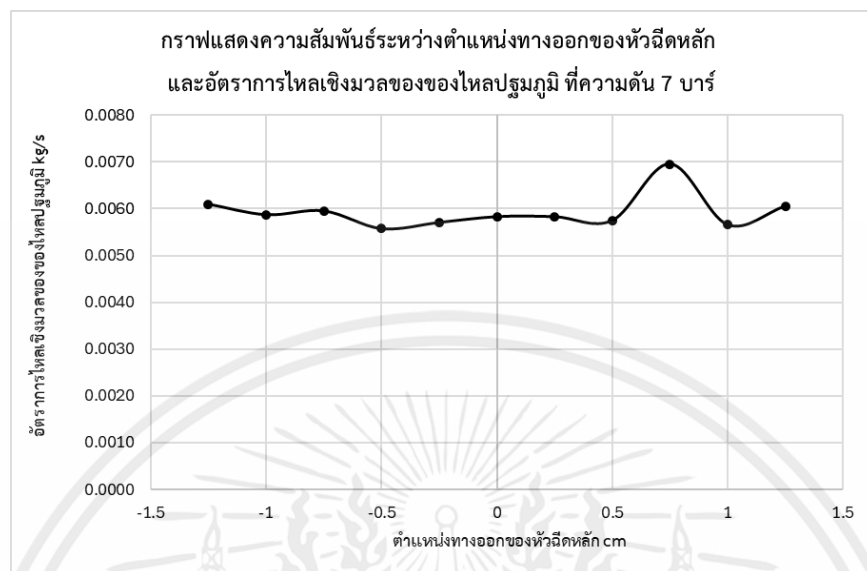
รูปที่ 4.27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิที่แรงดัน 5 บาร์

4.5.2 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 6 บาร์



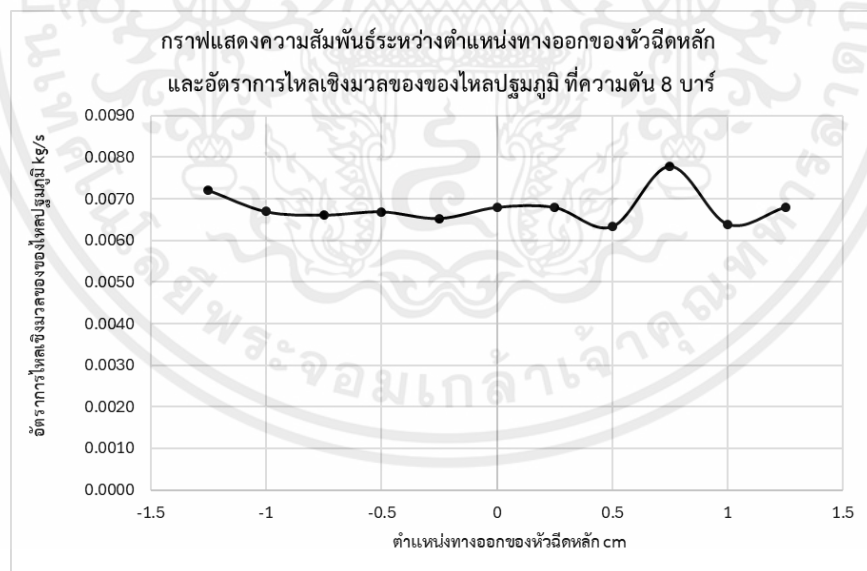
รูปที่ 4.28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิที่แรงดัน 6 บาร์

4.5.3 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 7 บาร์



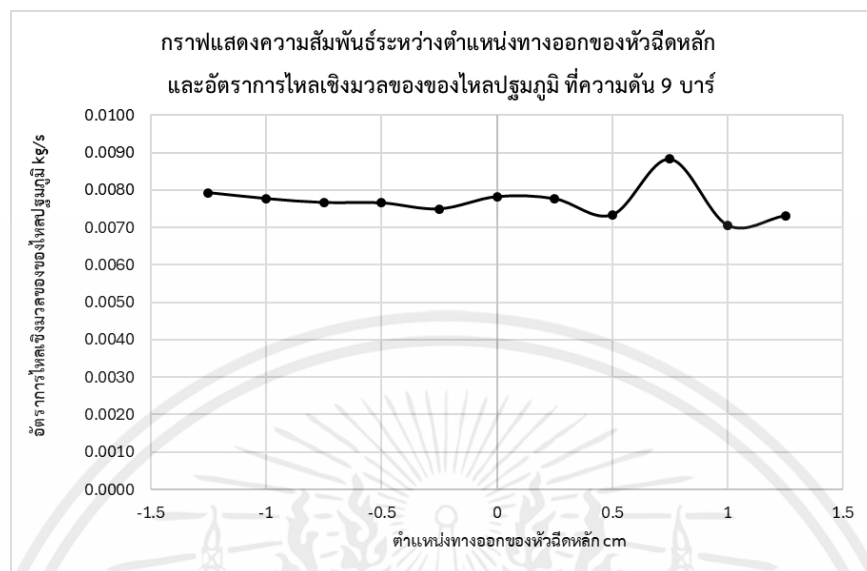
รูปที่ 4.29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐุมุมุมิที่แรงดัน 7 บาร์

4.5.4 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 8 บาร์



รูปที่ 4.30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐุมุมุมิที่แรงดัน 8 บาร์

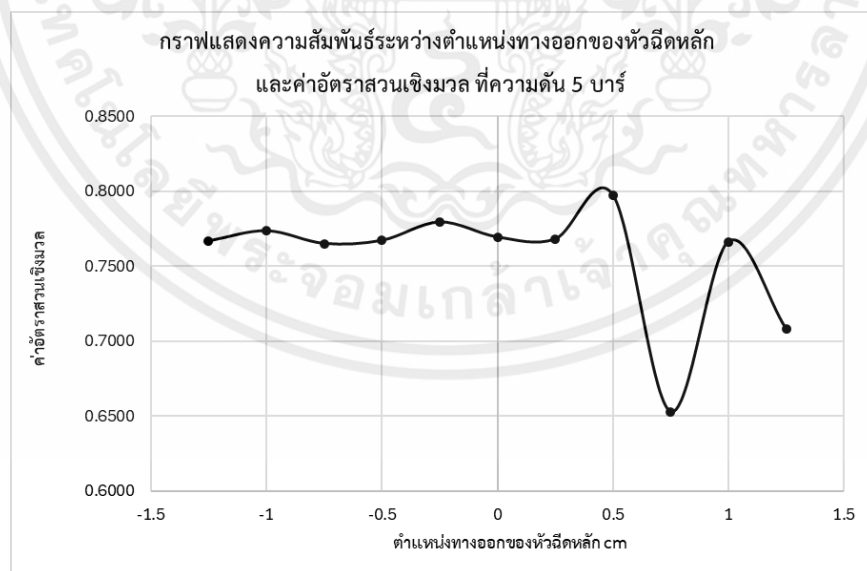
4.5.5 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 9 บาร์



รูปที่ 4.31 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐุมุมุมิที่แรงดัน 9 บาร์

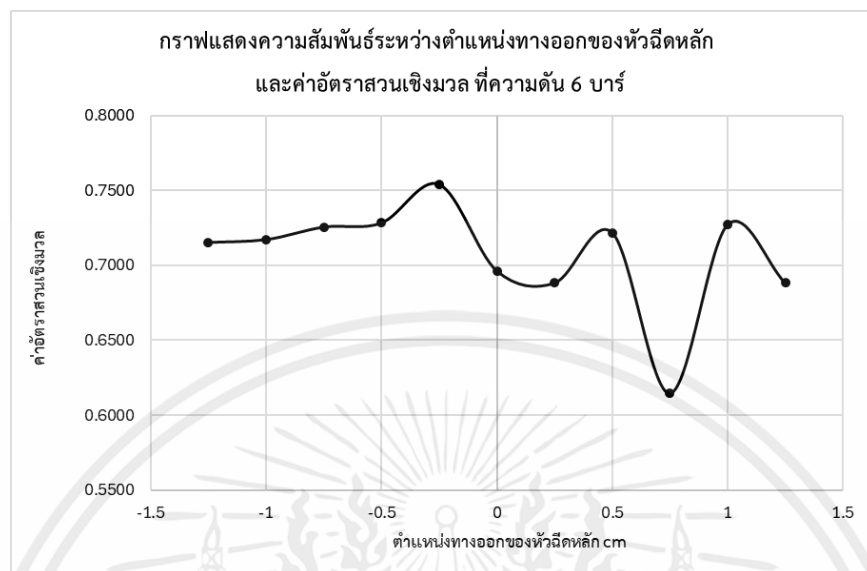
4.6 ความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเชิงมวลที่ความดัน 5-9 บาร์

