

ศึกษาสภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจกเตอร์
ในระบบทำความเย็น

THE INVESTIGATION OF OPERATING CONDITIONS INFLUENCING THE
PERFORMANCE OF STEAM EJECTOR USED IN THE REFRIGERATION SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2561

ศึกษาภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจ็กเตอร์
ในระบบทำความเย็น

THE INVESTIGATION OF OPERATING CONDITIONS INFLUENCING THE
PERFORMANCE OF STEAM EJECTOR USED IN THE REFRIGERATION SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THE INVESTIGATION OF OPERATING CONDITIONS INFLUENCING THE
PERFORMANCE OF STEAM EJECTOR USED IN THE REFRIGERATION SYSTEM



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
2018

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2561

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง ศึกษาสภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจ็กเตอร์ ในระบบทำความเย็น

THE INVESTIGATION OF OPERATING CONDITIONS INFLUENCING THE PERFORMANCE OF
STEAM EJECTOR USED IN THE REFRIGERATION SYSTEM

ผู้จัดทำ

- | | |
|----------------------------|-----------------------|
| 1. นาย กฤษณ์ ภูวัฒน์เศรษฐ์ | รหัสประจำตัว 58010049 |
| 2. นาย ชีร์ ลิ้มปิติพันธ์ | รหัสประจำตัว 58010614 |




(อ.ณัฐวดี เรืองตระกูล)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ศึกษาสภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจกเตอร์ ในระบบทำความเย็น

นายกฤษฎ์	ภูวัฒน์เศรษฐ	58010049
นายธีร์	ลิมป์ศิริพันธ์	58010614
อ.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล		อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2561		

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์ของการทำโครงการนี้ เพื่อหาสภาวะการทำงานต่างๆ ของระบบทำความเย็นโดยใช้ ejector ที่ส่งผลต่อค่า Rm และ COP หรือที่เรียกว่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบ ซึ่งประกอบไปด้วย อุณหภูมิของ boiler, อุณหภูมิของ evaporator, ความดันใน condenser และรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle เนื่องจากระบบทำความเย็นที่ใช้ในปัจจุบัน มีปัญหาเกี่ยวกับการสิ้นเปลืองพลังงาน โดยระบบทำความเย็นโดยใช้ ejector ที่ใช้ทดสอบในโครงการนี้ ประกอบด้วย boiler ขนาด 9 ลิตร 1500 วัตต์ evaporator ขนาด 3.6 ลิตร วัตต์ 556 condenser ขนาด วัตต์ และหัว 3500 ของ primary nozzle อีก 2 รูปทรง ซึ่งทดสอบโดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ boiler, evaporator และความดันใน condenser เป็นค่าต่างๆ โดยใช้ controller ในการควบคุมอุณหภูมิและความดัน รวมไปถึงการเปลี่ยนรูปทรงของหัว primary nozzle จากการทดสอบทั้งหมดนี้ จะได้กราฟความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อค่า Rm และ COP หรือที่เรียกว่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THE INVESTIGATION OF OPERATING CONDITIONS INFLUENCING THE PERFORMANCE OF STEAM
EJECTOR USED IN THE REFRIGERATION SYSTEM

Krit	Poovatanasedj	58010049
Tee	Limsiripan	58010614
Natthawut	Ruangtrakoon	Advisor
Year 2561		

ABSTRACT

The purpose of this project is to find the best working condition that effect Rm and COP imply in refrigeration performance compound with a temperature of boiler, evaporator, a pressure in condenser and structure of primary nozzle. During in present, a conventional refrigeration system has problems with power consumption. The experiment ejector refrigeration system consists of boiler size 9 liters, 1500 watt, the evaporator size 3.6 liters, 556 watts, condenser 3500 watts, and 3 different nozzle structures. Tested by change temperature of boiler, evaporator, and condenser and change 2 different nozzle structures. Experiment by change temperature of the boiler, evaporator, and condenser are controlled by a controller including change nozzle structures. From experimental result can plot graph relation between a variable that effects on refrigeration system performance.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี โดยมี อณัฐวุฒิ เรืองตระกูล. เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาที่ได้ให้คำแนะนำในทุกๆ เรื่องรวมทั้งแนะแนวทางการแก้ไขปัญหาเมื่องานเกิดปัญหาตอนทำการวิจัย ตลอดจน ความสนใจ เอาใจใส่ คอยดูแลตลอดการศึกษาทำวิจัยโครงการนี้ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์ จากท่าน คณาจารย์และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

และสุดท้ายนี้ต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญในชีวิตคือบิดา มารดา ที่เป็นผู้ให้กำเนิด อบรมเลี้ยงดู ให้กำลังใจ และคอยสนับสนุน ให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มกำลังความสามารถของท่านที่ทำให้ผู้วิจัยมีวันนี้ คุณงามความดีอันใดที่เกิดจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ผู้วิจัยขอมอบให้ บิดา มารดา ตลอดจนอาจารย์ทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้ามาตลอด ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้



นายกฤษฎ์
นายธีร์

ภูวัฒน์เศรษฐ
ลิมป์ศิริพันธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูปภาพและตาราง	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา	2
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา	2
1.4 ขอบเขตของการศึกษา	2
1.5 ขั้นตอนของการศึกษา	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์	4
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1.1 Ejector refrigeration system	4
2.1.2 Shape of nozzle exit	16
2.1.2.1 หลักการทำงานและประสิทธิภาพ	16
2.1.2.2 ปากทางออก primary nozzle exit แบบต่างๆ	17
2.1.2.3 ผลการทดลอง	18
2.1.2.4 Spanwise vortex ใน mixing chamber	19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.2.5 Streamwise vortex ใน mixing chamber.....	20
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	22
3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	22
3.1.1 Primary nozzle ที่ใช้ในการวิจัย.....	23
3.1.1.1 รูปทรงปากทางออกของ primary nozzle.....	23
3.1.1.2 วัสดุของ primary nozzle ที่ใช้ในการวิจัย.....	24
3.2 การทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector.....	25
3.3 การตั้งค่าตัวแปรต่างๆ สำหรับการทดลอง.....	26
3.3.1 การตั้งค่า controller ควบคุมอุณหภูมิของ boiler, evaporator และความดันใน condenser	26
3.4 การคำนวณค่า entrainment ratio ของระบบ	27
3.5 ขั้นตอนการทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector.....	27
บทที่ 4 ผลการทดลอง	29
4.1 ผลการทดลองรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle แบบวงกลม.....	29
4.1.1 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C	29
4.1.2 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C	30
4.1.3 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C	30
4.1.4 อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C	31
4.1.5 อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C	31
4.1.6 อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C	32
4.2 ผลการทดลองรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส	32
4.2.1 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C	32
4.2.2 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C	33
4.2.3 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C	33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.4 อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C	34
4.2.5 อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C	34
4.2.6 อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C	35
4.3 ผลการเปรียบเทียบรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ	35
4.3.1 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C	35
4.3.2 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C	36
4.3.3 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C	36
4.3.4 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C	37
4.3.5 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C	37
4.3.6 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C	38
4.3.7 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C	38
4.3.8 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C	39
4.3.9 อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C	39
บทที่ 5 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	40
สรุปผลการทดลอง 5.1	40
ข้อเสนอแนะ 5.2	43
บรรณานุกรม	44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพและตาราง

รูปที่ แสดง 2.1 ejector refrigeration system	4
รูปที่ แสดง 2.2 compressor refrigeration system	4
ตารางที่ 2.1 หัว primary nozzle ที่ใช้ในการทดลอง	5
ตารางที่ 2.2 R_m และ P_{cr} ที่ได้จากการทดลองและการคำนวณ	6
ตารางที่ 2.3 คุณสมบัติของสารทำความเย็น	6
รูปที่ 2.3 กระบวนการทำงานภายใน ejector	7
รูปที่ 2.4 under-expanded wave	7
รูปที่ 2.5 over-expanded wave	7
รูปที่ 2.6 กราฟจากการทำงานที่อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 7.5°C ที่ได้ จาก CFD simulation	9
รูปที่ 2.7 ejector ที่ใช้ในการทดลอง	10
รูปที่ 2.8 โครงร่างของ primary nozzle และ ejector	10
รูปที่ 2.9 COP และ Q_e เทียบกับ T_c โดยเปลี่ยนแปลงค่า $T_g = 75^{\circ}\text{C}, 80^{\circ}\text{C}$ และ 85°C	11
รูปที่ 2.10 R_m เทียบกับ T_c เมื่อเปลี่ยนแปลง A_r	11
รูปที่ 2.11 COP และ Q_e เทียบกับ T_c เมื่อเปลี่ยนแปลง A_r	12
รูปที่ 2.12 COP, Q_e และ u เมื่อเทียบกับ T_g โดย $T_c = 39^{\circ}\text{C}$, $T_e = 15^{\circ}\text{C}$ และ $A_r = 3.96$	12
รูปที่ 2.13 COP, Q_e และ u เมื่อเทียบกับ T_g โดย $T_c = 29^{\circ}\text{C}$, $T_e = 15^{\circ}\text{C}$ และ $A_r = 3.96$	13
รูปที่ 2.14 COP, Q_e และ u เมื่อเทียบกับ T_g โดย $T_c = 39^{\circ}\text{C}$, $T_e = 15^{\circ}\text{C}$ และ $A_r = 3.96$	13
ตารางที่ 2.4 โครงสร้างของ primary nozzle	14
ตารางที่ 2.5 โครงสร้างของ ejector	14

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.6 area ratio ของ ejector.....	14
ตารางที่ 2.7 ผลการทดลองที่จุดวิกฤต.....	15
รูปที่ การทำงานภายใน 2.15ejector refrigeration system.....	16
รูปที่ รูปร่างปากทางออกของ 2.16primary nozzle.....	17
ตารางที่ โครงสร้างของรูปแบบต่างๆ 2.8.....	18
รูปที่ 2.17Performance curve ของรูปร่างปากทางของของ nozzle แบบต่างๆ.....	18
ตารางที่ 2.9 ผลการทดลองของรูปร่างต่างๆ.....	19
รูปที่ การเกิด 2.18spanwise vortices.....	20
รูปที่ 2.19 การเกิด streamwise vortices.....	21
รูปที่ 3.1 ระบบทำความเย็นแบบ ejector refrigeration system ที่ใช้ในการทดลอง.....	22
รูปที่ 3.2 หัว primary nozzle.....	23
รูปที่ 3.3 ภาพสเกลขนาดของหัว primary nozzle แบบวงกลมและสี่เหลี่ยมจัตุรัส ในหน่วยมิลลิเมตร.....	23
รูปที่ 3.4 หัว primary nozzle แบบวงกลมที่ใช้ในการทดลอง.....	24
รูปที่ 3.5 หัว primary nozzle แบบเหลี่ยมจัตุรัสที่ใช้ในการทดลอง.....	25
รูปที่ 3.6 หน้าปัด Controller ที่ใช้ควบคุมระบบ.....	26
รูปที่ 4.1 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 130°Cและอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบวงกลม.....	29
รูปที่ 4.2 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบวงกลม.....	30
รูปที่ 4.3 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบวงกลม.....	30
รูปที่ 4.4 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบวงกลม.....	31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.5 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบวงกลม.....	31
รูปที่ 4.6 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบวงกลม.....	32
รูปที่ 4.7 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	32
รูปที่ 4.8 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	33
รูปที่ 4.9 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	33
รูปที่ 4.10 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	34
รูปที่ 4.11 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	34
รูปที่ 4.12 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส.....	35
รูปที่ 4.13 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบที่ อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C.....	35
รูปที่ 4.14 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบที่ อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 12.5°C.....	36
รูปที่ 4.15 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบที่ อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 15°C.....	36
รูปที่ 4.16 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่ อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C.....	37
รูปที่ 4.17 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 12.5°C.....	37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.18 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 15°C	38
รูปที่ 4.19 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C	38
รูปที่ 4.20 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 12.5°C	39
รูปที่ 4.21 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 15°C	39
ตารางที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ evaporator และอุณหภูมิของ boiler ของ primary nozzle circular shape	40
ตารางที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ evaporator และอุณหภูมิของ boiler ของ primary nozzle square shape	41
ตารางที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ boiler และอุณหภูมิของ evaporator ของ primary nozzle circular shape	42
ตารางที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ boiler และอุณหภูมิของ evaporator ของ primary nozzle square shape	42
ตารางที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง primary nozzle circular shape และ primary nozzle square shape ที่อุณหภูมิของ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 10 °C	43

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบัน การประหยัดพลังงานหรือการใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างจำกัดให้เกิดประโยชน์อย่างสูงที่สุด รวมไปถึง การใช้พลังงานที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เป็นสิ่งที่ทุกคนกำลังให้ความสนใจเป็นอย่างมาก สำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้อย่างแพร่หลายในปัจจุบันคือระบบ vapor compression refrigeration system ซึ่งในระบบทำความเย็นชนิดนี้ใช้ mechanical compressor ในการเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็นในระบบ และตัว mechanical compressor นี้ ใช้พลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อน ซึ่งเป็นอุปกรณ์หลักในระบบที่ใช้พลังงานไฟฟ้าสูงในการขับเคลื่อน

ระบบทำความเย็นแบบ steam jet refrigeration system เป็นระบบที่ใช้ ejector ในการเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็นในระบบ ตัว ejector นี้ ไม่ได้ใช้พลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อน แต่ใช้หลักการจากผลต่างของความเร็วและความดันที่เกิดขึ้นในสารทำความเย็นภายใน ejector ในการเพิ่มความดันและส่งผ่านสารทำความเย็นนั้นไปสู่อุปกรณ์ถัดไป ซึ่งใช้พลังงานความร้อนในการทำให้เกิดผลต่างของความเร็วและความดัน โดยพลังงานความร้อนที่ใช้นั้น เป็นพลังงานความร้อนที่มาจากแหล่งไหนก็ได้ ตั้งแต่พลังงานเชื้อเพลิงชีวภาพ พลังงานแสงอาทิตย์รวมถึงพลังงานความร้อนที่เกิดจากการเผาขยะ ทำให้ระบบทำความเย็นแบบ steam jet refrigeration system เป็นระบบที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เนื่องจากตัว ejector ไม่ได้ใช้พลังงานไฟฟ้า แต่ใช้พลังงานความร้อนในการขับเคลื่อน และระบบนี้ไม่เพียงแต่ใช้สารทำความเย็นที่ใช้ในระบบทั่วไป เช่น R134a หรือ R12 แต่ยังสามารถใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นที่ทำงานในระบบได้อีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

ศึกษาสภาวะการทำงานของอุณหภูมิ boiler, evaporator และ condenser ที่มีผลต่อค่า R_m และ COP ซึ่งเปรียบเหมือนประสิทธิภาพของ ejector ในระบบทำความเย็นและศึกษารูปร่างปากทางออกของ primary nozzle ที่มีผลต่อการผสมผสานของสารทำความเย็นภายใน ejector

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

จากสมมุติฐานพบว่า เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ boiler จะทำให้ primary fluid ไหลเข้ามาระบบมากขึ้นและทำให้ secondary fluid ลดลงเพราะปริมาณของ primary fluid ที่เพิ่มขึ้นนั้นจะไปลดพื้นที่ของ effective area หรือพื้นที่ทางเข้าของ secondary fluid ให้น้อยลง ส่งผลให้ค่า R_m ของระบบลดลง ซึ่งทำให้ค่า coefficient of performance ลดลงตามไปด้วย เนื่องจากค่า R_m คืออัตราส่วนระหว่างมวลของ secondary fluid กับ primary fluid เมื่อ pressure ของ condenser เพิ่มขึ้นสูงกว่าจุด critical pressure ส่งผลให้ค่า R_m ของระบบลดลงอย่างรวดเร็ว เนื่องจากการ mixing ของ primary fluid และ secondary fluid ภายใน mixing chamber ถูกรบกวนโดยการเกิด oblique shock ทำให้ secondary fluid ไหลเข้า mixing chamber ได้น้อยลงและรูปร่างปากทางออกของ primary nozzle ที่ซับซ้อน ทำให้ประสิทธิภาพการ mixing ของ primary fluid และ secondary fluid เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า R_m มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่มีผลทำให้ค่า critical back pressure มีค่าลดลง เนื่องจากเกิดการสูญเสียพลังงานระหว่างการ mixing และการเพิ่มขึ้นของ mechanical loss ที่เกิดขึ้นจากรูปร่างปากทางออกที่ซับซ้อน