4.6.1 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 5 บาร์



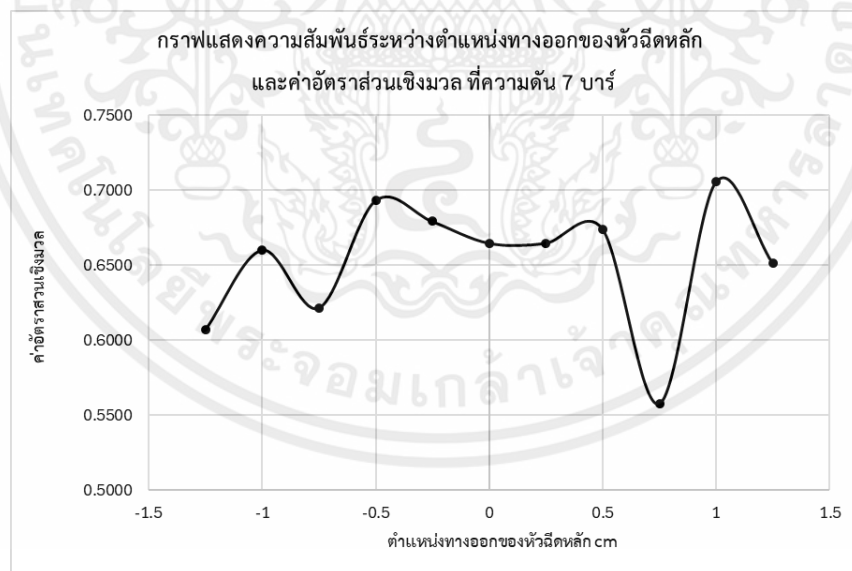
รูปที่ 4.32 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และค่าอัตราการส่วนเชิงมวลของที่แรงดัน 5 บาร์

4.6.2 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 6 บาร์



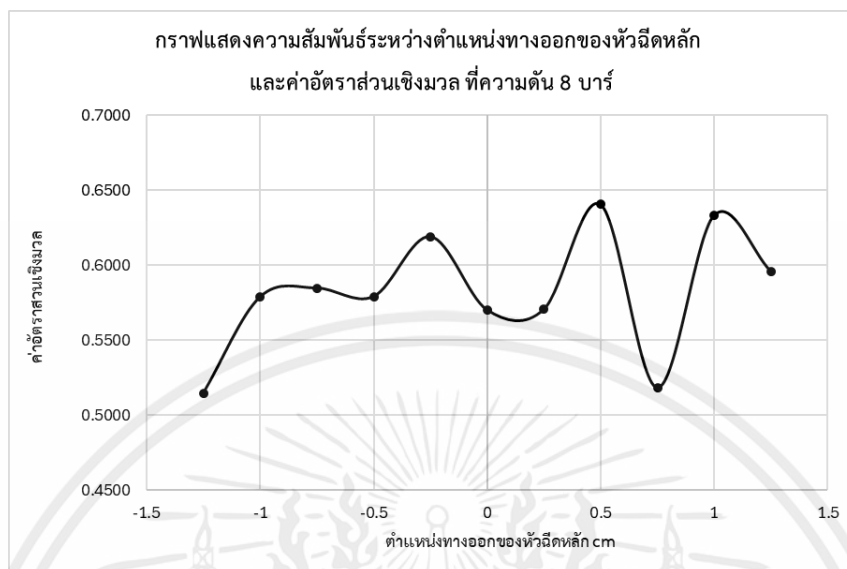
รูปที่ 4.33 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และค่าอัตราการส่วนเชิงมวลของที่แรงดัน 6 บาร์

4.6.3 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 7 บาร์



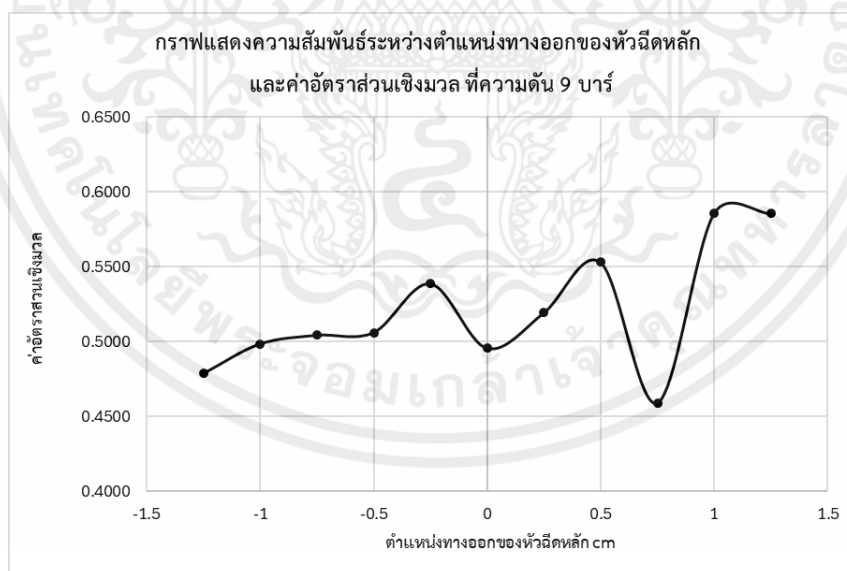
รูปที่ 4.34 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และค่าอัตราการส่วนเชิงมวลของที่แรงดัน 7 บาร์

4.6.4 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 8 บาร์



รูปที่ 4.35 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และค่าอัตราการส่วนเชิงมวลของที่แรงดัน 8 บาร์

4.6.5 กราฟความสัมพันธ์ที่แรงดัน 9 บาร์

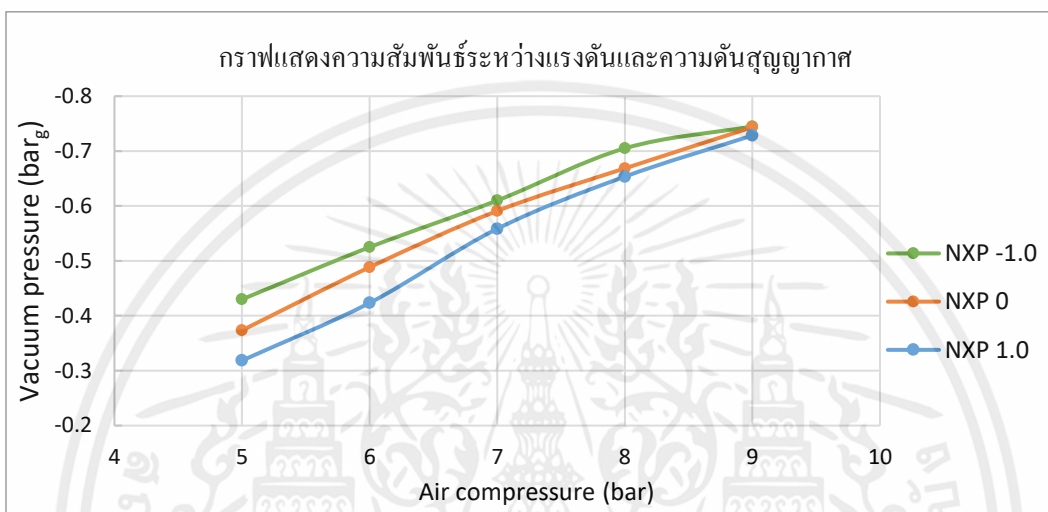


รูปที่ 4.36 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และค่าอัตราการส่วนเชิงมวลของที่แรงดัน 9 บาร์