1.4 ขอบเขตของการศึกษา

ศึกษาสภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพของ ejector ในระบบ ที่อุณหภูมิของ boiler เท่ากับ 130, 140 และ 150 องศาเซลเซียส และที่อุณหภูมิของ evaporator เท่ากับ 10, 12.5 และ 15 องศาเซลเซียส และศึกษารูปร่างปากทางออกของ primary nozzle แบบวงกลมและสี่เหลี่ยม ที่มีผลต่อการ mixing ของสารทำความเย็นใน ejector ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ศึกษาเกี่ยวกับระบบการทำความเย็นโดยใช้ ejector ในการเพิ่มความดันให้แก่ระบบ
2. ศึกษาตัวแปรและสภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบ
3. ทดลองเปลี่ยนสภาวะการทำงานต่างๆ และบันทึกผลการทดลอง
4. รวบรวมผลการทดลองและสรุปผล

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ทราบถึงตัวแปรและสภาวะการทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ ejector ซึ่งคือ อุณหภูมิของ boiler, อุณหภูมิของ evaporator และความดันของ condenser
2. ได้ทราบถึงความแตกต่างของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle แบบวงกลมและสี่เหลี่ยมที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ ejector

บทที่ 2

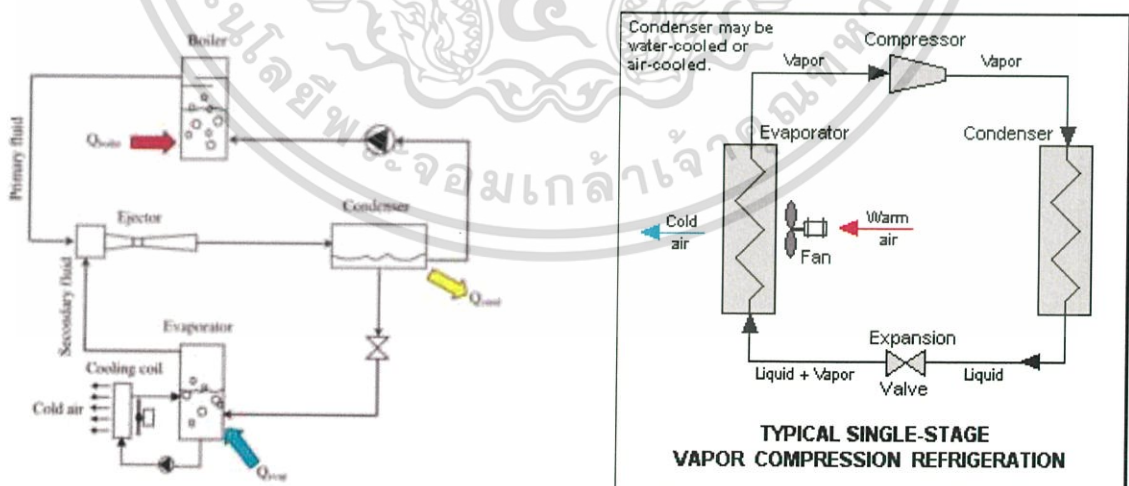
วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ระบบทำความเย็นโดยทั่วไปใช้ mechanical compressor ในการเพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าไปใน condenser เพื่อกลั่นตัวในขั้นต่อไป แต่เนื่องจาก mechanical compressor ใช้พลังงานไฟฟ้ามาก จึงมีการพัฒนาระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยลง โดยใช้แหล่งพลังงานความร้อนแทนที่จะใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อน โดยแหล่งพลังงานความร้อนที่สามารถใช้ได้มีตั้งแต่ ขยะจากโรงงานพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งระบบจะต้องเปลี่ยนอุปกรณ์การอัดความดันจาก mechanical compressor เป็น ejector จึงเปลี่ยนจาก compressor refrigeration system เป็น ejector refrigeration system

2.1.1 Ejector refrigeration system

การทำงานของ ejector refrigeration system เป็นไปตามรูปที่ 2.1 คือระบบของการทำความเย็นโดยใช้ ejector แทน compressor ใน compressor refrigeration system ตามรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.1 ejector refrigeration system

รูปที่ 2.2 compressor refrigeration system

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ประสิทธิภาพของ compressor refrigeration system ก็ยังมีค่า COP มากกว่าของ ejector refrigeration system โดยค่า COP ของ compressor refrigeration system มีค่า

$$\text{COP} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,in}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

โดยที่ Q_L คือการถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิต่ำ, $W_{\text{net,in}}$ คืองานสุทธิของระบบ, h_1 คือ enthalpy ก่อนเข้า compressor h_2 คือ enthalpy ก่อนเข้า condenser และ h_4 คือ enthalpy ก่อนเข้า evaporator

ค่า COP ของ ejector refrigeration system มีค่า

$$\text{COP} = R_m \cdot \frac{h_{g\text{-evap}} - h_{f\text{-con}}}{h_{g\text{-boiler}} - h_{f\text{-con}}} \quad (2)$$

$$R_m = \frac{\text{mass flow of the secondary fluid}}{\text{mass flow of the primary fluid}} \quad (3)$$

จากการที่การเปลี่ยนแปลงของ enthalpy ใน boiler มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลง enthalpy ของ evaporator สามารถกำหนดให้ $\text{COP} \approx R_m$

ในงานวิจัยที่ผ่านมาของ Tongchana Thongtip et al.[1] ได้ทำการทดลองโดยใช้โปรแกรม CFD commercial package และ FLUENT 6.3 ในการวิเคราะห์ระบบ โดยมีการเปลี่ยนหัว primary nozzle ตามตารางที่ 2.1

The dimensions of primary nozzles.

Nozzle code	d (mm)	(D:d) ²	Calculated exit Mach number	Ejector's area ratio
d1.4 M4	1.4	20:1	4.0	184:1
d1.7 M4	1.7			124:1
d2.0 M4	2.0			90:1
d2.3 M4	2.3			68:1
d2.4 M4	2.4			62:1
d2.6 M4	2.6			53:1
d1.4 M3	1.4	7:1	3.0	184:1
d1.4 M5.5	1.4	88:1	5.5	

Remark: Ejector area ratio = (ejector throat's diameter/primary nozzle throat's diameter)².

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 หัว primary nozzle ที่ใช้ในการทดลอง

D คือเส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของ primary nozzle, d คือเส้นผ่านศูนย์กลางของ primary nozzle

จากงานวิจัยได้ทำการทดลองโดยหาค่า Rm และ P_{cri} ได้ผลการทดลองตามตารางที่ 2.2

Experimental and CFD results.											
Nozzle	T_{boiler} (°C)	Rm_{exp}	$Rm_{k-o-sst}$	Rm_{k-e}	Error ^a , Rm		P_{cri} (mbar)	$P_{cri, k-o-sst}$ (mbar)	$P_{cri, k-e}$ (mbar)	Error ^b , P_{cri}	
					k-o-sst (%)	k-e (%)				k-o-sst (%)	k-e (%)
d1.7M4	130	0.422	0.446	0.464	5.687	9.953	35.0	33.5	32.5	4.286	7.143
	140	0.287	0.316	0.351	10.105	22.230	45.0	44.0	42.0	2.222	6.667
	150	0.188	0.210	0.273	11.702	45.213	58.5	55.0	55.0	5.983	5.983
d1.4M4	150	0.288	0.322	0.370	11.806	28.427	44.0	42.0	37.0	4.545	15.909
d1.7M4	150	0.188	0.210	0.273	11.702	45.213	58.5	55.0	55.0	5.983	5.983
d2.0M4	150	0.102	0.125	0.171	22.549	67.647	79.0	79.0	75.0	7.595	5.063
d1.4M3	150	0.282	0.315	0.373	11.702	32.270	38.0	37.0	30.0	2.632	21.053
d1.4M4	150	0.288	0.322	0.370	11.806	28.427	44.0	42.0	37.0	4.545	15.909
d1.4M5.5	150	0.280	0.317	0.362	13.214	29.286	54.0	46.0	40.0	14.815	25.926
d1.4M4	150	0.288	0.322	0.370	11.806	28.427	44.0	41.0	37.0	6.818	15.909
d1.7M4	140	0.287	0.316	0.351	10.105	22.230	44.5	42.0	38.0	5.618	14.607
d2.0M4	130	0.286	0.312	0.320	9.001	11.888	45.0	42.5	40.0	5.556	11.111
d2.3M4	120	0.273	0.311	0.314	13.919	15.018	51.0	45.0	41.0	11.768	19.608
d2.4M4	113.6	0.267	0.308	0.315	16.854	17.978	49.5	43.0	40.0	13.131	19.191
d2.6M4	111.2	0.262	0.304	0.312	16.031	19.084	48.5	42.0	40.0	13.402	17.526

All results were obtained and simulated at an evaporator saturation temperature of 7.5 °C and NXP = 4.23 mm. (The NXP (Nozzle Exit Position) was defined as the distance between the primary nozzle exit plane and the mixing chamber inlet planes as shown in Fig. 2).

^a Error (%) = 100 * (CFD's entrainment ratio - Experiment's entrainment ratio) / Experiment's entrainment ratio.

^b Error (%) = 100 * (CFD's critical pressure - Experiment's critical pressure) / Experiment's critical pressure.

ตารางที่ 2.2 Rm และ P_{cri} ที่ได้จากการทดลองและการคำนวณ

จากงานวิจัยได้อธิบายว่าค่าของการทดลองและโปรแกรมแตกต่างกันด้วย 3 ประการหลักๆ คือ ประการที่หนึ่ง คุณสมบัติของของไหลในโปรแกรมได้กำหนดให้เป็นคุณสมบัติแบบอุดมคติ ในกระบวนการจริงภายใน mixing chamber ของ ejector ความดันมีค่าต่ำมาก ทำให้ของไหลมีสถานะเข้าใกล้จุดอิ่มตัว แต่การเลือกคุณสมบัติแบบอุดมคติเพื่อความง่ายต่อการคำนวณ ประการที่สอง ในโปรแกรมกำหนดให้ผนังไม่มีการถ่ายเทความร้อน แต่ในกระบวนการจริง จะมีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังกับสิ่งแวดล้อมเกิดขึ้นและประการสุดท้าย ในโปรแกรมกำหนดให้พื้นผิวดของ ejector ราบเรียบเท่ากันทั้งหมด แต่กระบวนการจริงพื้นผิวของ ejector ไม่ได้ราบเรียบเท่ากันทุกส่วน

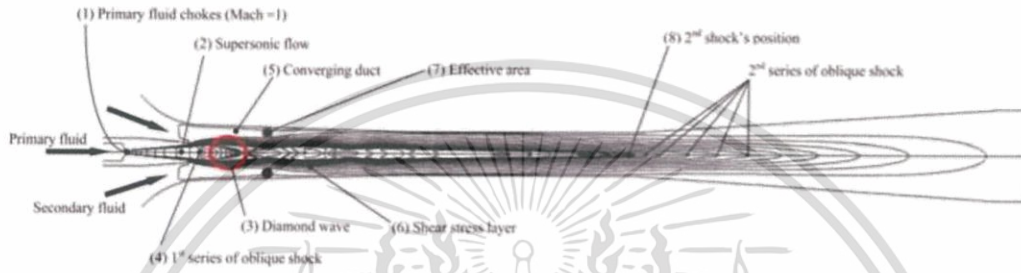
The working fluid properties.

Properties	Value
Viscosity, (kg/m s)	1.34×10^{-5}
Thermal conductivity, (W/m k)	0.0261
Specific heat, (J/kg K)	2014.00
Molecular weight, (kg/kmol)	18.01534

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

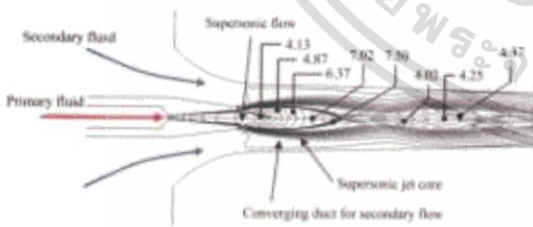
ตารางที่ 2.3 คุณสมบัติของสารทำความเย็น

ในรูปที่ 2.3 แสดงให้เห็นกระบวนการทำงานภายใน ejector โดยมีสภาวะการทำงานที่ อุณหภูมิ boiler 130 °C, อุณหภูมิ evaporator 7.5°C และความดันของ condenser ที่ 30 mbar โดยใช้หัว primary nozzle d2.0 M4 คือมีเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอด 2 มิลลิเมตรและผลิตความเร็วที่ทางออก มัค 4



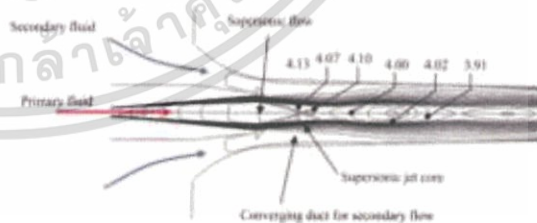
รูปที่ 2.3 กระบวนการทำงานภายใน ejector

จากรูปที่ 2.3 แสดงให้เห็นถึงช่วงที่ของไหลมีอุณหภูมิและความดันสูง เรียกว่า primary fluid เข้าสู่ primary nozzle แล้วถูกเร่งความเร็วจนมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียงที่คอคอด แล้วถูกเร่งความเร็วให้มีความมากขึ้นในส่วน diverging ของ primary nozzle ในทางออกของ primary nozzle ความเร็วของของไหลมีค่าเท่ากับ 4 มัค และการขยายตัวของคลื่นภายใน ejector สามารถแบ่งได้เป็น 2 ชนิดคือ under-expanded wave และ over-expanded wave ที่แสดงในรูปที่ 2.4 และ 2.5



A Mach number contour lines of Under-expanded wave using the primary nozzle d2.0M4 for a boiler temperature of 150°C, an evaporator temperature of 7.5°C and a condenser pressure of 30 mbar.

รูปที่ 2.4 under-expanded wave



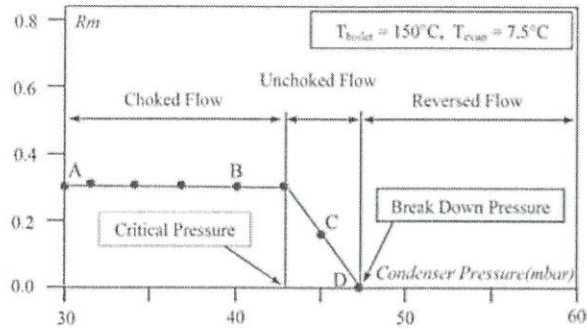
B Mach number contour lines of Over-expanded wave using the primary nozzle d1.40M5.5 for a boiler temperature of 150°C, an evaporator temperature of 7.5°C and a condenser pressure of 30 mbar.

รูปที่ 2.5 over-expanded wave

ในกรณี under-expanded wave ใอน้ำจะออกมาจากการขยายตัวแบบ divergence เกิดขึ้นเมื่อความดันทางออกของ primary nozzle มีค่ามากกว่าความดันภายใน mixing chamber ทำให้เกิด diamond wave ดังนั้นการขยายตัวและความเร็ว super sonic นั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างความดันของ primary nozzle และ mixing chamber ในกรณี over-expanded wave ใอน้ำจะออกมาด้วยการขยายตัวแบบ convergence จะเกิดขึ้นเมื่อความดันทางออกของ primary nozzle มีค่าน้อยกว่าความดันภายใน mixing chamber ทำให้เกิด diamond wave และยังทำให้เกิด series of oblique shock ในกรณี under-expanded wave มีการเกิด series of oblique shock ไม่มากเท่า over-expanded wave ทำให้การไหลมีความสม่ำเสมอ ซึ่งสามารถสังเกตได้จากความเร็วหลังจากออกจาก primary nozzle มีการเปลี่ยนแปลงที่น้อยกว่าเพราะการสูญเสียของ jet stream's momentum มีค่าน้อยกว่า ดังนั้น under-expanded wave จึงทำให้เกิดประสิทธิภาพของระบบที่สูงกว่า ในการทดลองนี้เกิด over-expanded wave ในบางครั้งเมื่อความเร็วมีค่ามากกว่า 4 ในรูปที่ 2.5

จากรูปที่ 2.3 จุดที่เกิด oblique shock เรียกว่า the 1st oblique shock ใน converging duct จะเกิดการดูด secondary fluid จาก primary fluid jet core และผนังของ mixing chamber จากความแตกต่างระหว่างความเร็วของ primary fluid กับ secondary fluid นี้จะเกิด the shear layer ด้วยเหตุผลนี้ทำให้ secondary fluid ถูกเร่งความเร็วและ choke วงแหวนจะก่อตัวภายใน converging duct จาก primary jet core กับผนัง mixing chamber และพื้นที่ที่ secondary fluid ถูกทำให้ choke เรียกว่า effective area (A_e) โดย A_e คือตำแหน่งที่ของไหลจากทั้ง 2 แหล่งพบกันครั้งแรกและถูกทำให้ผสมกัน ส่วน secondary fluid ที่หลงเหลือจากการผสมครั้งแรก จะผสมอีกครั้งหลังจากที่ secondary fluid ถูกเร่งความเร็วให้เท่ากับเสียงหรือถูก choke โดยที่ effective area สามารถเกิดได้ทุกตำแหน่งใน mixing chamber แต่ยากที่จะระบุตำแหน่งที่แน่นอนเพราะตำแหน่งที่เกิดขึ้น ขึ้นอยู่กับความดันที่ระบบทำงานและรูปทรงของ ejector ที่ใช้ในการทดลอง สำหรับกระบวนการผสม โมเมนตัมของ primary fluid จะถูกถ่ายโอนไปยัง secondary fluid สังเกตได้จากความเร็วของ primary fluid ลดลงในขณะที่ความเร็วของ secondary fluid เพิ่มขึ้น ในรูปที่ 2.3 จุดที่เกิด the 2nd oblique shock คือจุดที่ 2nd oblique shock เกิดครั้งแรก ผลของ series of oblique shock ความดันสถิตย์ของของไหลผสมจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ของไหลจะเปลี่ยนความเร็วจาก supersonic ไปเป็น subsonic และภายใน subsonic diffuser ของไหลผสมจะถูกทำให้ความเร็วลดลงจนเกือบจะหยุดนิ่ง เพื่อเพิ่มความดันสถิตย์ก่อนที่จะออกไป condenser

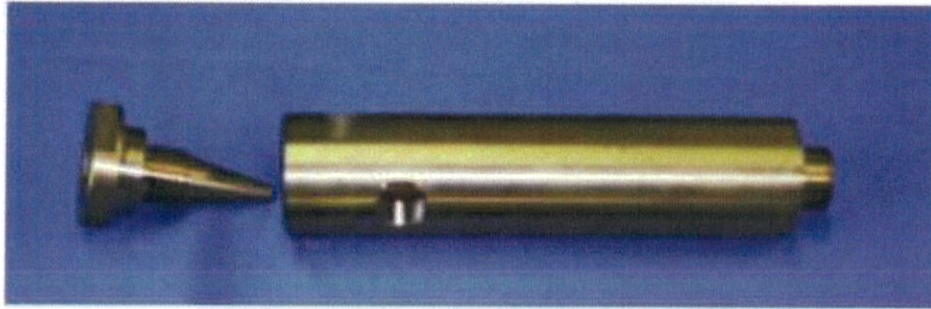
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



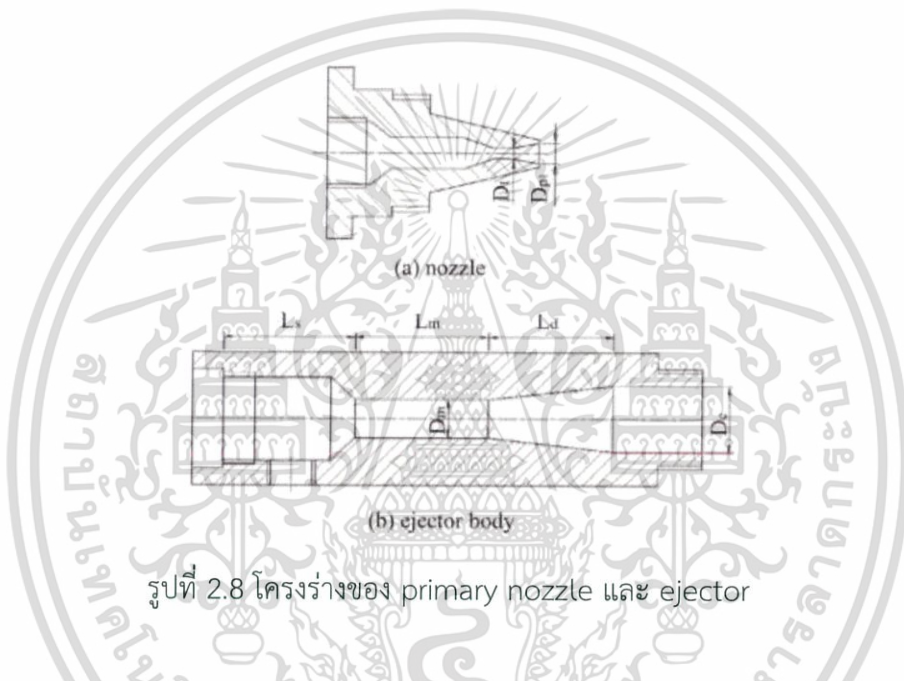
รูปที่ 2.6 กราฟจากการทำงานที่อุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 7.5°C ที่ได้จาก CFD simulation

ประสิทธิภาพของ ejector ถูกแสดงโดยการเปลี่ยนแปลงของ R_m ซึ่งเป็นผลมาจากความดันของ condenser ซึ่งเรียกว่า performance curve แสดงในรูปที่ 2.6 performance curve แบ่งออกเป็น 3 ส่วน choked flow, unchoked flow และ reversed flow โดย choked flow แยกจาก unchoked flow ที่จุด critical pressure และ unchoked flow แยกจาก reversed flow ที่จุด break down pressure จากรูปแสดง ความดัน condenser จากจุด A-D คือจาก 30-47 mbar ทำให้ 2^{nd} oblique shock เลื่อนถอยหลังตามแนวคอคอด อย่างไรก็ตามถ้าระบบทำงานในสภาวะ choke flow หรือความดัน condenser ไม่เกินจุด critical pressure จะทำให้ shock ไม่ส่งผลต่อการผสมของของไหล

จากงานวิจัย Fenglei Li et al.[2] ได้ทำการทดลองโดยแบ่งเป็น 2 ส่วนคือ primary nozzle และ ejector ซึ่งทั้ง 2 ส่วน เกี่ยวข้องกันโดย area ratio (A_r) โดย primary nozzle และ ejector ที่ใช้ในการทดลอง ทำมาจากทองเหลือง ตามรูปที่ 2.7 และมีโครงสร้างของทั้ง 2 ส่วนตามรูปที่ 2.8



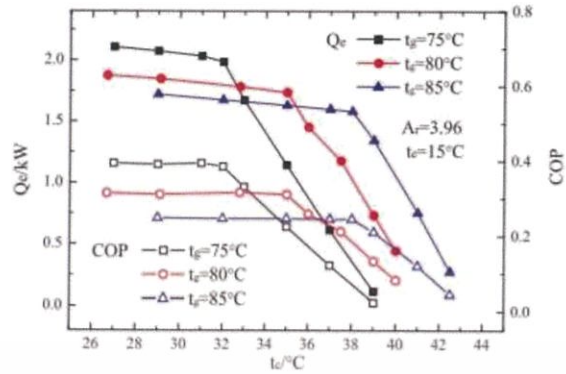
รูปที่ 2.7 ejector ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 2.8 โครงร่างของ primary nozzle และ ejector

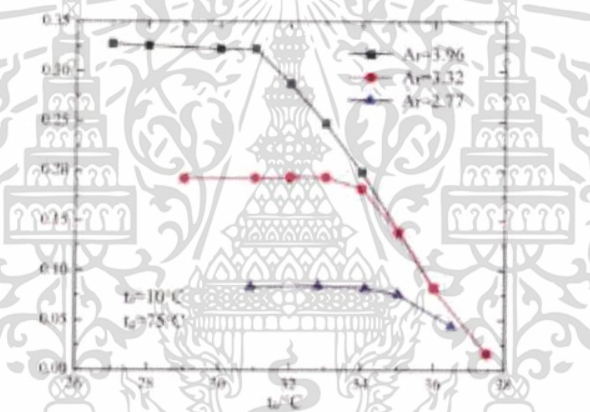
โดยความยาวของ mixing chamber ต้องมีความยาวที่เหมาะสม ไม่เช่นนั้นหากยาวเกินไปก็จะทำให้เกิดแรงเสียดทานเป็นผลให้ประสิทธิภาพของ ejector ลดลงหรือไม่ผสมสมบูรณ์หากมีความยาวที่สั้นเกินไป ความยาวที่เหมาะสมคือขนาด 6-10 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของ mixing chamber ใน diffuser สัดส่วนที่แนะนำคือ divergence angle มีขนาด $8-10^\circ$ และความยาวมีขนาด 6-7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของความต่างของเส้นผ่าน ททางเข้าและทางออก ในการทดลองนี้ใช้ 10° และ 6 เท่า จากการทดลอง ได้ทำการหาค่า COP, Cooling capacity (Q_e) โดยทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิแหล่งกำเนิด (T_g) และให้ค่า $A_r = 3.96$ และอุณหภูมิ condenser (T_c) = 15°C พบว่ามีแนวโน้มคล้ายกับ Rm สรุปได้ว่า COP, Q_e และ entrainment ratio (u) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ T_g มีค่าลดลง ดังนั้นเมื่อค่า T_g ถูกปรับให้เหมาะสมกับ T_c ที่จุดวิกฤตนั้นคือที่จุดวิกฤตที่ T_c ที่ใช้ในการทำงานจริง ซึ่ง ทำให้ COP, Q_e และ Rm มีค่าสูงที่สุดแสดงในรูปที่ 2.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



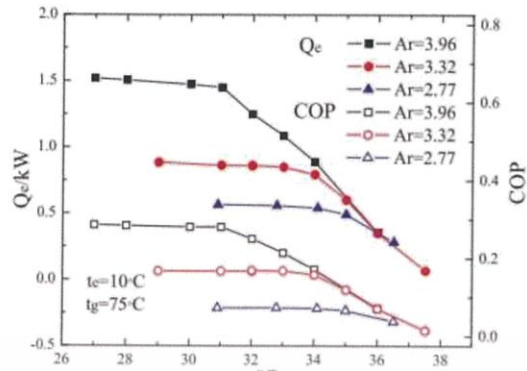
รูปที่ 2.9 COP และ Q_e เทียบกับ T_c โดยเปลี่ยนแปลงค่า $T_g = 75^\circ\text{C}$, 80°C และ 85°C

ทำการทดลองหาค่า u โดยการเปลี่ยนแปลง A_r เมื่อให้ค่า T_e และ T_g คงที่โดยเทียบกับค่า T_c ทำให้ u มีค่ามากขึ้นแสดงในรูปที่ 2.10



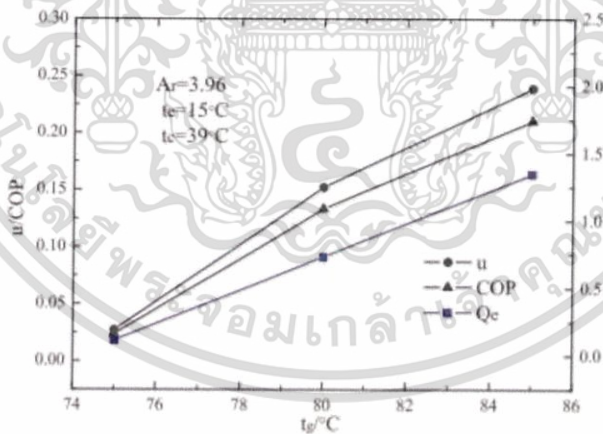
รูปที่ 2.10 R_m เทียบกับ T_c เมื่อเปลี่ยนแปลง A_r

ทำการทดลองหาค่า COP และ Q_e โดยการเปลี่ยนแปลง A_r เมื่อให้ค่า T_e และ T_g คงที่โดยเทียบกับค่า T_c ทำให้ R_m มีค่ามากขึ้นแสดงในรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 COP และ Q_e เทียบกับ T_c เมื่อเปลี่ยนแปลง A_r

ผลของ generating temperature ที่มีผลต่อประสิทธิภาพของ ejector ดังแสดงในรูปที่ แสดง 2.12 ค่าของ COP , Q_e และ entrainment ratio (u) เมื่อเทียบกับ generator temperature (T_g) เมื่อทำงานที่ $A_r = 3.96$, $T_e = 15^\circ\text{C}$ และ $T_c = 39^\circ\text{C}$ สังเกตได้ว่า COP , Q_e และ entrainment ratio (u) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่ม T_g นอกจากนั้น secondary flow จะไม่เกิดการ choke ก่อนที่จะผสมสมบูรณ์ เมื่อ ejector ทำงานที่สภาวะ subcritical หรือ unchoke flow ดังนั้น secondary flow จะถูกดูดโดย primary flow ด้วยการเพิ่ม T_g

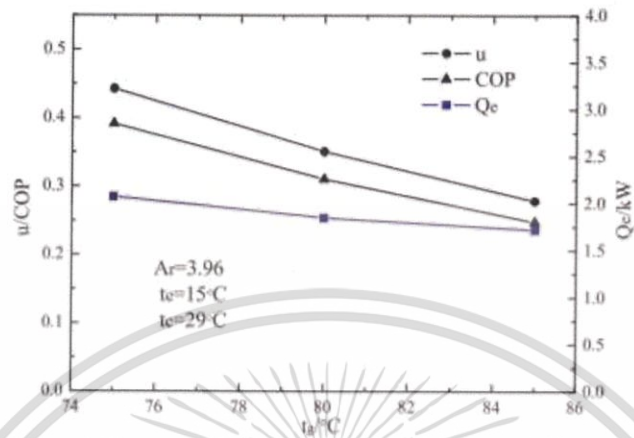


รูปที่ 2.12 COP, Q_e และ u เมื่อเทียบกับ T_g โดย $T_c = 39^\circ\text{C}$, $T_e = 15^\circ\text{C}$ และ $A_r = 3.96$

ในทางกลับกันเมื่อทดลองในสภาวะเดียวกันแต่เปลี่ยน $T_c = 29^\circ\text{C}$ จะทำให้ COP, Q_e และ entrainment ratio (u) มีค่าลดลงเมื่อเพิ่ม T_g เพราะวาระบบนี้ทำงานที่สภาวะ critical หรือ choke flow ทำให้ secondary flow เกิดการ choke ภายใต้สภาวะนี้ ทำให้ที่ว่างใน mixing chamber ของ secondary flow ลดลงเพราะถูกแทนที่

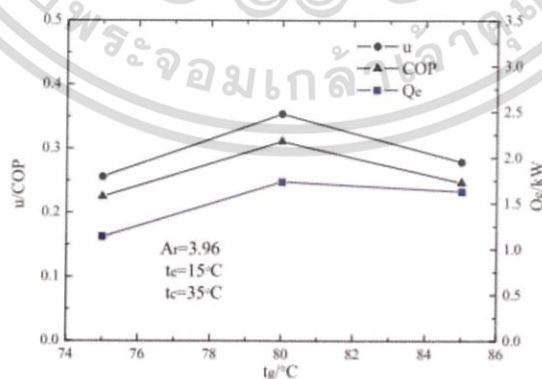
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้วย primary flow ที่มากขึ้นเพราะการเพิ่ม T_g ทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของ primary flow ตามรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 COP, Q_e และ u เมื่อเทียบกับ T_g โดย $T_c = 29^\circ\text{C}$, $T_e = 15^\circ\text{C}$ และ $A_r = 3.96$

การลดลงของจุด peak ของ COP, Q_e และ u เมื่อการทำงานเปลี่ยนจากสถานะ subcritical ไปเป็น critical ตามรูปที่ 2.14 สังเกตได้ว่า COP, Q_e และ entrainment ratio (u) มีค่าสูงที่สุดเมื่อ $T_g = 80^\circ\text{C}$ เมื่อ $T_c = 35$ และให้ $T_g = 75-80^\circ\text{C}$ ทำให้ u เพิ่มขึ้นจาก 0.26 – 0.35 เมื่อการทำงานเปลี่ยนสถานะจาก subcritical ไปเป็น critical และเมื่อ $T_g \leq 80$ ทำให้ u ลดลง COP และ Q_e จะมีแนวโน้มในการทำงานเดียวกันกับ u ประสิทธิภาพที่เหมาะสมสามารถทำได้โดยปรับเปลี่ยน T_g ให้ T_c อยู่ที่จุดวิกฤต



รูปที่ 2.14 COP, Q_e และ u เมื่อเทียบกับ T_g โดย $T_c = 39^\circ\text{C}$, $T_e = 15^\circ\text{C}$ และ $A_r = 3.96$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพที่จุดวิกฤตและจุด breakdown, critical entrainment ratio (u_c) เปรียบเทียบกับ อุณหภูมิ condenser ที่จุดวิกฤต (T_{cc}) ที่ความต่างของ T_g กับ T_e ที่ $A_r = 3.96$ ที่หัว primary nozzle ต่างๆ แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ ในตารางที่ 2.4, 2.5 และ 2.6 และผลการทดลองที่แสดงในรูปที่ 2.7 สามารถสังเกตได้ว่า u_c จะมีผลมาจาก T_e มีค่ามากที่สุดและ T_g มีค่าน้อยสุด แต่ T_{cc} จะแปรผันตาม u_c เมื่อ T_c มีค่าน้อยกว่า T_{cc} และ $T_g > 75^\circ\text{C}$, T_{cc} จะมีค่ามากที่สุด เมื่อค่า T_e และ T_g มีค่ามากที่สุดแต่ u_c จะมีค่ามากที่สุดเมื่อ T_{cc} มีค่าน้อย

Dimensions of nozzles.