4.7 การวิเคราะห์ผล

4.7.1 เปรียบเทียบระหว่างแรงดันและความดันสุญญากาศ

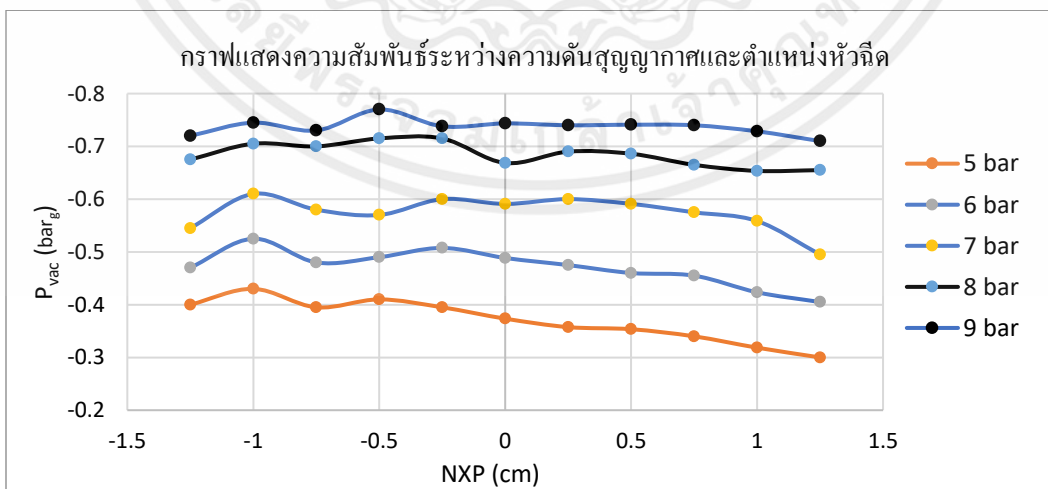
วิเคราะห์ได้ว่าเมื่อเพิ่มแรงดันของปั๊มลมเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ระบบเข้าสู่สภาวะสุญญากาศได้มากขึ้นตามแรงดันที่เพิ่มมา



รูปที่ 4.37 กราฟแสดงความสัมพันธ์แรงดันและความดันสุญญากาศ

4.7.2 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างความดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีด

วิเคราะห์ได้ว่าเมื่อตำแหน่งของหัวฉีดเข้าสู่ท่อผสม (Mixing chamber) จะเห็นได้ว่ามีความสามารถในการเข้าสู่สภาวะสุญญากาศได้มากที่สุดแต่เมื่อถึงจุดๆหนึ่งความสามารถในการเข้าสู่สภาวะสุญญากาศจะลดลง

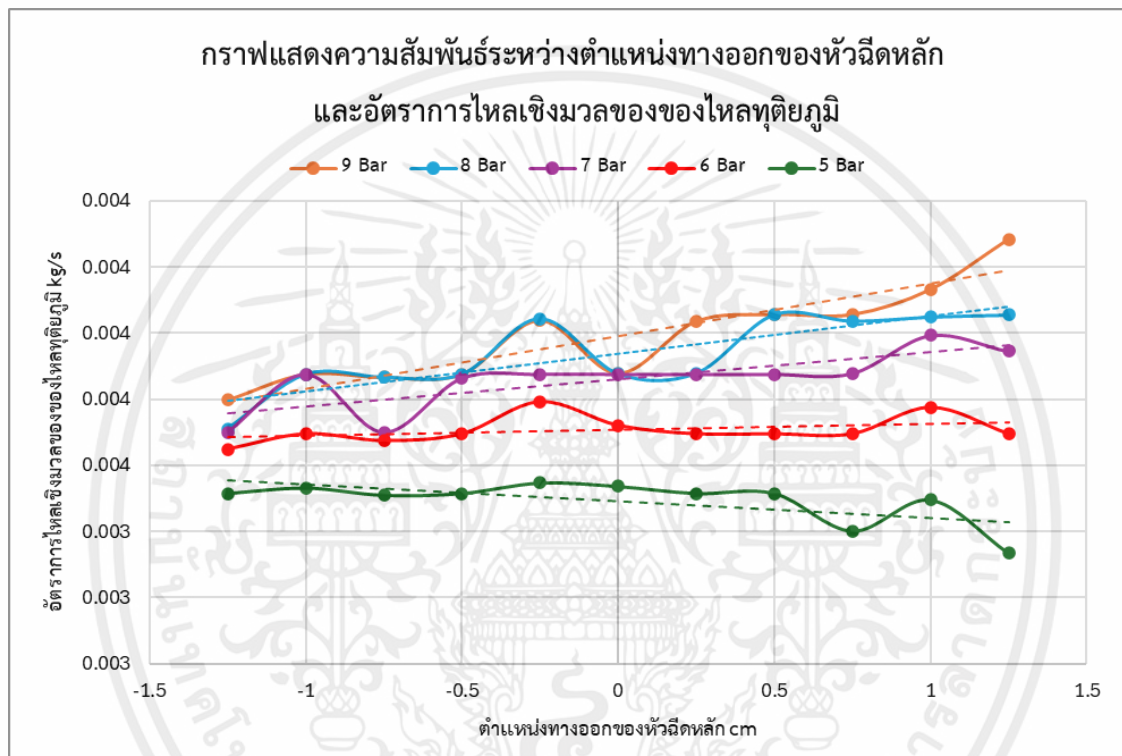


รูปที่ 4.38 กราฟแสดงความสัมพันธ์ความดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

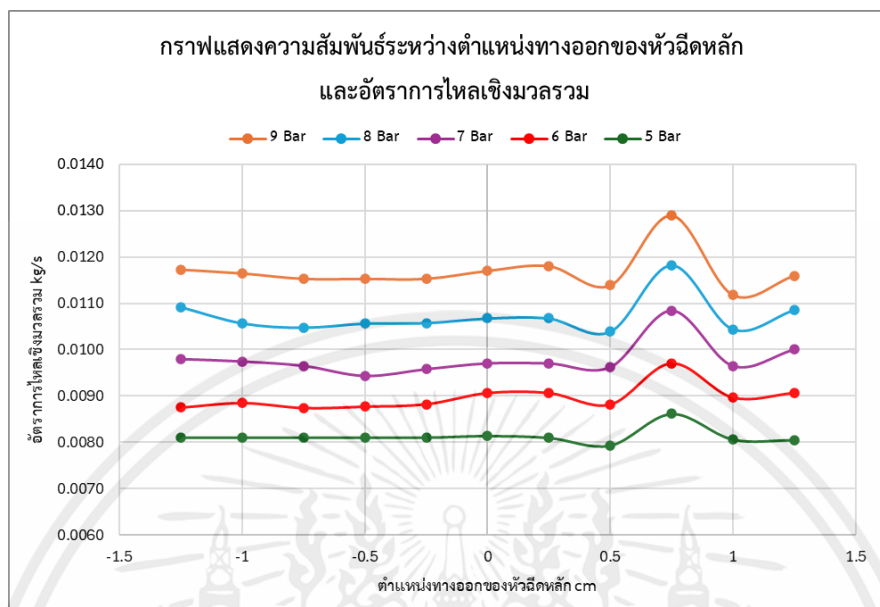
4.7.3 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลักและอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 5-9 บาร์

วิเคราะห์ได้ว่า เมื่อเพิ่มขนาดของความดันในการทำงาน จะทำให้ความเร็วในแต่ละจุดใกล้เคียงกันมากขึ้น และเมื่อสังเกตจากเส้นแนวโน้มของแต่ละความดันจะเห็นได้ว่า ความเร็วจะลดลงเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งทางออก หัวฉีดหลักให้เข้าไปยังห้องผสมจนถึงความดันความดันหนึ่งที่ต่ำลงมา ความเร็วจะค่อยๆเพิ่มขึ้นแทน