Nozzle serial	D_t (mm)	D_{p1} (mm)	A_{p1}/A_t
A	2.50	3.3	1.320
B	2.09	2.7	1.292

ตารางที่ 2.4 โครงสร้างของ primary nozzle

Dimensions of ejector bodies.

Serial No.	D_m (mm)	D_d (mm)	L_m (mm)	L_d (mm)
A	4.16	12.9	42	50
B	3.81	11.6	38	45
C	5.60	16.9	56	65

ตารางที่ 2.5 โครงสร้างของ ejector

Ejector specification.

Ejector	A-A	A-C	B-A	B-B
Area ratio	2.77	5.02	3.96	3.32

ตารางที่ 2.6 area ratio ของ ejector

$$u = u_c \text{ เมื่อ } T_c \leq T_{cc} \text{ แต่เมื่อทำงานในสภาวะ subcritical จะทำให้ } u = u_c \frac{t_{cb} - t_c}{t_{cb} - t_{cc}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Experiment results at critical point.

A_r	t_g (°C)	t_e (°C)	u_c	t_{cc} (°C)
AA Ejector				
2.77	75	10	0.0836	34.9
2.77	75	12.5	0.1224	35.4
2.77	75	15	0.1561	36.9
BB Ejector				
3.32	75	10	0.1933	33.7
3.32	75	12.5	0.2269	34.1
3.32	75	15	0.2570	34.8
3.32	80	10	0.1411	36.6
3.32	80	12.5	0.1757	36.9
3.32	80	15	0.2055	37.9
3.32	85	12.5	0.1172	39.6
3.32	85	15	0.1532	40.7
BA Ejector				
3.96	75	10	0.3248	31.3
3.96	75	12.5	0.3744	31.7
3.96	75	15	0.4446	31.9
3.96	80	10	0.2635	34.1
3.96	80	12.5	0.3177	34.8
3.96	80	15	0.3546	34.9
3.96	85	10	0.2060	37.3
3.96	85	12.5	0.2381	38.1
3.96	85	15	0.2782	38.1
AC Ejector				
5.02	85	5	0.1938	28.7
5.02	85	7.5	0.2566	29.6
5.02	85	10	0.2893	30.7
5.02	85	12.5	0.3385	31.7

ตารางที่ 2.7 ผลการทดลองที่จุดวิกฤต

ได้ข้อสรุปว่าประสิทธิภาพของ ejector เปลี่ยนอย่างรวดเร็วโดยการเปลี่ยนอุณหภูมิ condenser ค่า u , COP และ Q_e จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มค่า T_g และให้ค่า T_c และ T_e คงที่ และจะลดลงเมื่อเพิ่ม T_g จนเปลี่ยนสถานะการทำงานจาก subcritical ไปเป็น critical ประสิทธิภาพที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับค่า T_g ที่เหมาะสมซึ่งเป็นสถานะที่ T_c มีค่าเท่ากับ T_c เมื่อเพิ่มค่า A_r จะทำให้ค่า u_c เพิ่มขึ้นและจะทำให้ค่า T_{cc} ลดลง อย่างไรก็ตามเมื่อเพิ่ม A_r จะทำให้ค่า u_c ลดลงในสถานะที่อุณหภูมิ breakdown condensing

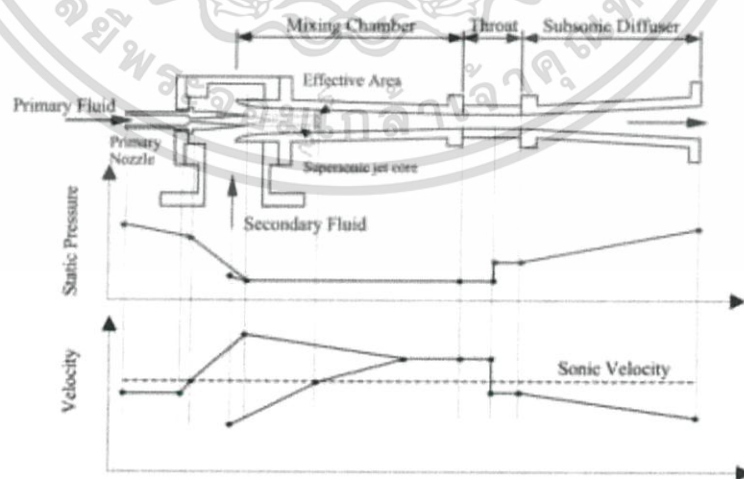
2.1.2 Shape of nozzle exit

หลายปีที่ผ่านมามีการใช้ CFD เพื่อที่จะทำนายและวิเคราะห์การทำงานของ ejector refrigeration system โดยที่ตัวแปรสำคัญคือ nozzle exit position (NXP), the area ratio และความยาวของ throat มีงานวิจัยที่กล่าวถึงผลกระทบจากรูปร่างของปากทางออกของ nozzle ต่อประสิทธิภาพซึ่งใช้รูปวงรี มีผลให้ COP ของระบบสูงขึ้นเมื่อเทียบกับวงกลมที่ area ratio สูง

K-epsilon model ถูกใช้ในการทำนายพฤติกรรมภายใน ejector โดยใช้ 5 หัว nozzle ที่ต่างกันคือ วงกลม, วงรี, สี่เหลี่ยมจัตุรัส, สี่เหลี่ยมผืนผ้าและกากบาท โดยทำงานภายใต้สภาวะเดียวกันทั้งหมด

2.1.2.1 หลักการทำงานและประสิทธิภาพ

การทำงานภายใน ejector refrigeration system ตามรูปที่ 2.15 แบ่งเป็น 4 ส่วนคือ 1. primary nozzle 2. mixing chamber 3. ejector throat และ subsonic diffuser ปากทางออกของ primary nozzle ขยายและเร่งความเร็ว steam เรียกว่า primary fluid ปล่อยออกเข้า mixing chamber ที่ความเร็วเหนือเสียงและความดันต่ำ secondary fluid ที่ความดันต่ำจะถูกดึงเข้าไปที่ mixing chamber ผ่าน suction chamber หลังจากนั้น secondary fluid จะถูกเร่งความเร็วถึงความเร็วเสียงภายใน throat หลังจากนั้นจะเกิด shock ขึ้นคือจุดที่ความดันจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็วภายใน subsonic diffuser และความเร็วลดลงอย่างรวดเร็วเช่นกัน ในความเป็นจริง primary fluid จะสร้าง series of oblique shock ซึ่งจะทำให้ความดันภายในเกิดการผันผวน

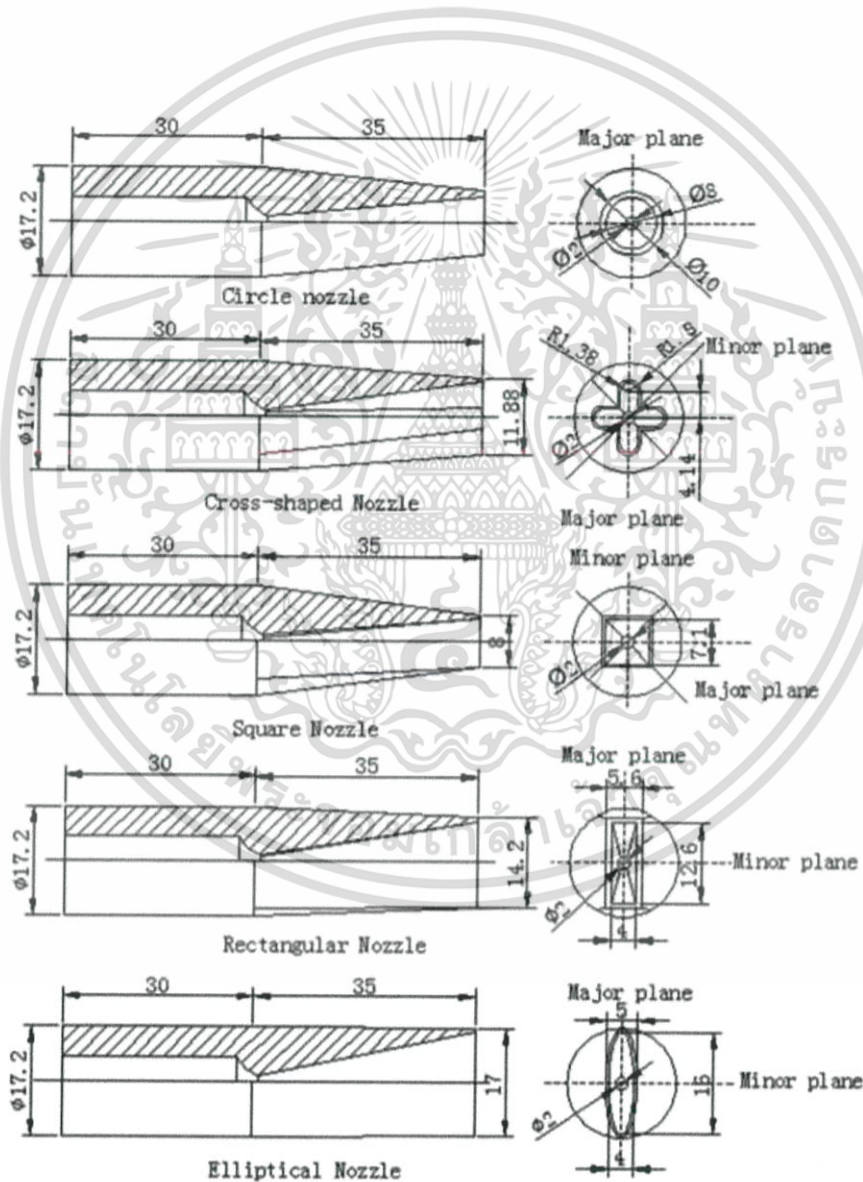


รูปที่ 2.15 การทำงานภายใน ejector refrigeration system

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.2.2 ปากทางออก primary nozzle exit แบบต่างๆ

รูปร่างปากทางออกของ primary nozzle ตามรูปที่ 2.16 มี area ratio เท่ากันคือ 16.0 และมี ejector throat เท่ากับ 90.25 และโครงสร้างของรูปแบบต่างๆ ตามตารางที่ 2.8 จากตารางจะเห็นได้ว่ากากบาทจะมี exit plane perimeter หรือ EPP มากที่สุดคือ มากกว่าวงกลม 57.0% เนื่องจากความยาวขอบที่มากที่สุด ในสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิ boiler ที่ 130°C, อุณหภูมิ evaporator ที่ 10°C และความดันที่ condenser ที่ 3-5.5 kPa โดยใช้ Reynolds averaging Navier Stokes equations กับ Continuity equation และ The energy equation ในการควบคุม K-epsilon turbulence model ถูกใช้ในการควบคุมพฤติกรรมการณ์เป็น turbulence



รูปที่ 2.16 รูปร่างปากทางออกของ primary nozzle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

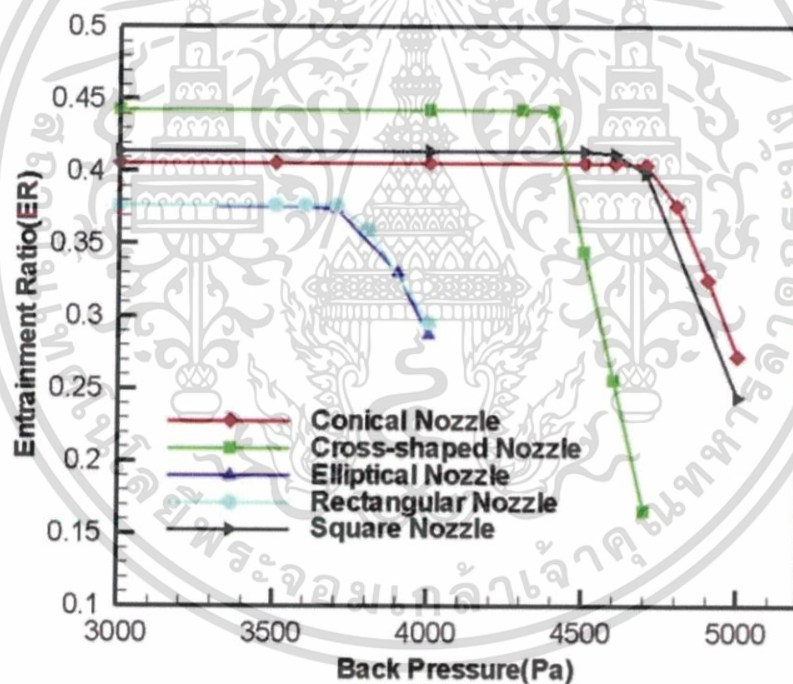
Comparison of nozzle parameters.

Nozzle structure	Conical	Cross-shaped	Square	Rectangular	Elliptical
Major axis/plane length (mm)	8.0	11.0	7.1	12.6	16.0
Minor axis/plane length (mm)	8.0	3.9	7.1	4.0	4.0
Exit plane perimeter(EPP) (mm)	25.1	39.4	28.4	33.2	31.4
EPP increase value	-	57.0%	13.2%	32.3%	25.1%

ตารางที่ 2.8 โครงสร้างของรูปแบบต่างๆ

2.1.2.3 ผลการทดลอง

ภายใต้สภาวะการทำงานที่อุณหภูมิ boiler ที่ 130°C, อุณหภูมิ evaporator ที่ 10°C และความดัน condenser ที่ 3 kPa ได้ผล Performance curve ตามรูปที่ 2.17



รูปที่ 2.17 Performance curve ของรูปทรงปากทางของของ nozzle แบบต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มวลของ primary fluid ของรูปทรงอื่นมีค่าน้อยกว่าวงกลมเนื่องจากมีแรงเสียดทานสูงกว่า รูปทรงกากบาทมีมวลของ primary fluid น้อยที่สุดเพราะมีรูปร่างที่ซับซ้อนมากที่สุด วงรีและสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะทำให้มวลของ secondary fluid ลดลง แต่รูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัสและกากบาท จะเพิ่มมวลของ secondary fluid

ค่า Rm และ CBP ของการทดลอง แสดงในตารางที่ 2.9

Comparison of the ejector performance with five different nozzles.

Nozzle structure	EPP increase (%)	m_p		m_s		Maximum ER		CBP	
		Value (kg/s)	Change (%)	Value (kg/s)	Change (%)	Value	Change (%)	Value (kPa)	Change (%)
Conical	-	0.0005290	-	0.0013031	-	0.406	-	4.70	-
Rectangular	32.3	0.0004848	-8.4	0.0012865	-1.3	0.377	-7.1	3.70	-21.3
Elliptical	25.1	0.0004844	-8.4	0.0012886	-1.1	0.374	-7.9	3.70	-21.3
Square	13.2	0.0005137	0.9	0.0012879	-1.2	0.414	2.0	4.60	-2.1
Cross-shaped	57.0	0.0005656	6.9	0.0012773	-2.0	0.443	9.1	4.40	-8.4

ตารางที่ 2.9 ผลการทดลองของรูปทรงต่างๆ

เปรียบเทียบกับผลของ CFD กับรูปทรงวงกลมค่า Rm และ CBP ของสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่าน้อยกว่าวงกลม 7.1% และ 21.3% รูปทรงวงรีมีค่า Rm และ CBP น้อยกว่าวงกลม 7.9% and 21.3% รูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส ค่า Rm เพิ่ม 2.0% แต่ค่า CBP ลดลง 2.1% เมื่อเทียบกับรูปทรงวงกลมและรูปทรงกากบาทมีค่า Rm สูงกว่ารูปทรงวงกลม 9.1% แต่ค่า CBP น้อยกว่ารูปทรงวงกลม 6.4% สี่เหลี่ยมผืนผ้าและวงรี มีค่า Rm และ CBP ลดลงทั้งสองค่า แต่สี่เหลี่ยมจัตุรัสและกากบาท มีค่า Rm เพิ่มขึ้นแต่ค่า CBP ลดลง