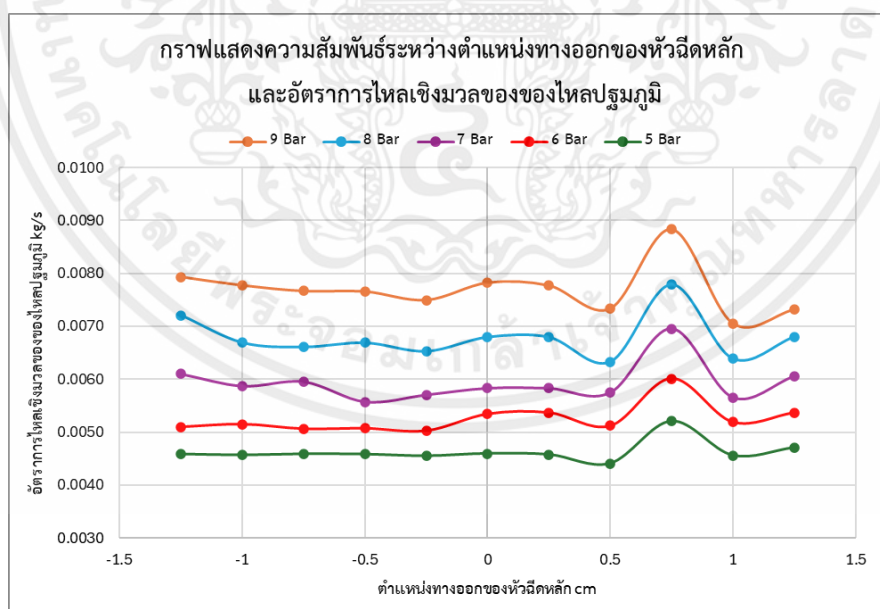
รูปที่ 4.39 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก
และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิที่แรงดัน 5-9 บาร์

4.7.4 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ที่ความดัน 5-9 บาร์ ของอัตราการไหลเชิงมวลรวม



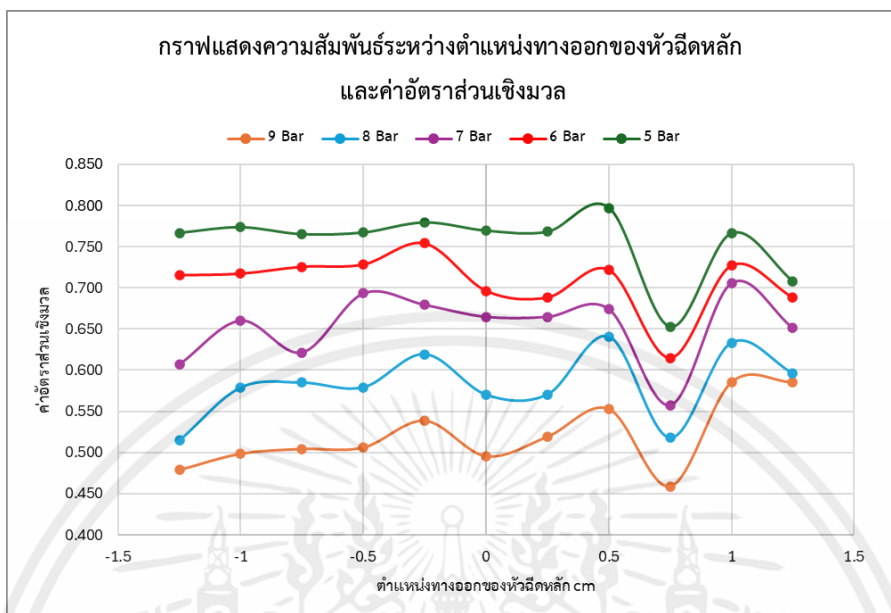
รูปที่ 4.40 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และค่าอัตราการไหลเชิงมวลรวมที่ความดัน 5-9 บาร์

4.7.3 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ที่แรงดัน 5-9 บาร์ ของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ



รูปที่ 4.41 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิที่แรงดัน 5-9 บาร์

4.7.4 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ที่แรงดัน 5-9 บาร์ ของค่าอัตราส่วนเชิงมวล



รูปที่ 4.42 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งทางออกของหัวฉีดหลัก และอัตราการส่วนเชิงมวลของที่แรงดัน 5-9 บาร์

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการทดลองเบื้องต้นพบว่าเมื่อตำแหน่งของหัวฉีดเปลี่ยนแปลงและทดลองโดยใช้แรงดันต้นอากาศที่ต่างกันจากเครื่องอัดอากาศที่ขนาด 5 บาร์ จนถึง 9 บาร์ จะเห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของการเข้าสู่สภาวะสูญญากาศ โดยเมื่อตำแหน่งทางออกของหัวฉีดเคลื่อนที่เข้าสู่ห้องผสม(mixing chamber) จะทำให้มีความสามารถในการเข้าสู่สภาวะสูญญากาศได้มากขึ้น เมื่อเข้าสู่จุดๆหนึ่งนั้นความสามารถในการเข้าสู่สภาวะสูญญากาศนั้นจะลดลง ในทางกลับกัน เมื่อตำแหน่งทางออกหัวฉีดเคลื่อนที่ออกจากจุดตั้งต้น จะทำให้ความสามารถในการเข้าสู่สภาวะสูญญากาศได้น้อยกว่า และเมื่อเพิ่มแรงดันอากาศในการทำงานขึ้นจะทำให้ความแตกต่างของความสามารถในการเข้าสู่สภาวะสูญญากาศในแต่ละตำแหน่งทางออกหัวฉีดนั้นลดลง

และจากการบันทึกผลค่าความเร็วที่ไอเจคเตอร์ทำได้ในแต่ละความดัน ทำให้พบว่าเมื่อใช้แรงดันในการทำงานสูงต้องทำให้ตำแหน่งของทางออกหัวฉีดหลักออกห่างจากห้องผสม จึงจะทำให้มีความเร็วที่สูงตามที่ต้องการ เพื่อให้ไอเจคเตอร์สามารถสร้างสภาวะสูญญากาศภายในถังได้เร็วยิ่งขึ้น แต่หากต้องการทำงานที่ความดันต่ำลงมาต้องเคลื่อนตำแหน่งทางออกหัวฉีดหลักให้เข้าไปยังห้องผสม เพื่อให้ได้ความเร็วที่สูงขึ้นแทน

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. จากการทดลอง เครื่องอัดอากาศไม่สามารถคงสภาพในความดันเท่าเดิมได้นานเท่าที่ต้องการ ควรใช้เครื่องอัดอากาศที่มีขนาดความจุมากกว่านี้
2. เพื่อความแม่นยำและถูกต้อง ควรติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร็วให้อยู่กับที่และยึดให้มั่นคง ไม่ขยับและเปรียบตำแหน่งตลอดเวลาเมื่อต้องการวัด
3. จากการทดลอง ผลที่บันทึกได้ เป็นความเร็วที่ไม่ได้ทำให้เกิดสภาวะสูญญากาศ แต่เป็นความเร็วที่คาดการณ์ทำให้เกิดสภาวะสูญญากาศเท่านั้น ทำให้ค่าที่อาจจะใกล้เคียงกับความเร็วที่สร้างสภาวะสูญญากาศ

เอกสารอ้างอิง

- [1] ชยณัฐ หวังธนาสาร, ธนวิทย์ อามระดิษ, ธนาคุณ ตันใจเพชร (2563). รายงานการศึกษาประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์แบบการผสมแบบความดันคงที่และอีเจ็คเตอร์แบบการผสมแบบอัตราการเปลี่ยนแปลงแบบโมเมนตัมคงที่ซึ่งใช้งานในระบบทำความเย็น, The Numerical studies on the performances of the constant pressure mixing ejector and constant rate of momentum change ejectors used in steam ejector refrigeration system, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] BORIRAK KITRATTANA (2016). Experimental Study and Performance Assessment of Steam ejector refrigeration system. Doctoral Dissertation, Thammasat University,

5.2 หนังสือ

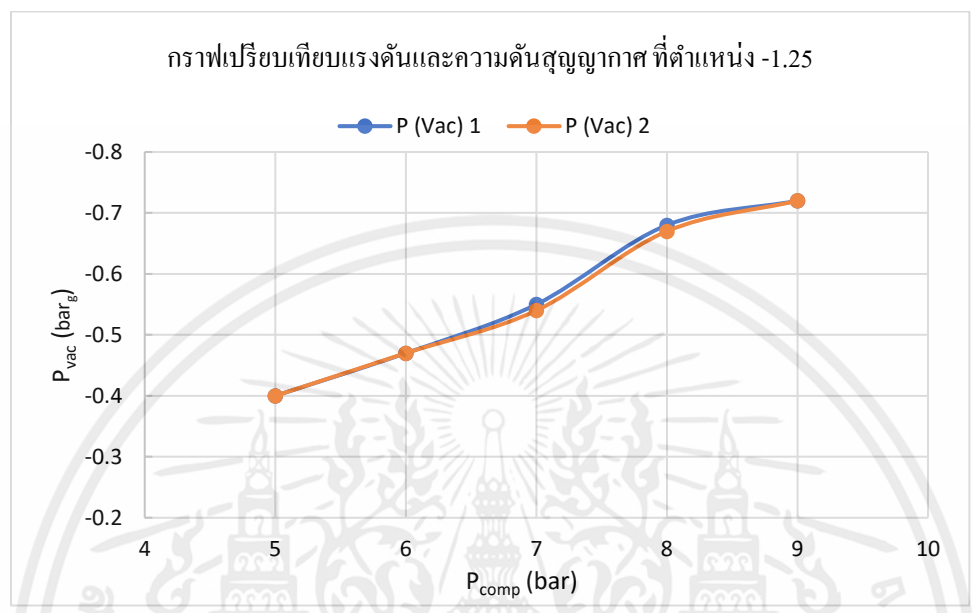
- [1] YUNUS A. CENGEL and MICHAEL A. BOLES. Thermodynamics An Engineering Approach. 8th Edition. New York: McGraw-Hill. Inc.2015.
- [2] [1] Sriveerakul T., Aphornratana S., and Chunnanond K., “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results”, Int. J. of Thermal Sciences, Vol. 46, Issue 8, Aug. 2007, pp. 812–822.

5.3 เว็บไซต์

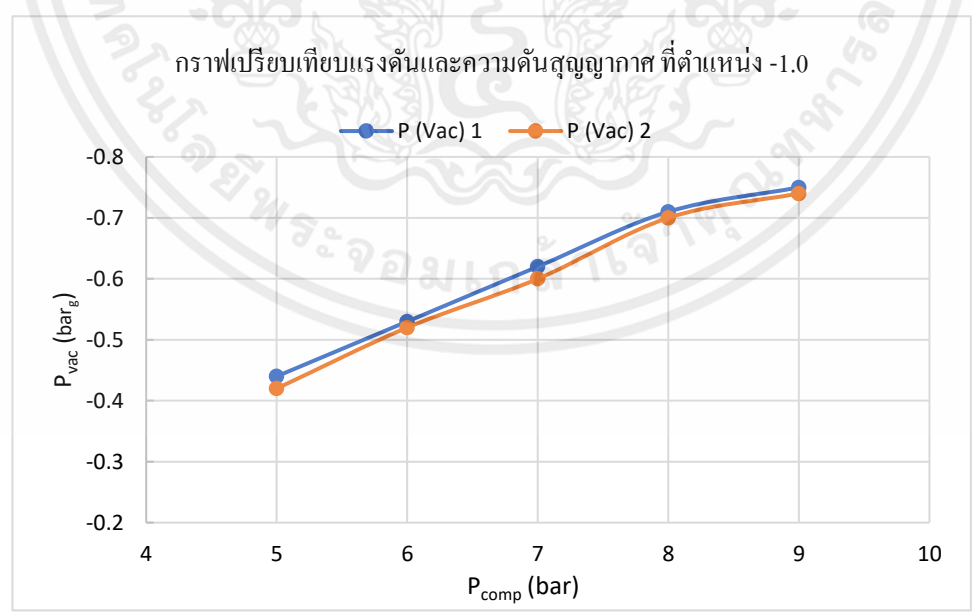
- [1] K. Sopian, B. Elhub, Sohif Mat, A. N. Al-Shamani, AM Elbreki, Azher M. Abed, Husam Abdulrasool Husan and M. M. S. Dezfouli (2017). Effect of the nozzle exit position on the efficiency of ejector cooling system using R134A, Solar Energy Research Institute, University Kembangan Malaysia, Bangi, Selangor