2.1.2.4 Spanwise vortex ใน mixing chamber

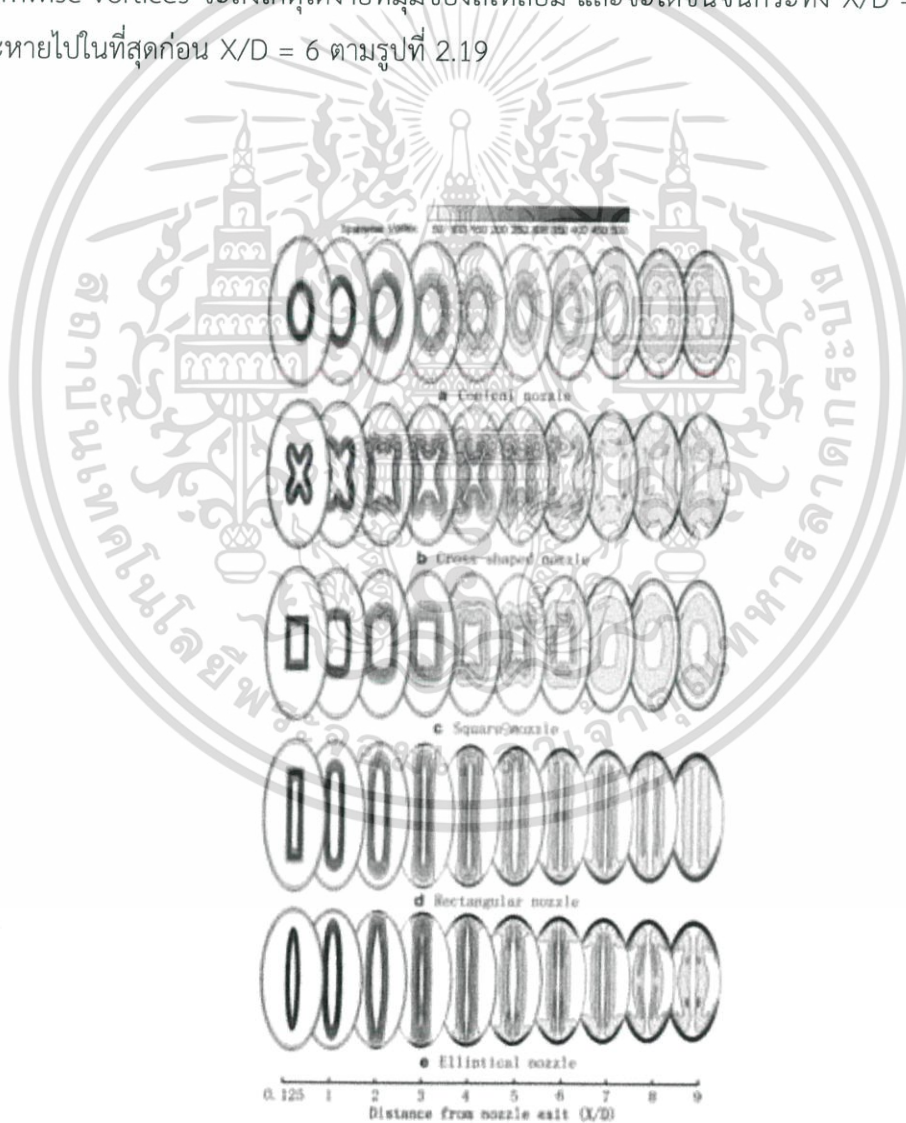
ตามรูปที่ 2.18 ในส่วนสีขาวจะไม่มี spanwise เกิดขึ้น แต่จะเกิดในส่วนสีทึบ พบว่า spanwise เกิดขึ้นที่มุมของปากทางออก เช่น ที่มุมของสี่เหลี่ยม มุมของกากบาท และสองจุดยอดของวงรี ในขณะที่วงกลมไม่มีมุมทำให้เกิด spanwise น้อย ภายหลังจากเกิด streamwise vortices ทำให้ spanwise เปลี่ยนแปลงและหายไป ถึงแม้ว่าการเกิด spanwise จะมีมากกว่า streamwise ก็ตาม เมื่อเพิ่มระยะ downstream spanwise จะค่อยๆ สลายไปจนกว่าจะเกิดการผสมกันอย่างดี

2.1.2.5 Streamwise vortex ใน mixing chamber

การเกิด streamwise ในวงกลม จะเกิด 8 คู่ของ counter-rotating streamwise vortices ที่ X/D ค่าเท่ากับ 1, 2, 3 และ 4 และขนาดของ streamwise vortices จะโตขึ้นในขณะที่ความเร็วจะลดลง

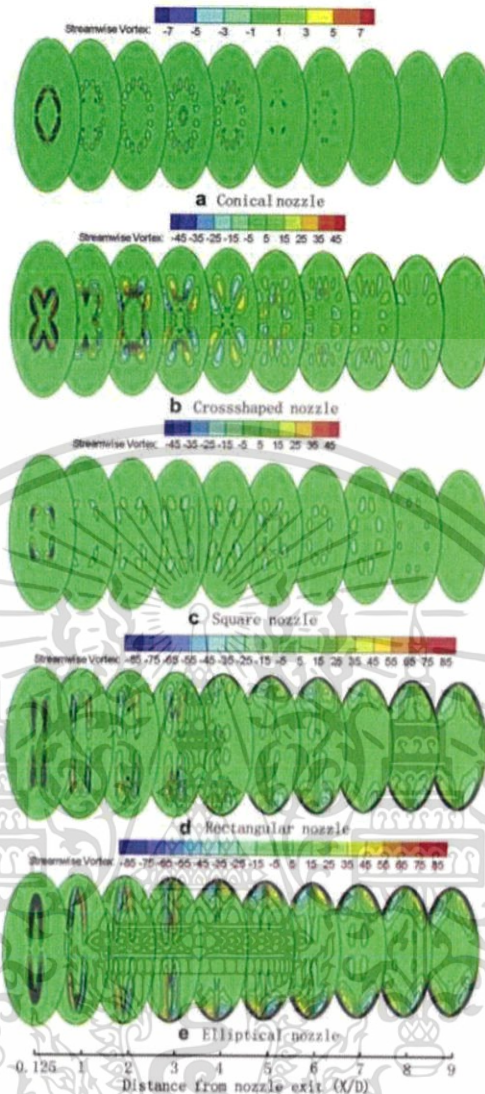
8 คู่ของ counter-rotating streamwise vortices จะเกิดขึ้นที่ $X/D = 2$ และ $X/D = 3$ แล้วจะรวมกันและสลายไปที่ $X/D = 4$ หลังจากนั้นจะกระจายไปยังตรงกลางที่ $X/D = 5$ หลังจากนั้นจะไม่เห็น streamwise vortices ที่ $X/D = 7$ streamwise vortices ของรูปทรงวงกลมจะมีค่าน้อยและเบาที่สุดในทั้งหมด

การเกิด streamwise ในสี่เหลี่ยมจัตุรัสคล้ายกับกากบาท แต่ง่ายและเบากว่า คือ 4 คู่ของ counter-rotating streamwise vortices จะสังเกตเห็นได้ง่ายที่มุมของสี่เหลี่ยม และจะโตขึ้นจนกระทั่ง $X/D = 4$ หลังจากนั้นจะหดตัวลงและหายไปในที่สุดก่อน $X/D = 6$ ตามรูปที่ 2.19



รูปที่ 2.18 การเกิด spanwise vortices

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.19 การเกิด streamwise vortices

ผลของการทดลองสามารถหาได้จากการสร้าง performance curve ตามรูปที่ 2.17 ซึ่งตัวแปรหลักคือ ค่า Rm และ CBP การเพิ่มขึ้นของค่า Rm เกิดจากขอบมุมของรูปทรงต่างๆ ทำให้เกิด turbulence มากการที่มีขอบยาวจะทำให้เพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส และเพิ่มขึ้นของ mixing shear ระหว่าง primary fluid กับ secondary fluid การลดลงของค่า CBP เกิดจากการลดลงของ primary flow และเกิด mechanical energy loss เนื่องจากแรงเสียดทานของ nozzle และยังสมารถเกิดจากการปะทะและแรงเสียดทานของ primary กับ secondary fluid และผนังในห้อง mixing chamber กับ การรบกวนของการผสม ค่า Rm จะเพิ่มขึ้นจาก turbulence แต่จะเกิด mechanical loss ทำให้ค่า CBP ลดลง

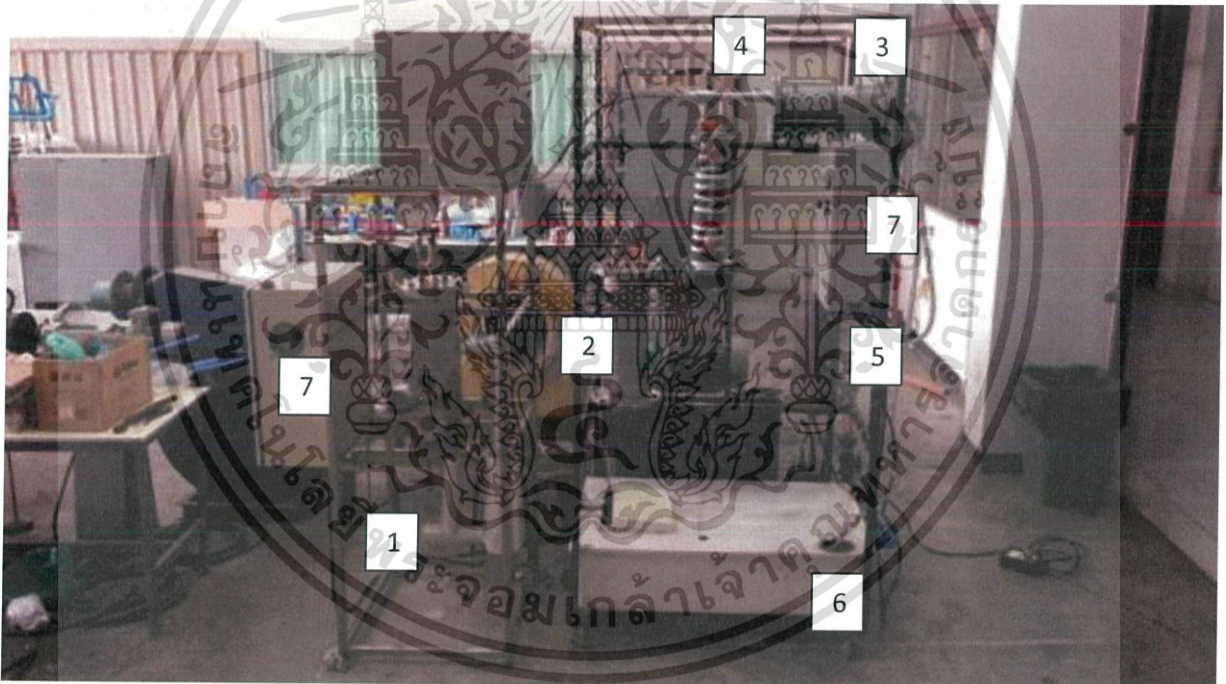
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

รูปที่ 3.1 แสดงระบบทำความเย็นแบบ ejector refrigeration system ที่ใช้ในการทดลอง ประกอบด้วย
 1. Boiler, 2. Evaporator, 3. Condenser, 4. Ejector, 5. Receiver tank, 6. Water cooler, 7. Controller



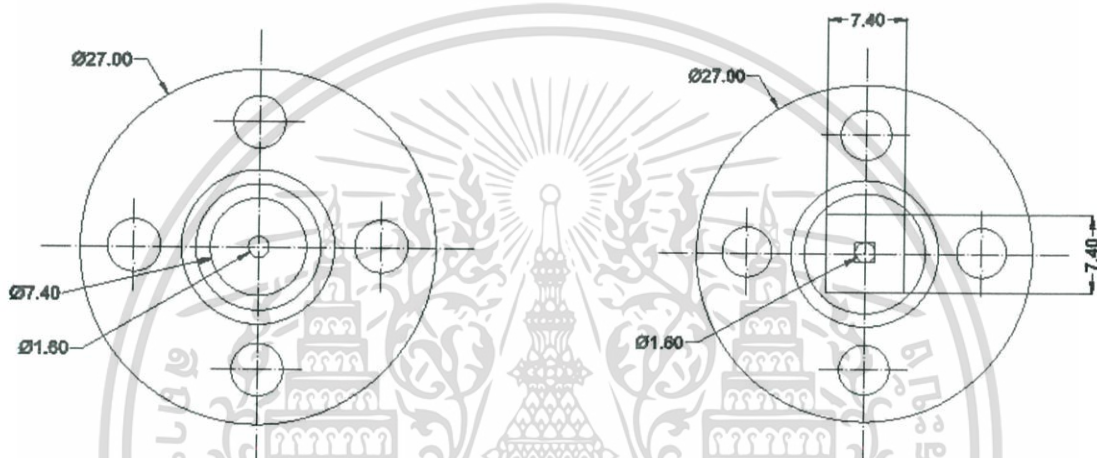
รูปที่ 3.1 ระบบทำความเย็นแบบ ejector refrigeration system ที่ใช้ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.1 Primary nozzle ที่ใช้ในการวิจัย

3.1.1.1 รูปทรงปากทางออกของ primary nozzle

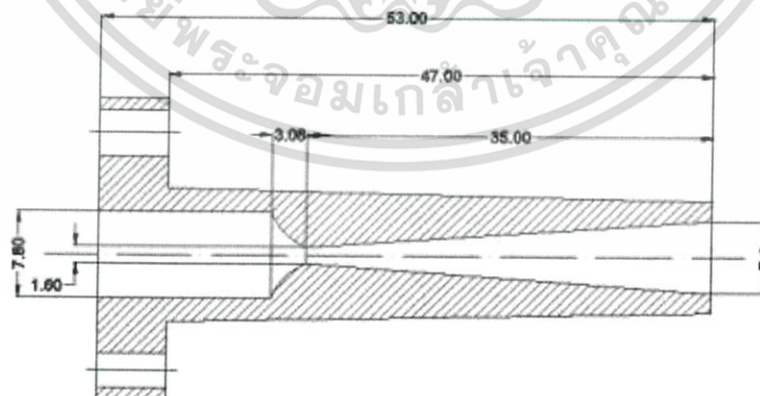
รูปทรงปากทางของ primary nozzle ที่ใช้ในการทดลอง มีทั้งหมด 2 รูปทรง ได้แก่ ปากทางออกแบบวงกลมและปากทางออกแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยรูปทรงทั้ง 2 มีค่า hydraulic diameter เท่ากัน คือ 7.4 มิลลิเมตร ซึ่งขนาดของ primary nozzle ทั้ง 2 รูปทรง ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.2 และ 3.3



ภาพ (ก) สเกลหัว primary nozzle แบบวงกลม

ภาพ (ข) สเกลหัว primary nozzle แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

รูปที่ 3.2 หัว primary nozzle

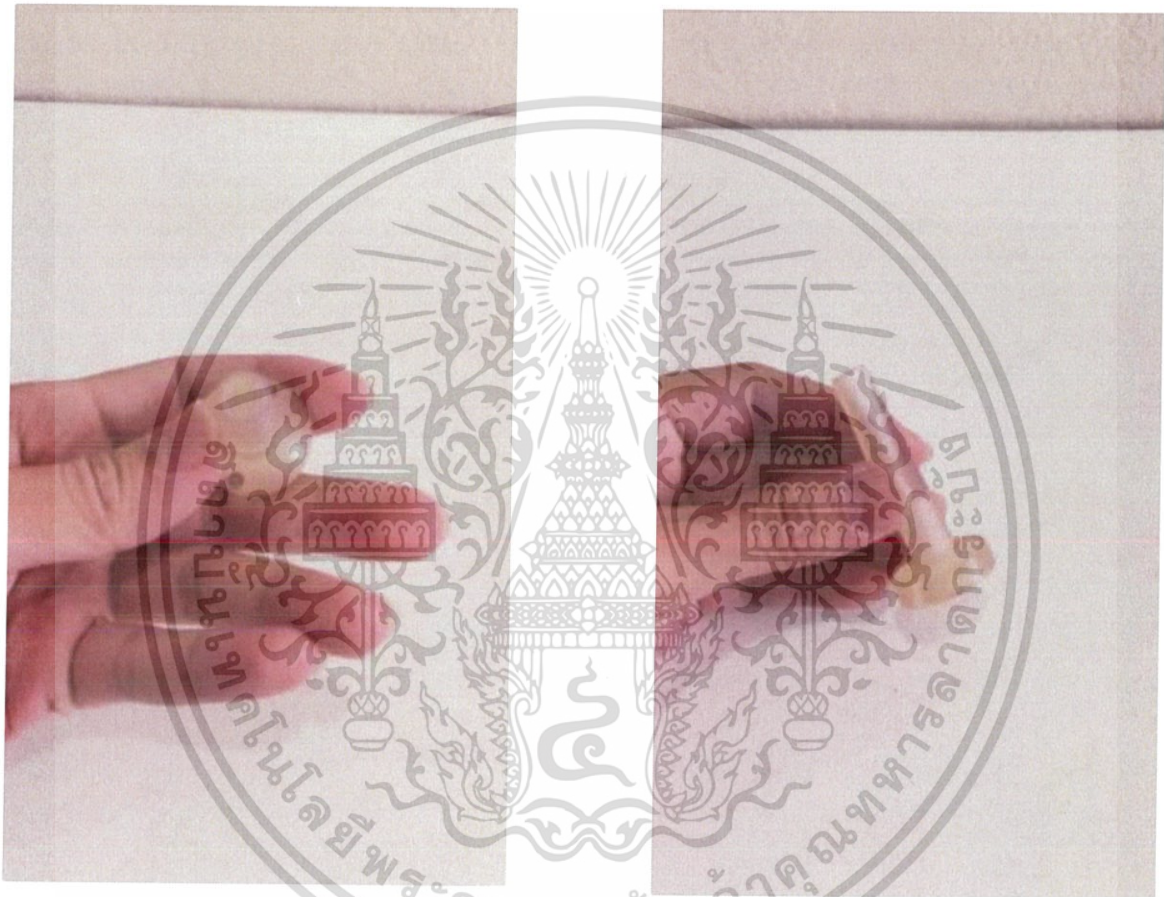


รูปที่ 3.3 ภาพสเกลขนาดของหัว primary nozzle แบบวงกลมและสี่เหลี่ยมจัตุรัส ในหน่วยมิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.1.2 วัสดุของ primary nozzle ที่ใช้ในการวิจัย