ภาคผนวก

1.กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -1.25

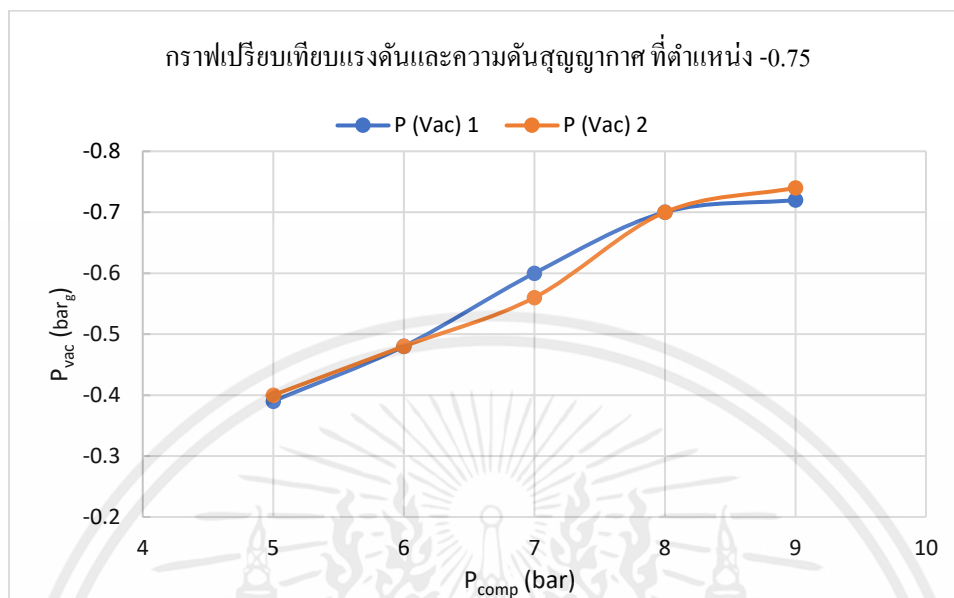


2.กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -1.0

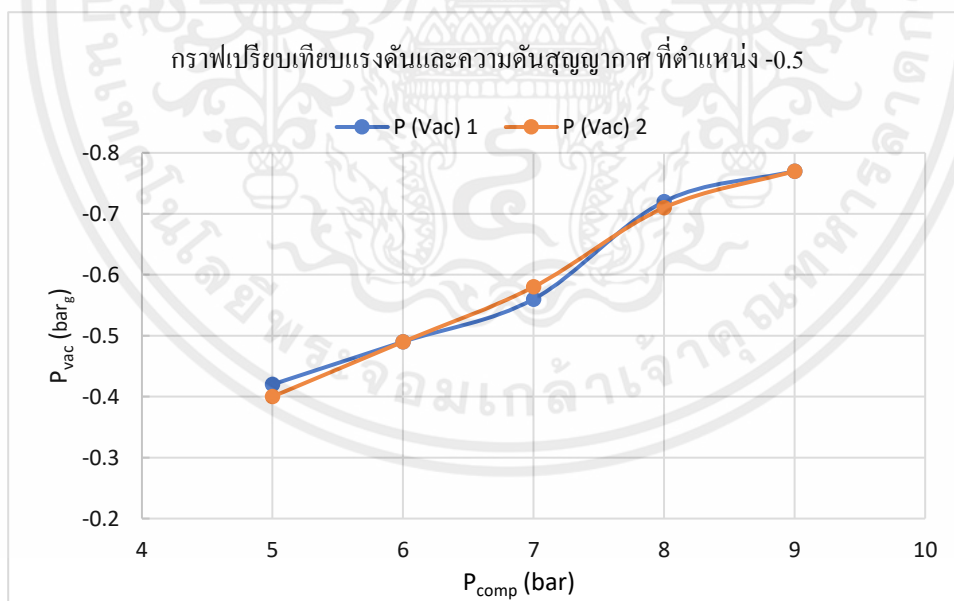


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -0.75

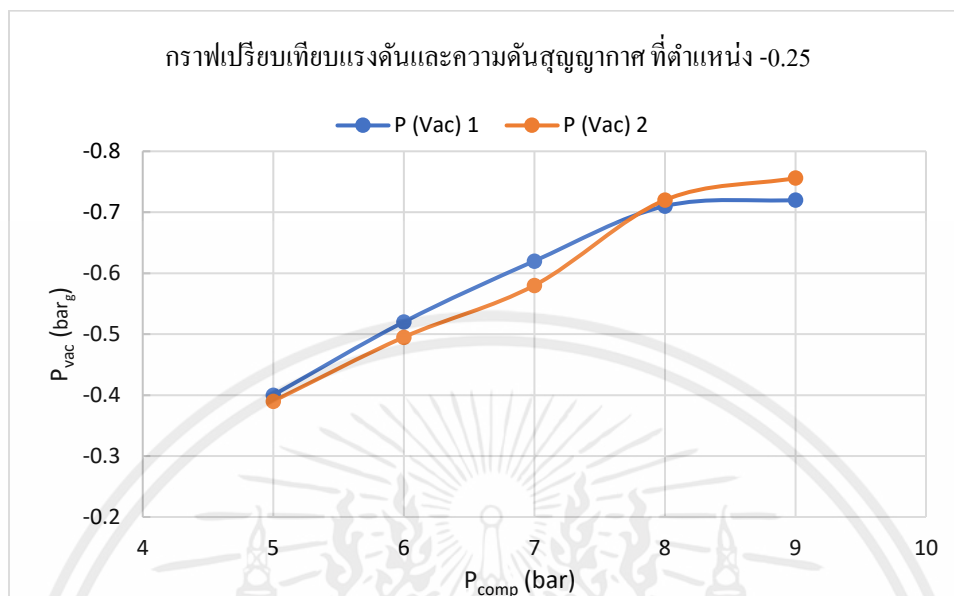


4. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -0.50

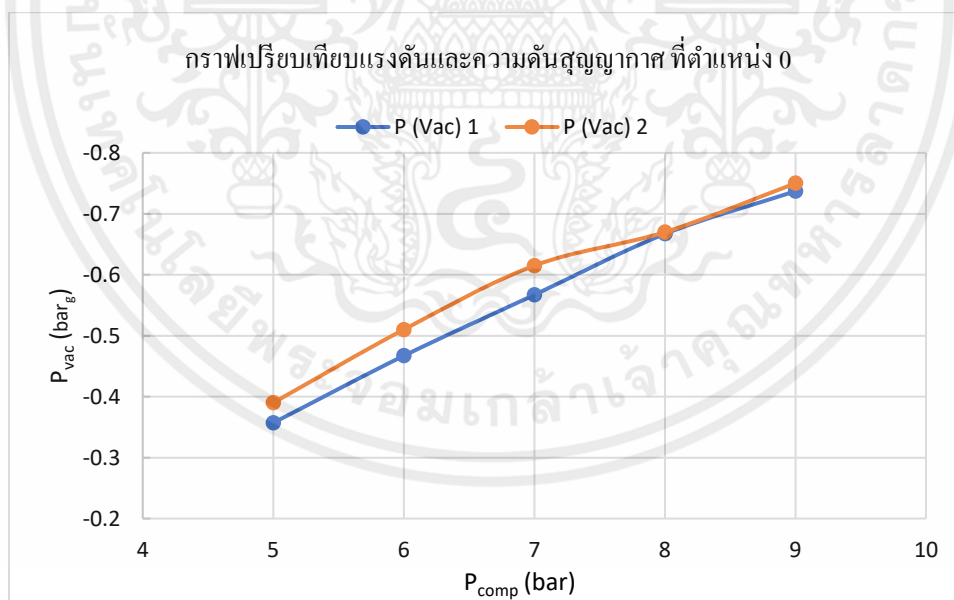


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง -0.25

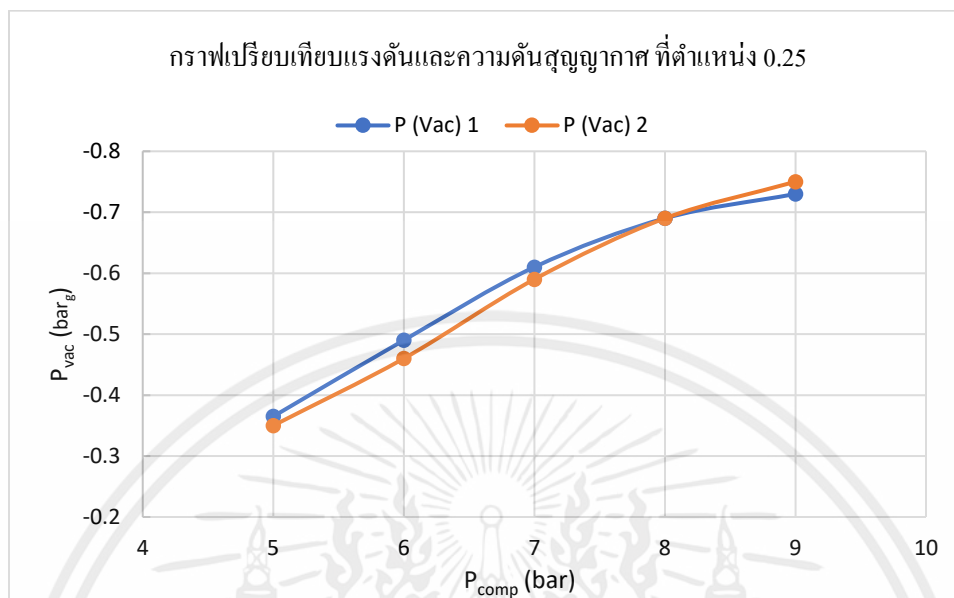


6. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0

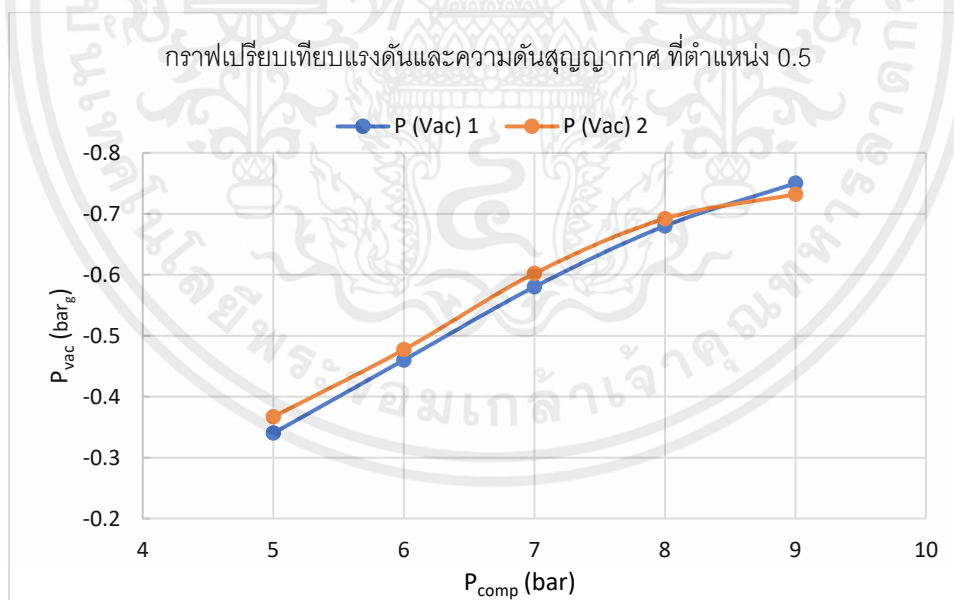


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0.25

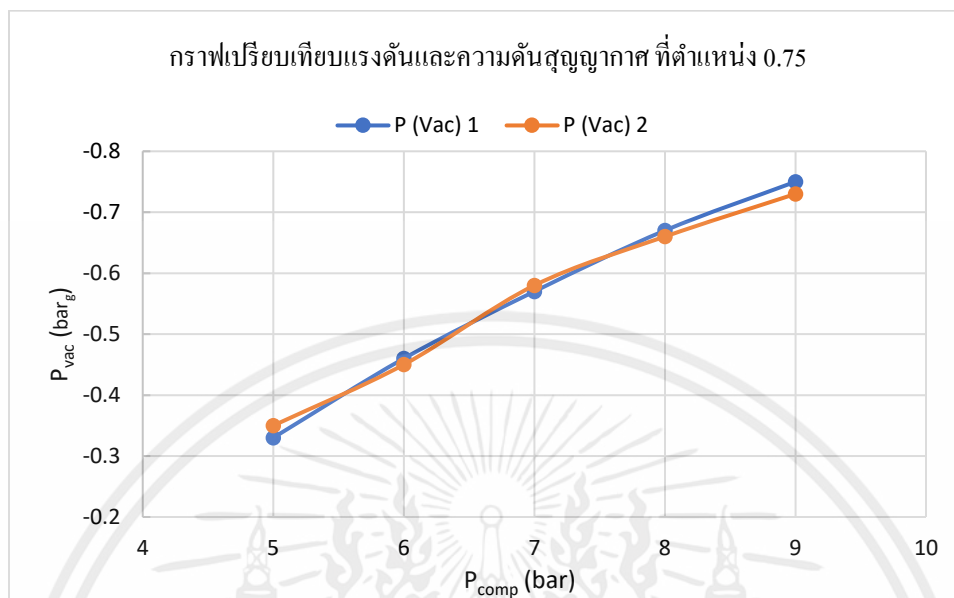


8. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0.50

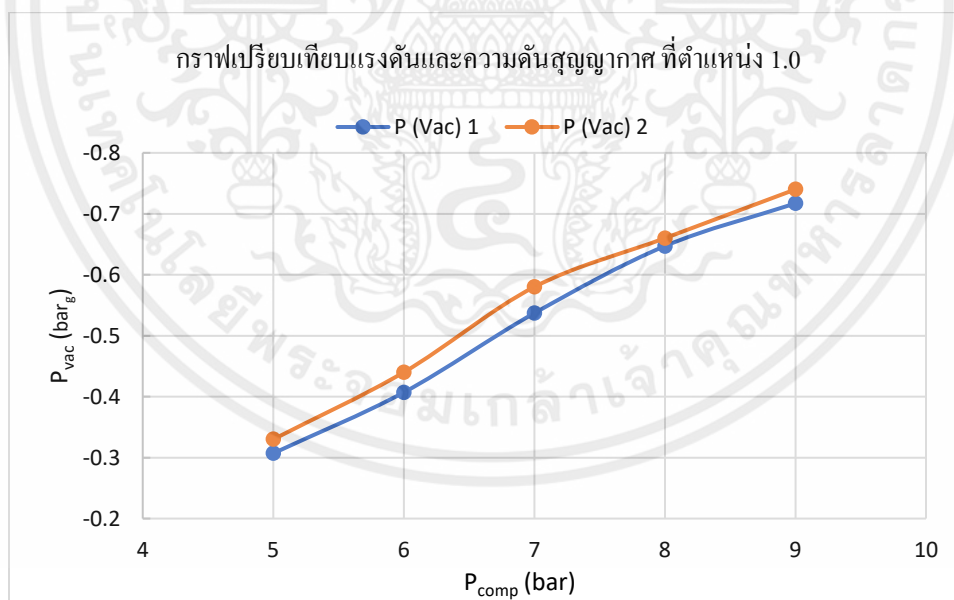


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 0.75

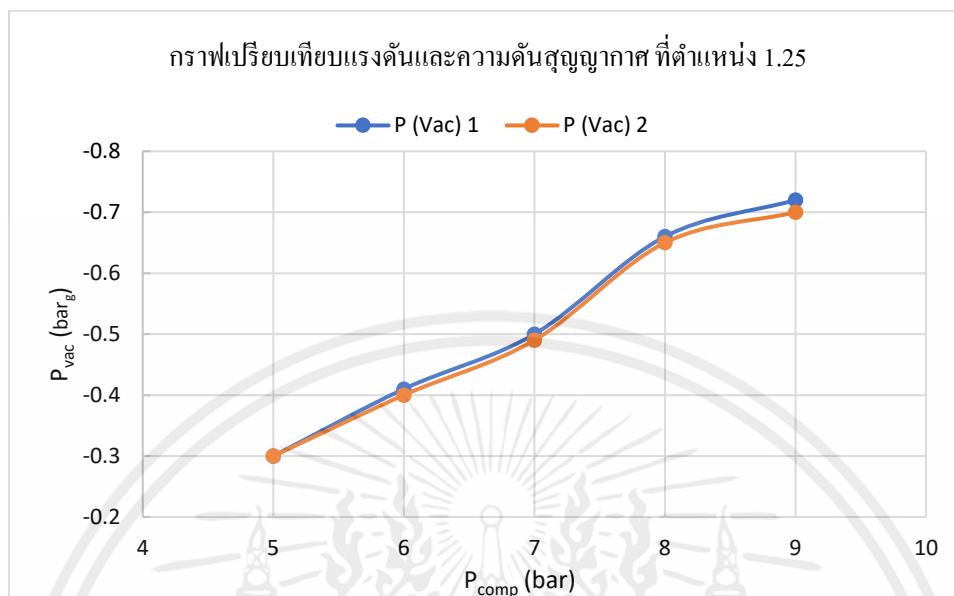


10. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 1.0

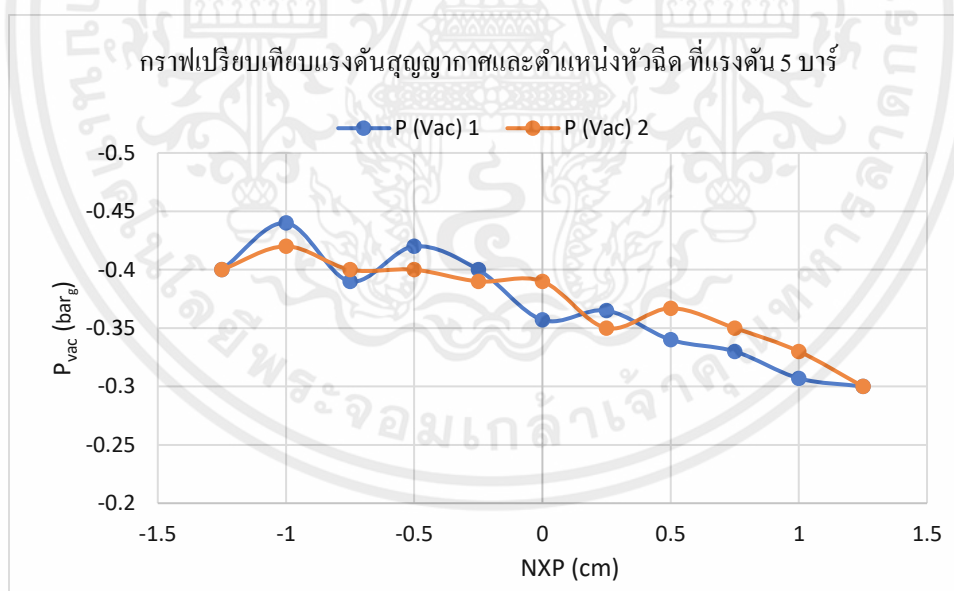


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. กราฟเปรียบเทียบแรงดันและความดันสูญญากาศที่ตำแหน่ง 1.25