Primary nozzle ที่ปากทางออกเป็นวงกลมขึ้นรูปด้วยการกลึง ทำจากวัสดุทองเหลือง แต่เนื่องจากรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle แบบสี่เหลี่ยมไม่สามารถขึ้นรูปโดยการกลึงได้ จึงต้องขึ้นรูปโดยวิธี Additive manufacturing (3D printing) โดยวัสดุที่ใช้คือ High Temp Resin ตามรูปที่ 3.4 และ 3.5



รูปที่ 3.4 หัว primary nozzle แบบวงกลมที่ใช้ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 หัว primary nozzle แบบเหลี่ยมจัตุรัสที่ใช้ในการทดลอง

3.2 การทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector

การทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector จะทดสอบโดยการเปลี่ยนอุณหภูมิของ boiler, evaporator และปรับค่าความดันของ condenser เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนกว่าระบบจะล้มเหลว โดยจะทดสอบทั้งหมด 9 กราฟ ต่อ 1 รูปทรง โดยเริ่มจากปากทางออกของ primary nozzle แบบวงกลม

กราฟที่ 1, 2 และ 3 ทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector เมื่อ boiler มีอุณหภูมิคงที่ที่ 130°C โดยเปลี่ยนอุณหภูมิใน evaporator ทั้งหมด 3 ค่า ได้แก่ 10°C , 12.5°C และ 15°C ตามลำดับ

กราฟที่ 4, 5 และ 6 ทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector เมื่อ boiler มีอุณหภูมิคงที่ที่ 140°C โดยเปลี่ยนอุณหภูมิใน evaporator ทั้งหมด 3 ค่า ได้แก่ 10°C , 12.5°C และ 15°C ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่ 7, 8 และ 9 ทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector เมื่อ boiler มีอุณหภูมิคงที่ที่ 150°C โดยเปลี่ยนอุณหภูมิใน evaporator ทั้งหมด 3 ค่า ได้แก่ 10°C, 12.5°C และ 15°C ตามลำดับ

จากนั้นทำการทดสอบซ้ำทั้งหมดอีกครั้ง โดยเปลี่ยน primary nozzle เป็นแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

3.3 การตั้งค่าตัวแปรต่างๆ สำหรับการทดลอง

3.3.1 การตั้งค่า controller ควบคุมอุณหภูมิของ boiler, evaporator และความดันใน condenser



รูปที่ 3.6 หน้าปัด Controller ที่ใช้ควบคุมระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 การคำนวณค่า entrainment ratio ของระบบ

ค่า entrainment ratio เป็นค่าที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพของระบบ ซึ่งคำนวณได้จาก

$$Rm = \frac{\dot{m}_{\text{secondary}}}{\dot{m}_{\text{primary}}}$$

โดย \dot{m}_{primary} = อัตราการไหลเชิงมวลจาก boiler (kg/s)

$\dot{m}_{\text{secondary}}$ = อัตราการไหลเชิงมวลจาก evaporator (kg/s)

โดยอัตราการไหลเชิงมวลจาก boiler และ evaporator สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{m}_{\text{fluid}} = \frac{\rho \pi D^2 (h_1 - h_2)}{4t}$$

โดย ρ = ความหนาแน่นของน้ำ (kg/s)

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ boiler และ evaporator (m)

$h_1 - h_2$ = ระดับความสูงของน้ำที่ลดลงใน sight glass (m)

t = เวลาที่ใช้ในการดำเนินการ (s)

3.5 ขั้นตอนการทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของ ejector

ตัวอย่างขั้นตอนต่อไปนี้จะเป็นอย่างขั้นตอนของการทดสอบกราฟที่ 1 ที่อุณหภูมิ boiler มีค่าเท่ากับ 130°C, อุณหภูมิ evaporator มีค่าเท่ากับ 10°C และความดันใน condenser เริ่มที่ 34 mbar

1. ตั้งค่าอุณหภูมิที่ของ boiler และ evaporator ให้มีค่าเท่ากับ 120°C และ 10°C ตามลำดับ และตั้งค่าความดันใน condenser ให้มีค่าเท่ากับ 34 mbar

2. ใช้ vacuum pump ในการลดความดันของระบบ ให้เหลือที่ 34 mbar สำหรับการทดสอบกราฟที่ 1
3. กำหนดระดับอ้างอิงสำหรับวัดระดับน้ำที่ลดลงใน sight glass ของ boiler และ evaporator
4. เมื่ออุณหภูมิที่ของ boiler และ evaporator ถึงค่าที่ตั้งค่าไว้ เปิดวาล์วของอุปกรณ์ทั้งสอง เพื่อให้ไอน้ำที่เกิดขึ้นไหลเข้า ejector
5. ดำเนินการทำงานเป็นเวลา 30 นาที
6. เมื่อครบเวลา 30 นาที ปิดวาล์วของ boiler และ evaporator และวัดความสูงของระดับน้ำที่ลดลง ภายใน sight glass ของอุปกรณ์ทั้งสอง จากนั้นนำความสูงของระดับน้ำที่ลดลง มาคำนวณหาค่า entrainment ratio ของระบบ
7. ทดสอบครั้งต่อไปโดยการตั้งค่าอุณหภูมิที่ของ boiler และ evaporator ให้มีค่าเท่ากับ 130°C และ 10°C เท่าเดิม แต่เพิ่มความดันใน condenser เป็น 36 mbar ตามที่แสดงใน
8. ทำการทดสอบตั้งแต่ข้อ 2 ถึงข้อ 7 ซ้ำ โดยเพิ่มความดันใน condenser ขึ้นไปเรื่อยๆจนกว่าระบบจะไม่สามารถรักษาอุณหภูมิภายใน evaporator ให้คงที่ได้ โดยการทดสอบแต่ละครั้ง จะเพิ่มความดันใน condenser ครั้งละ 2 mbar
9. นำค่า entrainment ratio ที่ได้จากการทดสอบ ในแต่ละค่าความดัน condenser มาเขียนเป็น performance curve ของระบบ ที่อุณหภูมิ boiler มีค่าเท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator มีค่าเท่ากับ 10°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

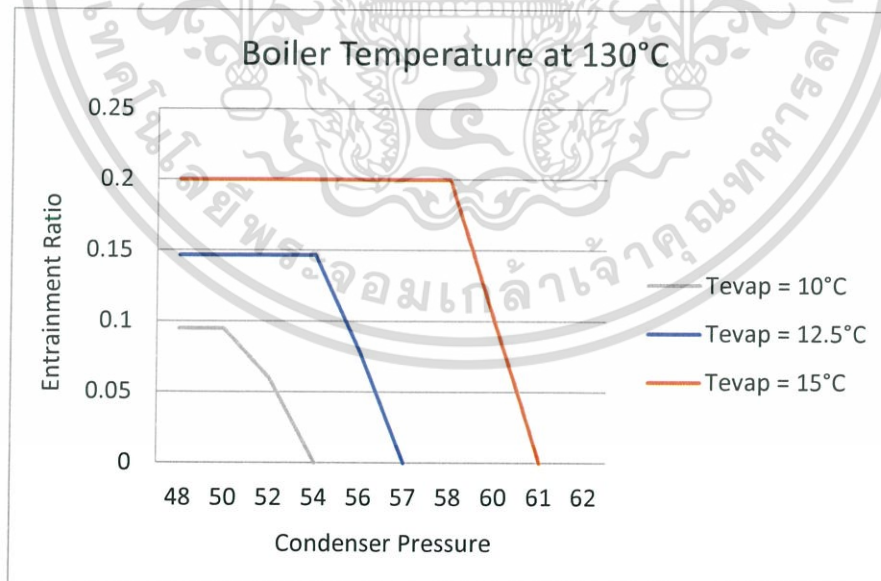
บทที่ 4

ผลการทดลอง

ผลการทดลองจะแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือผลการทดลองจากรูปทรงปากทางออก primary nozzle แบบวงกลม และรูปทรงปากทางออก primary nozzle แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยในแต่ละประเภทจะทดลองที่อุณหภูมิของ boiler ทั้งหมด 3 ค่า คือ 130°C, 140°C และ 150°C และเปลี่ยนอุณหภูมิของ evaporator ในแต่ละอุณหภูมิ boiler ซึ่งเปลี่ยนทั้งหมด 3 ค่า ได้แก่ 10°C, 12.5°C และ 15°C ซึ่งผลการทดสอบที่ได้คือค่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่สภาวะการทำงานต่างๆ

4.1 ผลการทดลองรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle แบบวงกลม

4.1.1 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C, 12.5°C และ 15°C

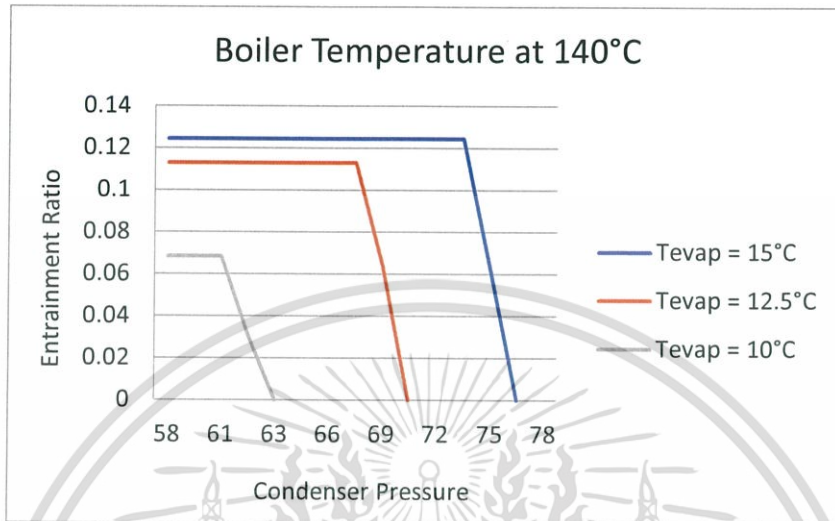


รูปที่ 4.1 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 130°C

และอุณหภูมิ evaporator 10°C, 12.5°C และ 15°C แบบวงกลม

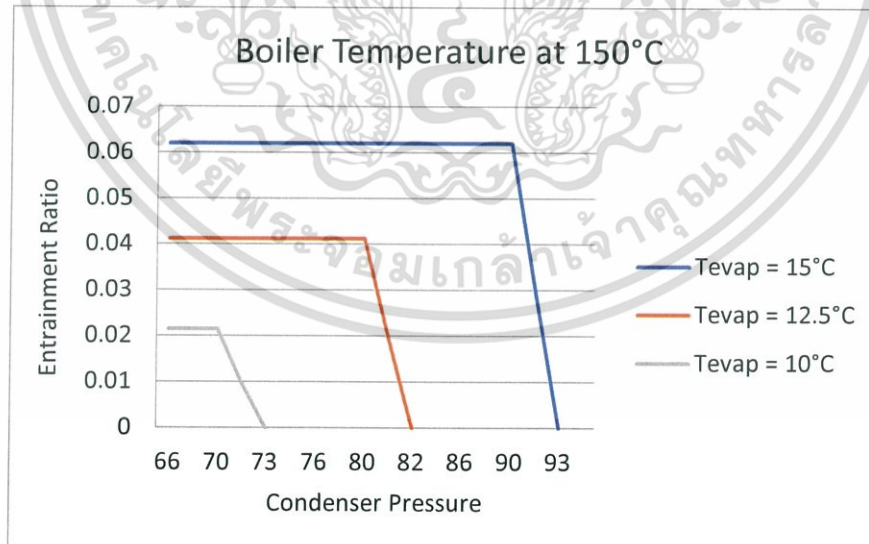
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C , 12.5°C และ 15°C



รูปที่ 4.2 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C , 12.5°C และ 15°C แบบวงกลม

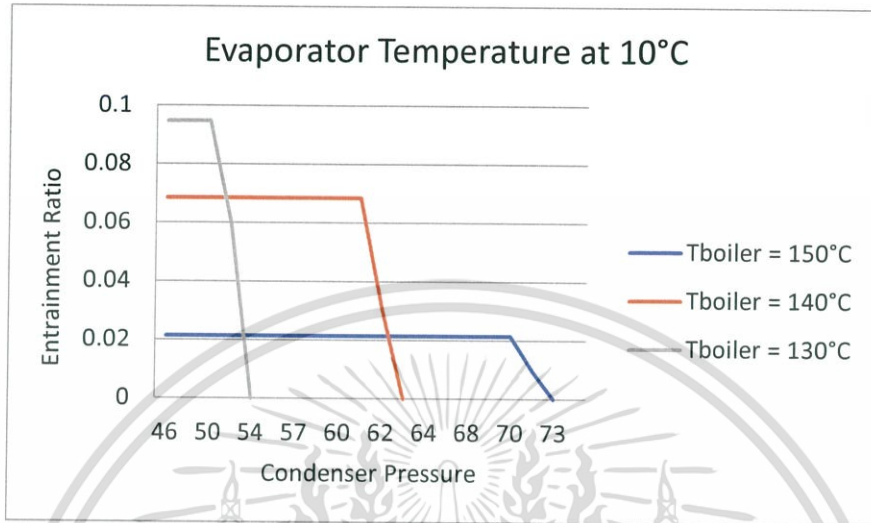
4.1.3 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C , 12.5°C และ 15°C



รูปที่ 4.3 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C , 12.5°C และ 15°C แบบวงกลม

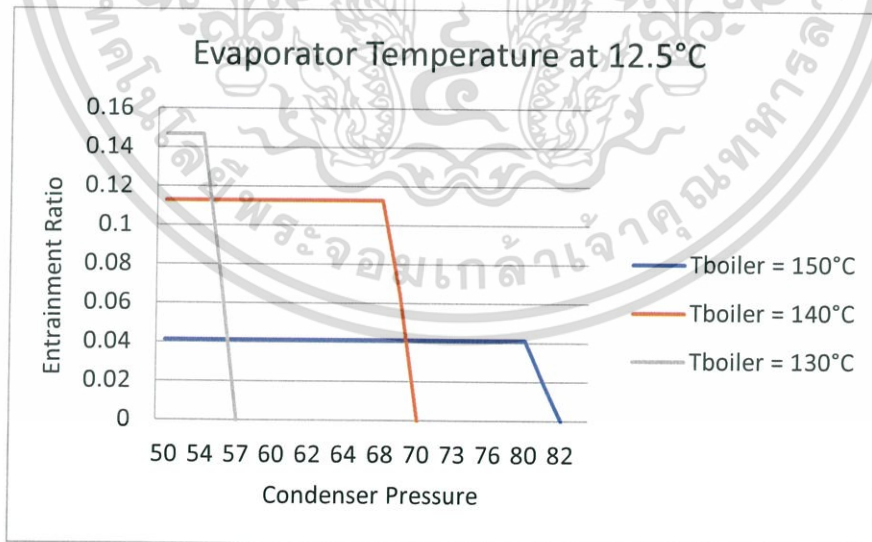
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.4 เมื่ออุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C



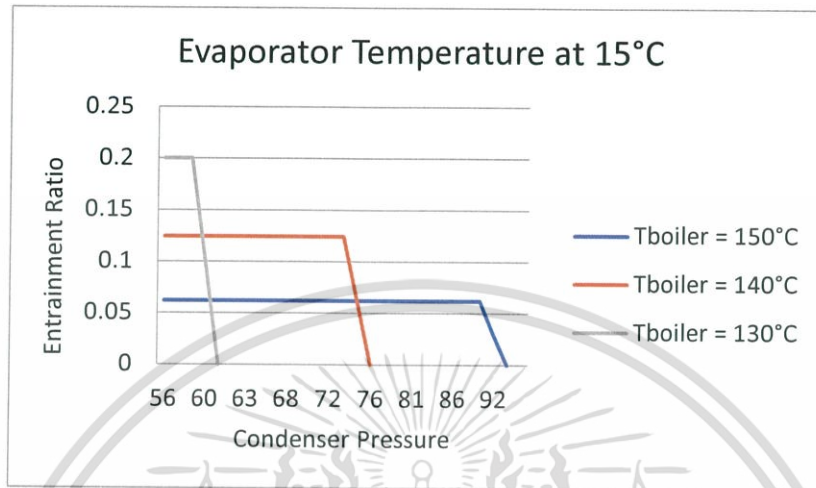
รูปที่ 4.4 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C แบบวงกลม