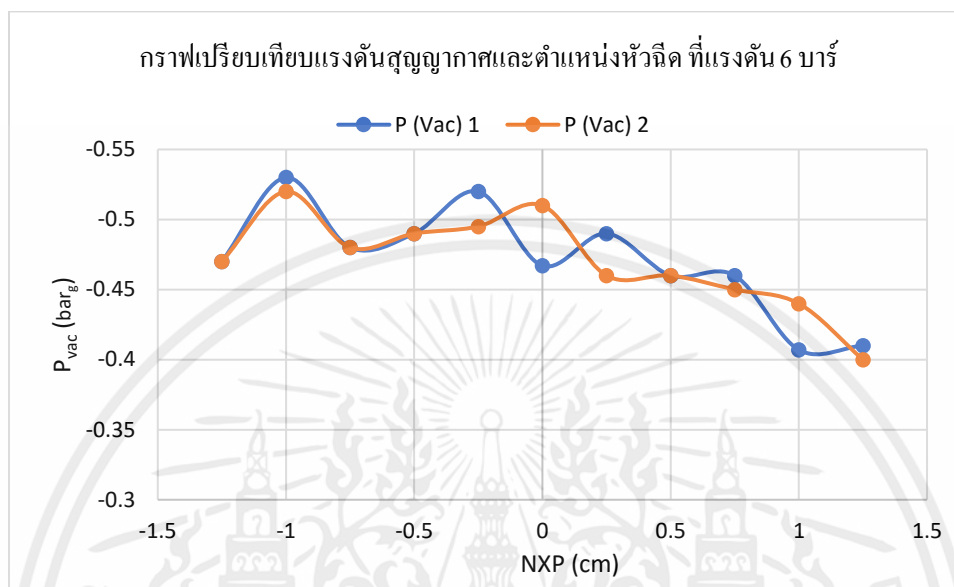


12. กราฟเปรียบเทียบแรงดันสูญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 5 บาร์

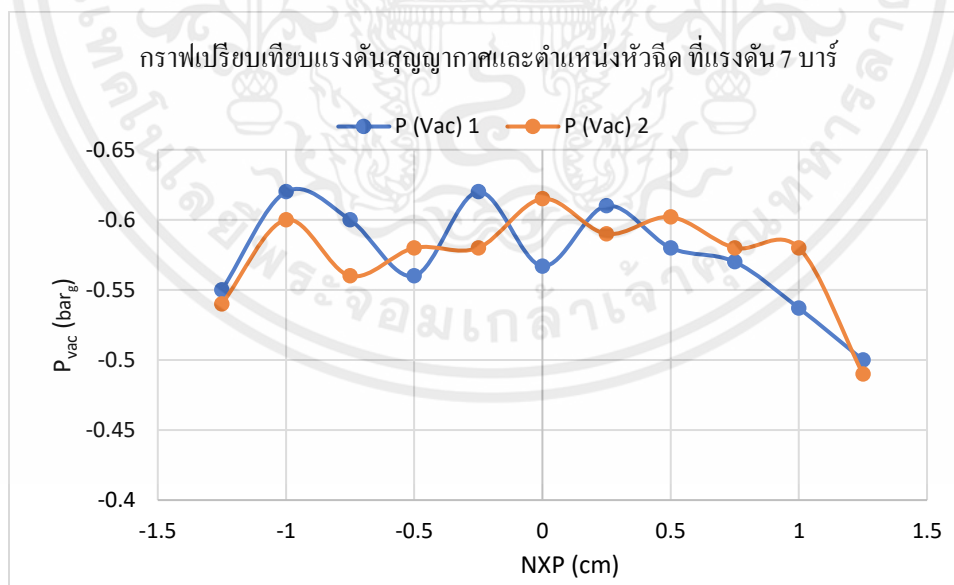


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

13. กราฟเปรียบเทียบแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีด ที่แรงดัน 6 บาร์

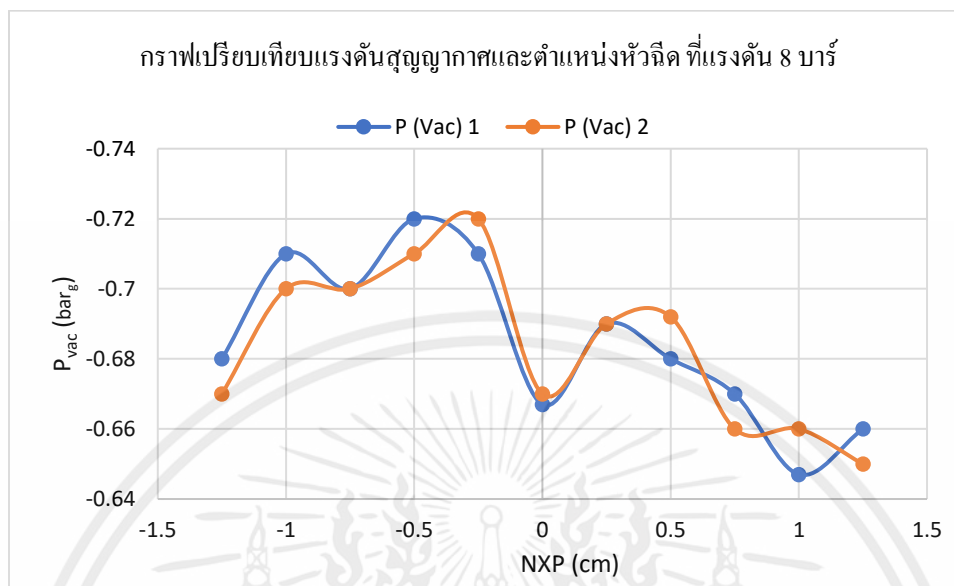


14. กราฟเปรียบเทียบแรงดันสุญญากาศและตำแหน่งหัวฉีด ที่แรงดัน 7 บาร์

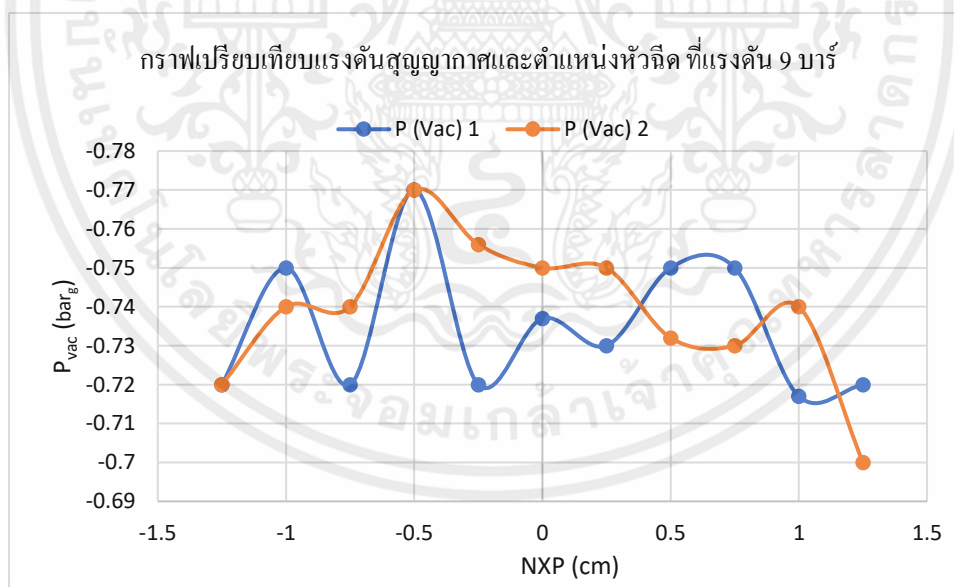


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15. กราฟเปรียบเทียบแรงดันสูญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 8 บาร์



16. กราฟเปรียบเทียบแรงดันสูญญากาศและตำแหน่งหัวฉีดที่แรงดัน 9 บาร์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้