4.1.5 เมื่ออุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C



รูปที่ 4.5 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C แบบวงกลม

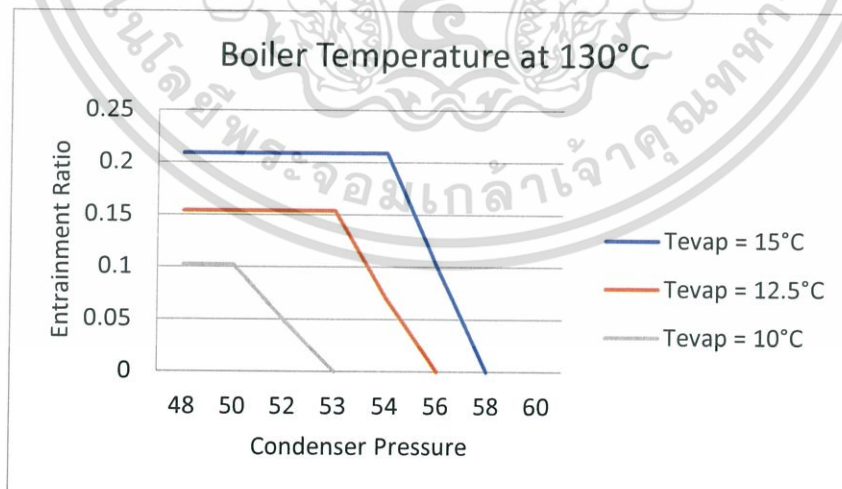
4.1.6 เมื่ออุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C



รูปที่ 4.6 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C แบบวงกลม

4.2 ผลการทดลองรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

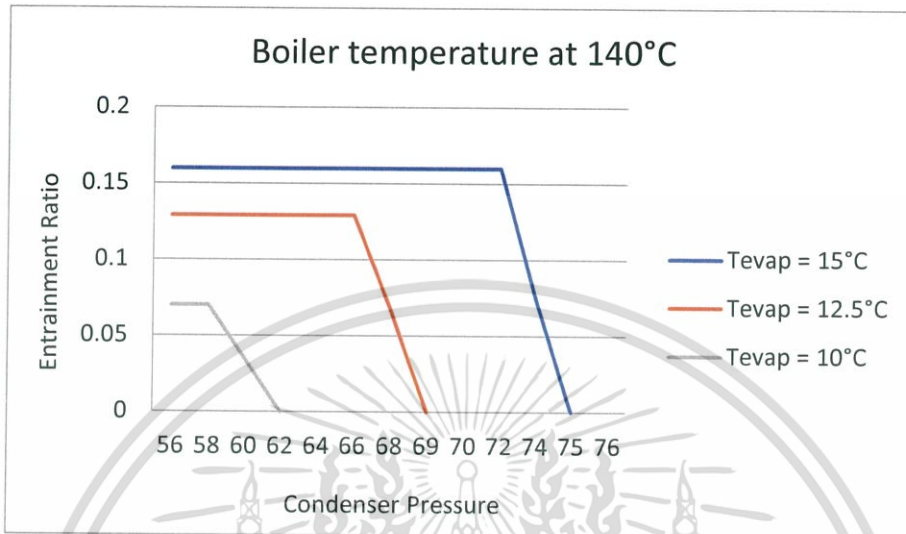
4.2.1 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C , 12.5°C และ 15°C



รูปที่ 4.7 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C , 12.5°C และ 15°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

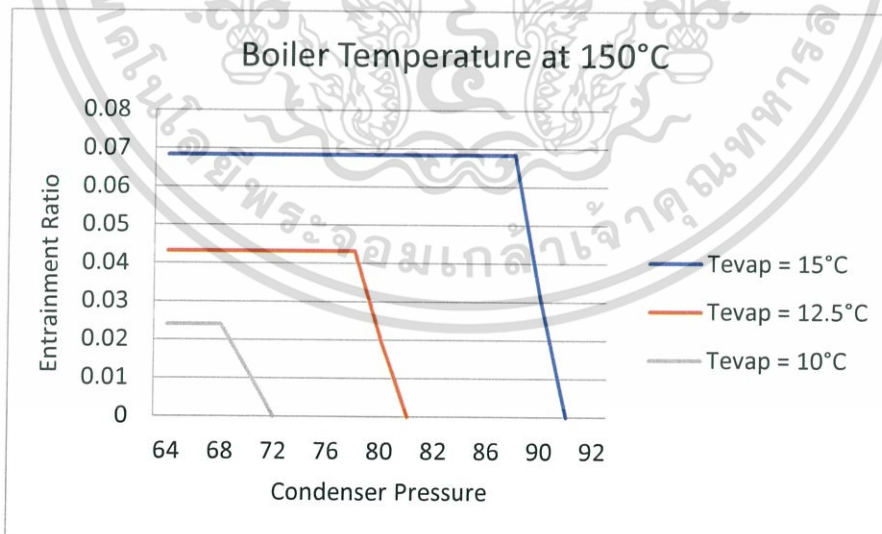
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.2 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C , 12.5°C และ 15°C



รูปที่ 4.8 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C , 12.5°C และ 15°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

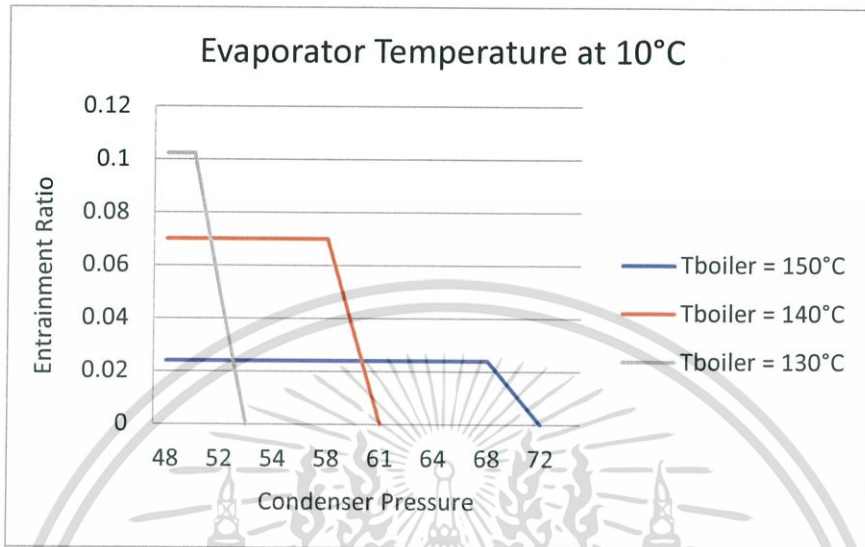
4.2.3 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C , 12.5°C และ 15°C



รูปที่ 4.9 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C , 12.5°C และ 15°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

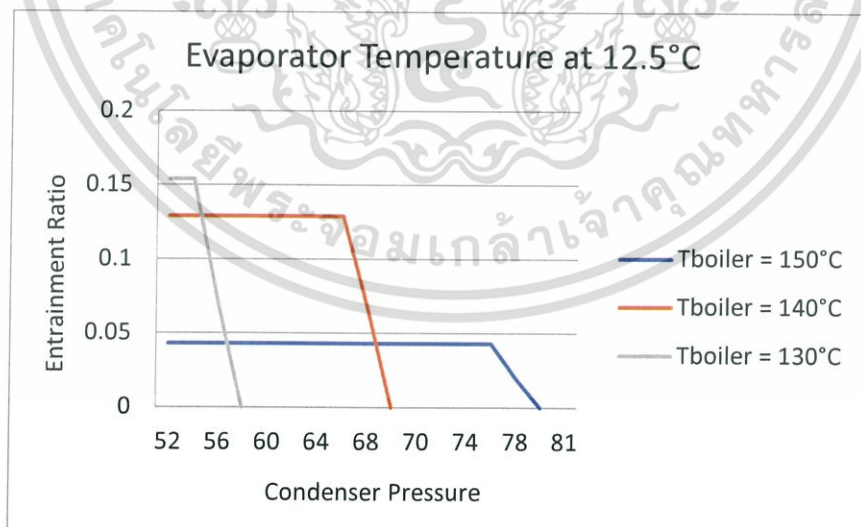
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.4 เมื่ออุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C



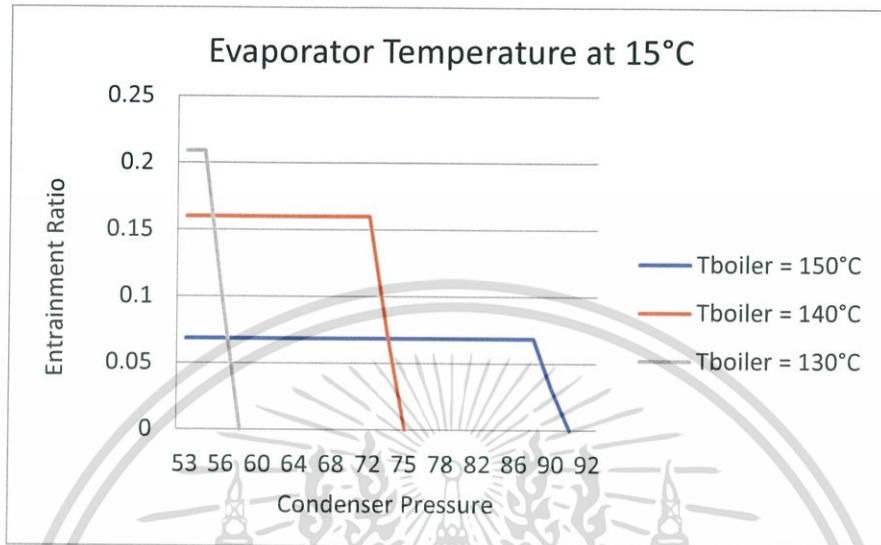
รูปที่ 4.10 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

4.2.5 เมื่ออุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C



รูปที่ 4.11 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C , 140°C และ 150°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

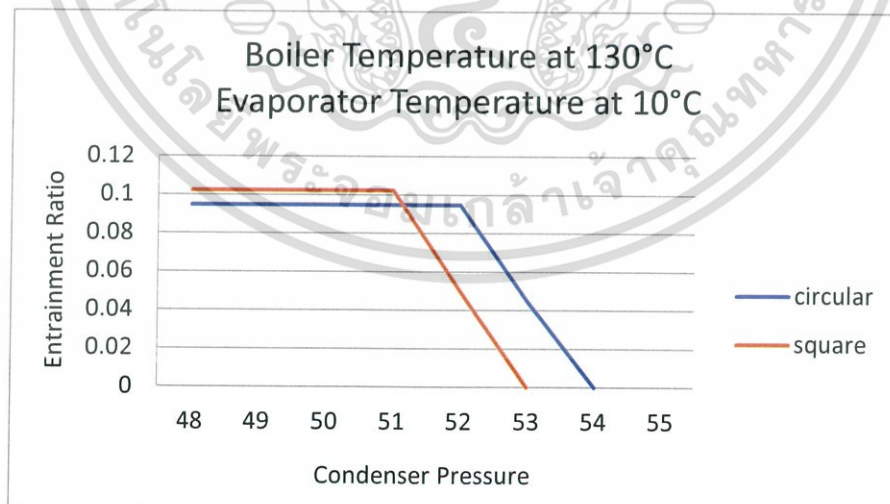
4.2.6 เมื่ออุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C



รูปที่ 4.12 กราฟประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่อุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C และอุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C, 140°C และ 150°C แบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส

4.3 ผลการเปรียบเทียบรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ

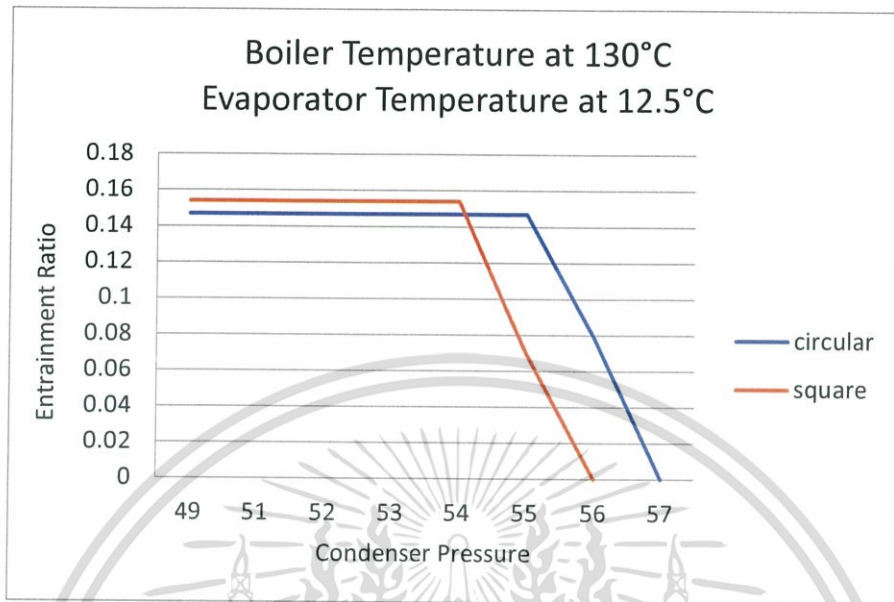
4.3.1 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C



รูปที่ 4.13 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C

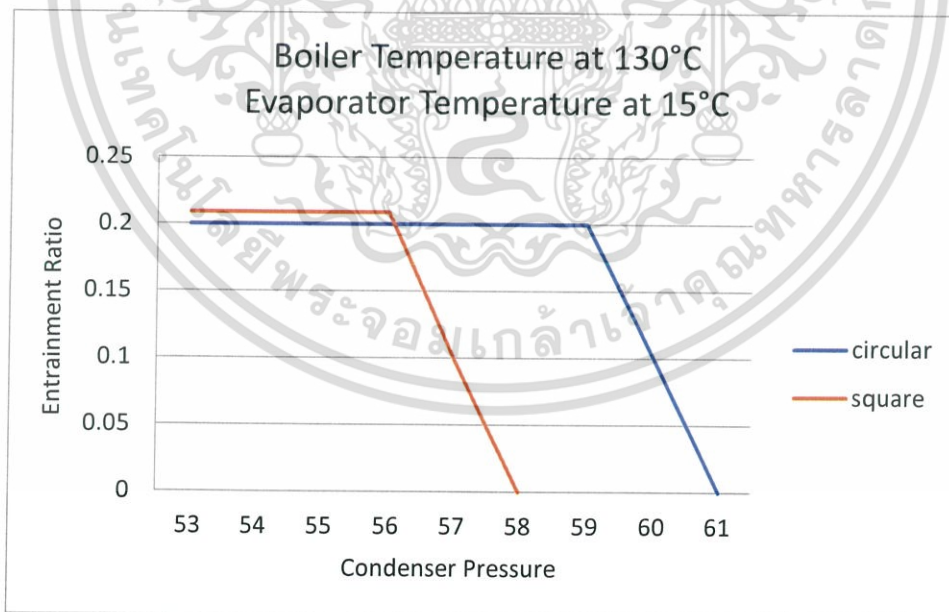
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C



รูปที่ 4.14 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 12.5°C

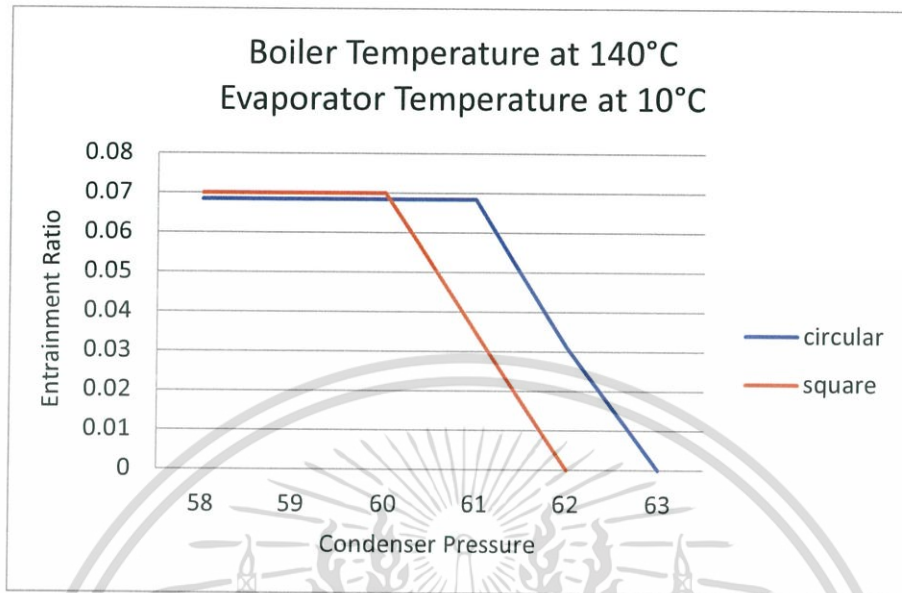
4.3.3 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 130°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C



รูปที่ 4.15 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 15°C

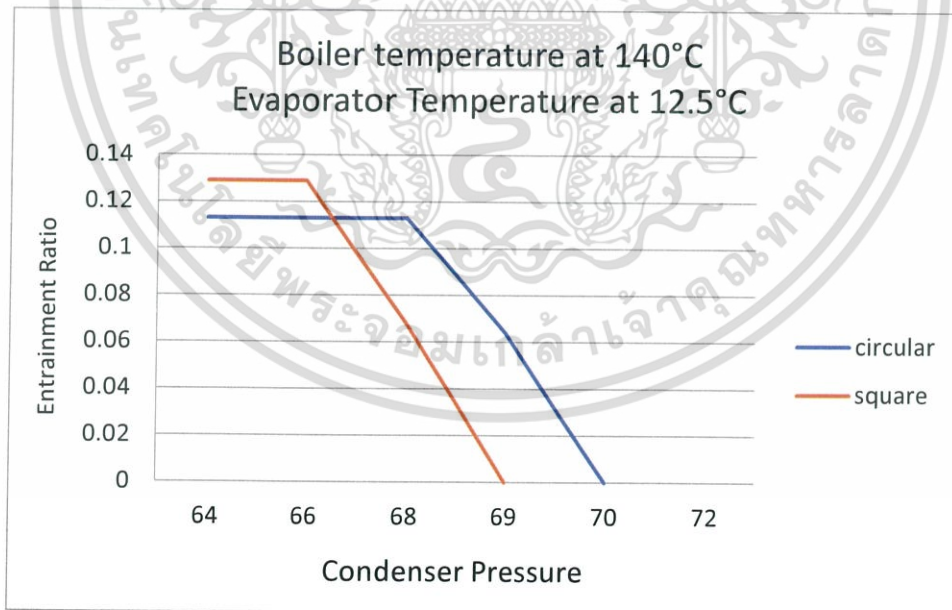
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.4 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C



รูปที่ 4.16 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C

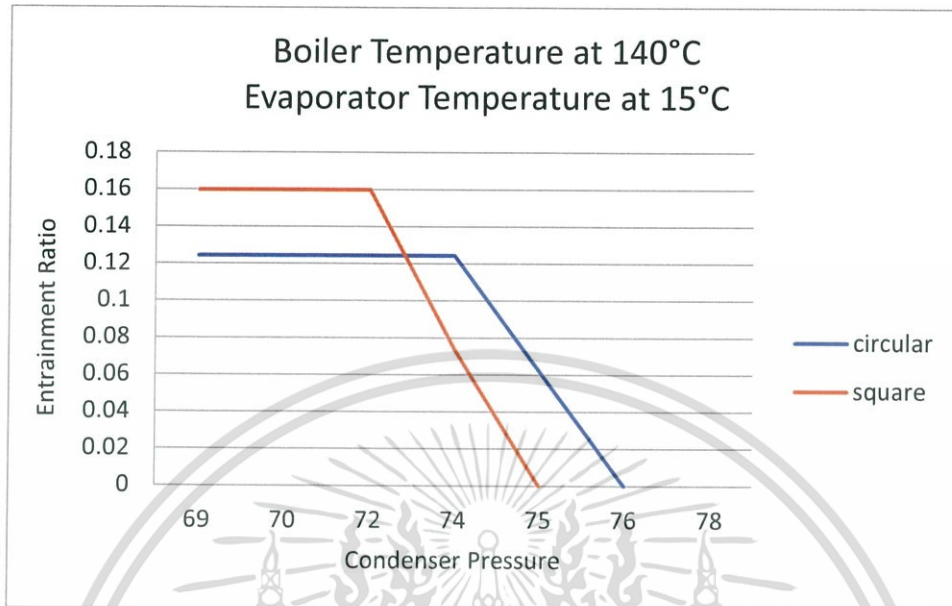
4.3.5 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C



รูปที่ 4.17 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 12.5°C

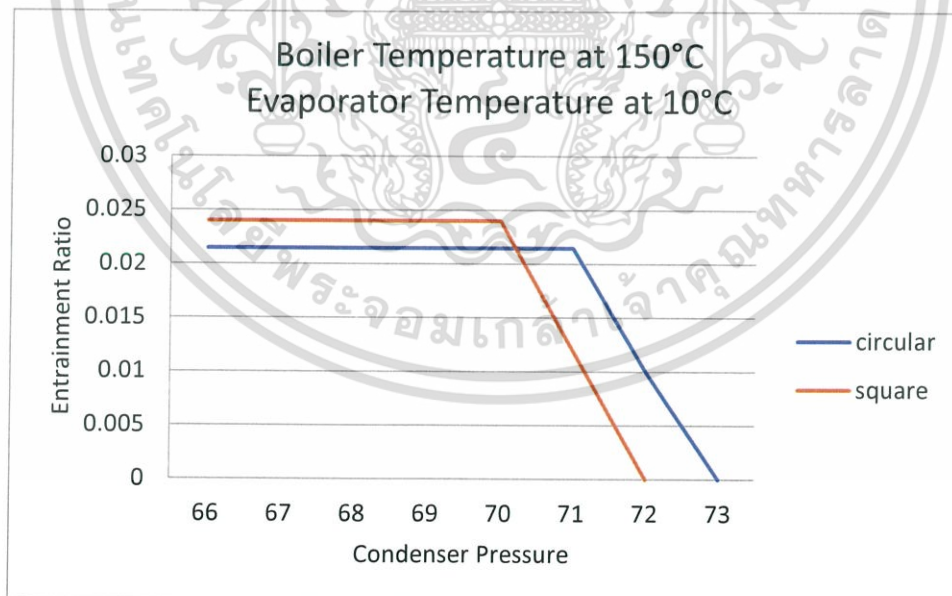
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.6 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 140°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C



รูปที่ 4.18 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 140°C และอุณหภูมิ evaporator 15°C

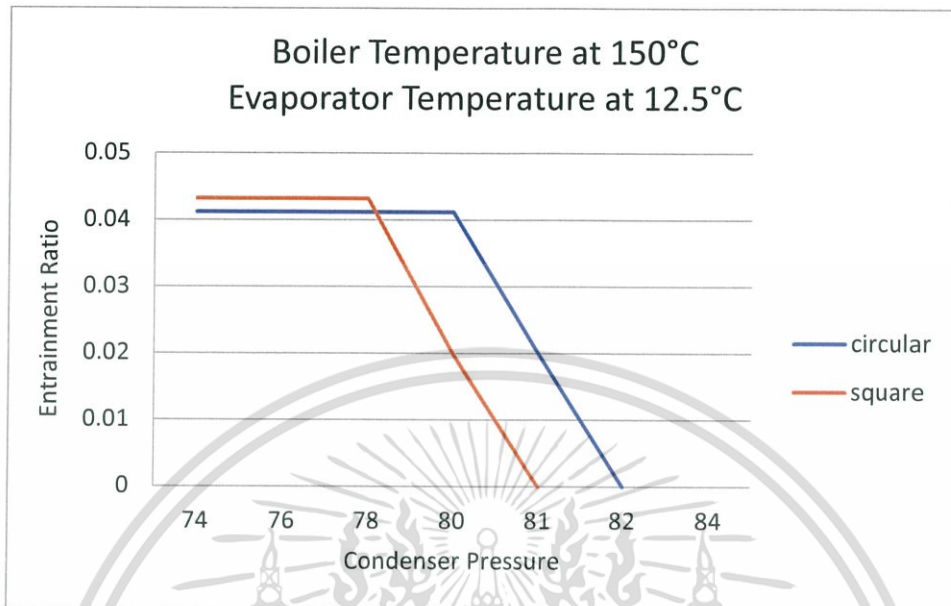
4.3.7 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 10°C



รูปที่ 4.19 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 10°C

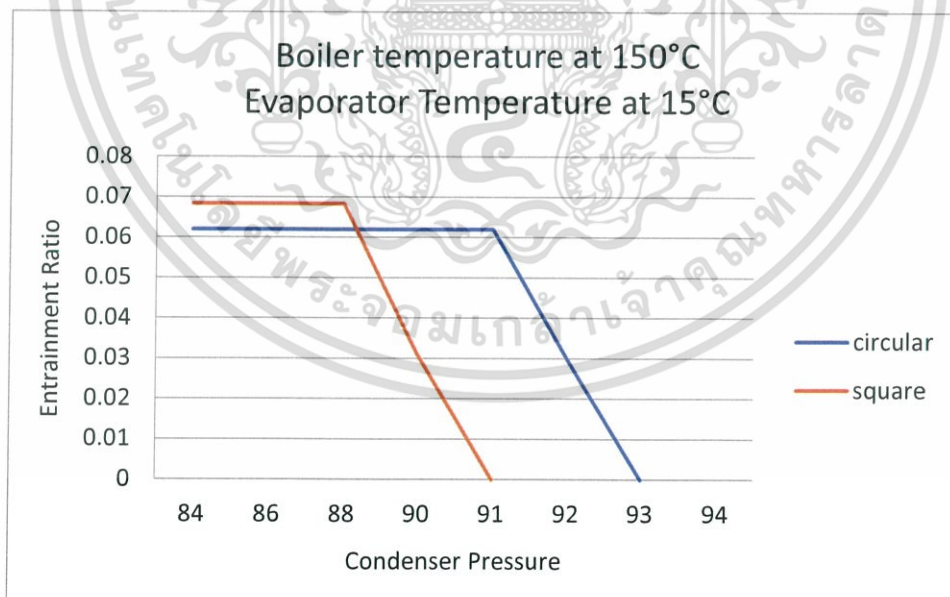
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.8 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 12.5°C



รูปที่ 4.20 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 12.5°C

4.3.9 เมื่ออุณหภูมิ boiler เท่ากับ 150°C และอุณหภูมิ evaporator เท่ากับ 15°C



รูปที่ 4.21 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของรูปทรงปากทางออกของ primary nozzle ทั้ง 2 แบบ ที่อุณหภูมิ boiler 150°C และอุณหภูมิ evaporator 15°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลอง จะเห็นได้ว่า เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ boiler โดยให้อุณหภูมิของ evaporator คงที่ ค่า entrainment ratio ของระบบจะมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับอุณหภูมิของ boiler ที่ต่ำกว่า เนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิของ boiler จะเพิ่มปริมาณของ primary fluid ให้เข้ามาในระบบมากขึ้น ทำให้ primary fluid ไปขวางทางเข้าของ secondary fluid ที่จะไหลเข้ามาในระบบจาก evaporator ในทางกลับกัน ค่า critical pressure ของระบบมีค่าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิของ boiler เนื่องจากเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ boiler ค่าความดันใน boiler จะเพิ่มขึ้น

T Evaporator (°C)	T Boiler (°C)	Rm	Critical pressure (mbar)	Breakdown Pressure (mbar)
10	130	0.0947	51	54
	140	0.06851	61	63
	150	0.02145	70	73
12.5	130	0.1468	54	57
	140	0.113	66	70
	150	0.0412	72	76
15	130	0.2	58	61
	140	0.1244	72	76
	150	0.062	88	93

ตารางที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ evaporator และอุณหภูมิของ boiler ของ primary nozzle circular shape

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

T Boiler (°C)	T Evaporator (°C)	Rm	Critical pressure (mbar)	Breakdown Pressure (mbar)
10	130	0.1023	50	53
	140	0.07	58	62
	150	0.024	68	72
12.5	130	0.154	53	56
	140	0.129	78	81
	150	0.0432	72	76
15	130	0.209	54	58
	140	0.1598	72	75
	150	0.0684	88	91

ตารางที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ evaporator และอุณหภูมิของ boiler ของ primary nozzle square shape

การเพิ่มอุณหภูมิของ evaporator โดยให้อุณหภูมิของ boiler คงที่ entrainment ratio ของระบบจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับอุณหภูมิของ evaporator ที่ต่ำกว่า เนื่องจากปริมาณของ primary fluid ลดลง ทำให้ปริมาณของ secondary fluid ที่มาจาก evaporator สามารถไหลเข้ามาในระบบได้มากขึ้น ในทางกลับกัน ค่า critical pressure ของระบบมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของ evaporator เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อปริมาณของ secondary fluid ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันของ primary fluid และ secondary fluid ที่ผสมกันมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ shock ที่เกิดขึ้นห่างจาก throat มากขึ้น

T Boiler (°C)	T Evaporator (°C)	Rm	Critical pressure (mbar)	Breakdown Pressure (mbar)
130	10	0.0947	51	54
	12.5	0.1468	54	57
	15	0.2	58	61
140	10	0.06851	61	63
	12.5	0.113	66	70
	15	0.1244	72	76
150	10	0.02145	70	73
	12.5	0.0412	72	76
	15	0.062	88	93

ตารางที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ boiler และอุณหภูมิของ evaporator ของ primary nozzle circular shape

T Boiler (°C)	T Evaporator (°C)	Rm	Critical pressure (mbar)	Breakdown Pressure (mbar)
130	10	0.1023	50	53
	12.5	0.154	53	56
	15	0.209	54	58
140	10	0.07	58	62
	12.5	0.129	78	81
	15	0.1598	72	75
150	10	0.024	68	72
	12.5	0.0432	72	76
	15	0.0684	88	91

ตารางที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ boiler และอุณหภูมิของ evaporator ของ primary nozzle circular shape

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับ primary nozzle exit เมื่อเปลี่ยน primary nozzle exit เป็นแบบ square shape จะพบว่า ค่า entrainment ratio ของระบบจะมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเนื่อง จากรูปทรงที่ซับซ้อนและมุมต่างๆ ของ primary nozzle exit จะทำให้การไหลแบบ turbulent ภายใน mixing chamber ทำให้เกิดการคลุกเคล้าได้ดีระหว่าง primary และ secondary fluid ทำให้ entrainment ratio สูงขึ้น ในทางกลับกัน รูปทรงที่ซับซ้อนและมุมต่างๆ ของ primary nozzle exit รวมถึงการไหลแบบ turbulent ภายใน mixing chamber จะทำให้สูญเสียพลังงาน ภายใน ejector เป็นอย่างมาก

สำหรับค่า critical pressure ของระบบ คือค่าความดันสูงสุดภายใน condenser ที่ทำให้ประสิทธิภาพ ของระบบไม่ลดลง ซึ่งเมื่อค่า critical pressure มีค่าสูง จะทำให้ลดการปล่อยพลังงานที่ออกจากระบบ ซึ่งระบบ จะต้องใช้พลังงานในการรักษาความดันภายใน condenser ให้มีค่าต่ำ

Shape	T Boiler (°C)	T Evaporator (°C)	Rm	Critical pressure (mbar)	Breakdown Pressure (mbar)
Circular	130	10	0.0947	51	54
Square			0.1023	50	53

ตารางที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง primary nozzle circular shape

และ primary nozzle square shape ที่อุณหภูมิของ boiler 130°C และอุณหภูมิ evaporator 10 °C

5.2 ข้อเสนอแนะ

ข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาต่อไปคือ การศึกษาอุปกรณ์ที่เพิ่มเติมความสามารถในการควบคุมและ ศึกษาแต่ละชิ้นส่วนของเครื่องที่เพิ่มความสามารถของ ejector refrigeration system นี้ ศึกษาวัสดุของแต่ละ ชิ้นส่วนของเครื่องที่มีผลต่อประสิทธิภาพ ศึกษาปากทางออกของ primary nozzle รูปแบบอื่นๆเช่น วงรี, สี่เหลี่ยมผืนผ้า, กากบาท หรืออื่นๆ นอกจากนี้ และสร้าง performance curve เพื่อเปรียบเทียบกับแบบปาก ทางออกแบบวงกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Tongchana Thongtip, Natthawut Ruangtrakoon, Satha Aphomratana, Thanarath Sriveerakul (2012). CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle
- [2] Fenglei Li, Rongrong Li, Xinchang Li, Qi Tiana. Experimental investigation on an R134a ejector refrigeration system under overall modes
- [3] Michel Poirier, Daniel Giguere, Hristo Sapoundjiev (2018) Experimental parametric investigation of vapor ejector for refrigeration applications
- [4] Factor mart industrial products market place, Temperature Controller, URL: <https://www.factor-mart.com/th/temperature-controller>
- [5] Thaiflex equipment, ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน
- [6] SUPREME LINES CO., LTD, heater
- [7] Çengel, Yunus A., and Michael A. Boles. 2001. *Thermodynamics: an engineering approach*. Boston: McGraw-Hill.
- [8] X. Yanh, X. Long, X. Yao (2012). Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures