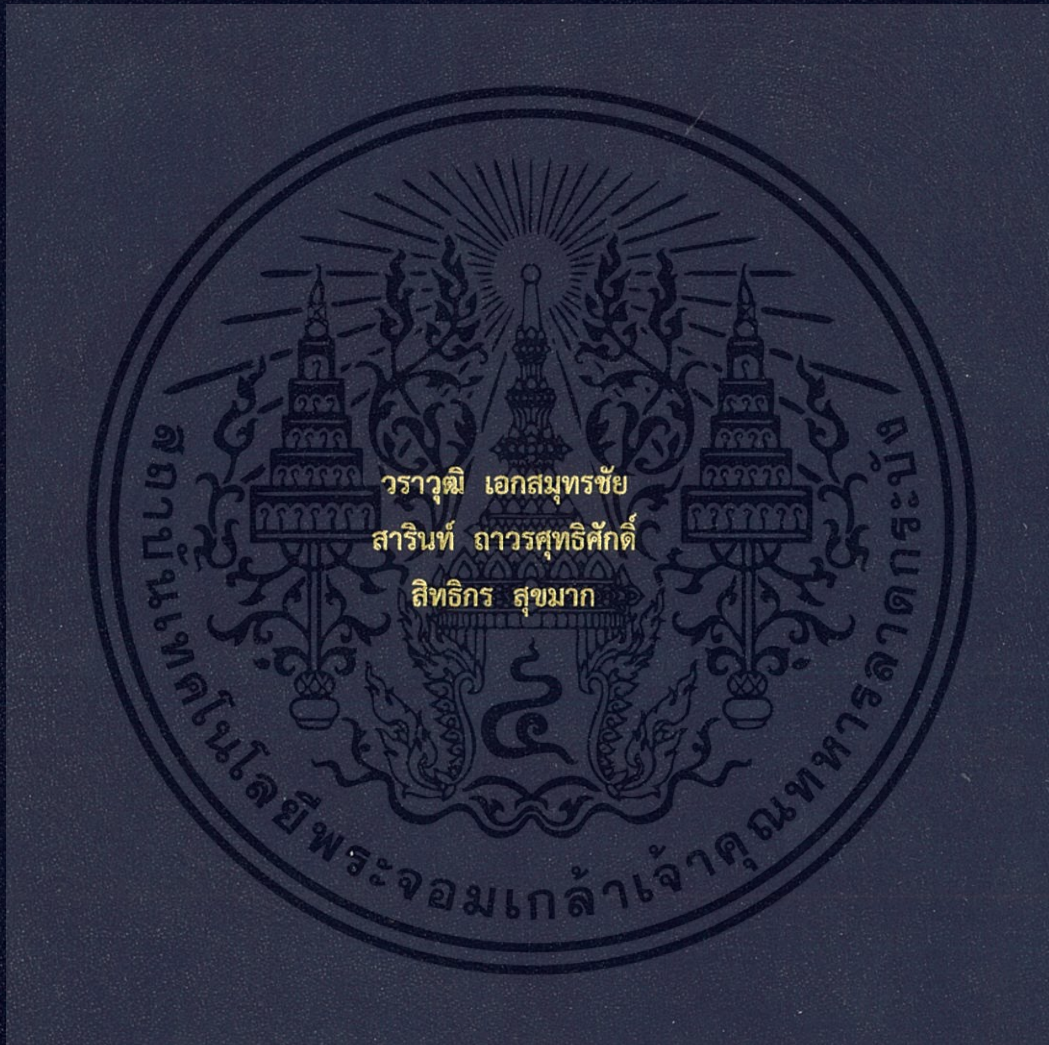


การออกแบบและจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่มีกำลังทำความเย็น
500 วัตต์

Design and Construct Ejector refrigeration system for 500 Watt Cooling
Capacity



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561

การออกแบบและจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่มีกำลังทำความเย็น
500 วัตต์

Design and Construct Ejector refrigeration system for 500 Watt Cooling
Capacity



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Design and Construct Ejector refrigeration system for 500 Watt Cooling
Capacity



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 การออกแบบและจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่มีกำลังทำความเย็น 500 วัตต์
Design and Construct Ejector refrigeration system for 500 Watt Cooling Capacity

ผู้จัดทำ

- | | | |
|------------------------------|--------------|----------|
| 1. นาย วรวิทย์ เอกสมุทรชัย | รหัสประจำตัว | 58011122 |
| 2. นาย สาริน ถาวรสุทธิศักดิ์ | รหัสประจำตัว | 58011297 |
| 3. นาย สิทธิกร สุขมาก | รหัสประจำตัว | 58011302 |




(ญัฐวิทย์ เรืองตระกูล)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบและจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่มีกำลังทำความเย็น 500 วัตต์

นายวรารุณี เอกสมุทรชัย	รหัส 58011122
นายสารินท์ ถาวรศุทธิศักดิ์	รหัส 58011297
นายสิทธิกร สุขมาก	รหัส 58011302
ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล	อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2561	

บทคัดย่อ

Ejector Refrigeration System คือ ระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนจากพลังงานความร้อน ทำให้เมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นทั่วไปที่ใช้พลังงานไฟฟ้า สามารถออกแบบให้ประหยัดต้นทุนด้านพลังงานในการผลิตความเย็นเนื่องจากสามารถออกแบบให้ใช้พลังงานความร้อนจากความร้อนเหลือทิ้งที่ไม่มีต้นทุนได้ ในขณะที่เดียวกันก็สามารถออกแบบให้เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมได้มากกว่าระบบปกติทั่วไป ดังนั้นจึงความน่าสนใจในการศึกษาออกแบบและสร้างชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นโดยที่มีกำลังทำความเย็น 500 วัตต์ และยังมีการทดลองเพื่อพิสูจน์การออกแบบ โดยอาศัยการทดลองตัวแปรจากอุณหภูมิของ Boiler ในท้ายที่สุดมีการสรุปปัญหาและวิธีแก้ไขที่ได้พบเจอในการออกแบบและจัดสร้าง

Design and Construct Ejector refrigeration system for 500 Watt Cooling Capacity

Waravut Aeksamutchai 58011122

Sarin Thawornsuttisak 58011297

Sittikorn Sookmak 58011302

Dr.Natthawut Ruangtrakoon

Year 2561

Abstract

Ejector Refrigeration System is a heat-driven refrigeration system which could be designed to save more energy cost by utilizing costless waste heat and be more environment-friendly compared with ordinary electric-driven refrigeration system. Therefore this makes the system interesting to study, the aim of this project is to design and construct the experimental set of a 500 watt ejector refrigeration system using water as a refrigerant and we experimental by changes temperature in boiler to proof this design. Finally this project have conclusion of problem and solution from design and construct process.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดีได้ จากความเอาใจใส่ คำแนะนำ ความตั้งใจ และความช่วยเหลือจากด้านต่างๆมากมาย

ก่อนอื่นเลยต้องขอขอบคุณ ดร.ณัฐวุฒิ เรื่องตระกูล อาจารย์ที่ปรึกษา ที่คอยช่วยเหลือ อธิบาย แนะนำ และแก้ไข จนทำให้ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ได้ด้วย และขอขอบคุณ รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว ที่คอยช่วยเหลือให้คำปรึกษาในด้านการวางแผน เสนอแนะแนวทางในการนำเสนอ และขอขอบคุณอีกท่านคือ รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข ที่เอื้อเพื่ออุปกรณ์ต่างตลอดการออกแบบและจัดสร้าง ต้องขอขอบพระคุณทุกท่านเป็นอย่างมาก

และขอขอบคุณ สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ สำหรับความเอื้อเพื่อที่ให้เราได้ยืม Boiler เพื่อใช้ในการทดลอง

ขอขอบคุณเพื่อนๆ ในกลุ่มที่คอยช่วยเหลือกัน และมีความมุ่งมั่นตั้งใจจริง อีกทั้งเพื่อนๆ พี่ๆ น้องๆ ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่อง สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่คอยเป็นกำลังใจ รวมทั้งมีโอกาสดำเข้ามาช่วยจนทำให้ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี

ขอบคุณ ป๊อบแป๊ป และชมรมมอเตอร์โมทีฟ ที่เอื้อเพื่ออุปกรณ์ต่างๆ ขอขอบคุณ มัน ที่เข้ามาช่วยทำด้านโครงสร้าง ขอขอบคุณ บอย เอิร์น ไม่ ยีนส์ กร บ็อง ดร่าฟ น้องฟลุค ที่เข้ามาช่วยประกอบเครื่อง และท้ายสุดขอขอบคุณทุกคนที่เคยเข้ามาช่วยเหลือกัน และต้องขออภัยหากสื่อบางส่วนท่านไว้ใน ณ ที่นี้

สุดท้ายสุดต้องกราบขอบคุณ บิดา มารดา และญาติ ที่คอยเป็นกำลังใจรวมทั้งสนับสนุนในทุกๆด้าน รวมทั้ง และอาจารย์ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ได้ให้โอกาสถ่ายทอดวิชาความรู้ ประสบการณ์อันมีค่า ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณและขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย วรารุฒิ เอกสมุทรชัย

นาย สารินทร์ ถาวรศุทธิศักดิ์

นาย สิทธิกร สุขมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

III
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	2
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขตการศึกษา.....	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	2
บทที่ 2 วรรณกรรมหรืองานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	7
3.1 หลักการทำงาน.....	7
3.1.1 หน้าที่และหลักการทำงานของ Ejector.....	7
3.1.2 หน้าที่และหลักการทำงานของ Ejector Refrigeration System.....	8
3.2 เงื่อนไขการออกแบบ.....	9
3.3 ลักษณะและตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณ.....	9
3.4 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Ejector.....	11
3.4.1 สมการสำหรับการออกแบบ Nozzle.....	11
3.4.2 สมการสำหรับการออกแบบ Mixing Chamber.....	14
3.4.3 สมการสำหรับการออกแบบ Throat.....	16
3.4.4 สมการสำหรับการออกแบบ Diffuser.....	18
3.5 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Boiler.....	19
3.5.1 สมการสำหรับการออกแบบ Pressure Vessel Tank.....	20
3.5.2 สมการสำหรับการออกแบบ Electric Heater.....	20
3.6 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Evaporator.....	20
3.6.1 สมการสำหรับการออกแบบ Electric Heater.....	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.7 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Condenser.....	21
3.7.1 สมการสำหรับการออกแบบ Heat Exchanger.....	21
3.7.2 สมการสำหรับการออกแบบ Water Cooled System.....	21
บทที่ 4 การออกแบบและดำเนินผลผ่านทางทฤษฎี.....	23
4.1 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Ejector.....	24
4.2 การคำนวณทางเรขาคณิตของชิ้นส่วนใน Ejector.....	25
4.2.1 การคำนวณของชิ้นส่วน Nozzle.....	25
4.2.2 การคำนวณของชิ้นส่วน Mixing Chamber, Throat, Diffuser.....	25
4.3 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Boiler.....	27
4.3.1 การคำนวณด้านความแข็งแรงของ Boiler.....	27
4.3.2 การคำนวณขนาด และ กำลังทำความร้อนใน Boiler.....	28
4.4 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Evaporator.....	29
4.4.1 การคำนวณขนาด และ กำลังทำความเย็นใน Evaporator.....	29
4.5 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Condenser.....	30
4.5.1 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Heat Exchanger.....	30
4.5.2 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Water Cooled System.....	31
บทที่ 5 อุปกรณ์วิธีการดำเนินการทดลอง.....	32
5.1 อุปกรณ์การทดลอง.....	32
5.1.1 อุปกรณ์ Boiler.....	32
5.1.2 อุปกรณ์ Evaporator.....	33
5.1.3 อุปกรณ์ Condensor.....	33
5.1.4 อุปกรณ์ ถังเก็บน้ำ.....	34
5.1.5 อุปกรณ์ Ejector.....	34
5.1.6 อุปกรณ์ ระบบน้ำหล่อเย็น.....	35
5.1.7 อุปกรณ์ ชุด Control.....	35
5.2 วิธีการทดลอง.....	36
5.3 วิธีการรวบรวมและวิเคราะห์ข้อมูล.....	36
5.3.1 วิธีการรวบรวมข้อมูล.....	36
5.3.2 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล.....	37

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 ผลการทดลอง.....	38
6.1 ผลการทดลองจาก Condition ที่กำหนด.....	38
6.2 ผลการทดลองจากการปรับค่าอุณหภูมิใน Boiler.....	39
บทที่ 7 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	41
7.1 สรุปผลการทดลอง.....	41
7.2 ปัญหาที่พบและวิธีแก้ไข.....	43
7.3 ข้อเสนอแนะ.....	44
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก.....	48
เอกสารอ้างอิง.....	54



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด.....	24
4.2 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด (2).....	24
4.3 ตารางแสดงค่าความเค้นของถัง Boiler.....	27
4.4 ตารางแสดงกำลังทำความร้อนใน Boiler.....	28
4.5 ตารางแสดงกำลังทำความเย็นของระบบ.....	29
4.6 ตารางแสดงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนใน Condenser.....	30
4.7 ตารางแสดงปริมาณการไหลของน้ำหล่อเย็นใน Condenser.....	31
6.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองพร้อมเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎี.....	38
6.2 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองโดยเปลี่ยนค่า อุณหภูมิใน Boiler.....	39



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 ลักษณะโครงสร้างของ Ejector.....	7
3.2 แผนผังการทำงานของระบบทำความเย็นที่ใช้ Ejector.....	8
3.3 แผนภาพ T-H เพื่อแสดงกระบวนการใน Nozzle.....	14
3.4 แผนภาพ T-H เพื่อแสดงกระบวนการใน Throat.....	17
3.5 แผนภาพ T-H เพื่อแสดงกระบวนการใน Diffuser.....	19
4.1 แสดงส่วนสำคัญในการออกแบบ Nozzle.....	25
4.2 แสดงขนาดของ Nozzle ที่ออกแบบ.....	25
4.3 แสดงถึงเงื่อนไขในการออกแบบของ Ejector.....	26
4.4 แสดงถึงขนาดของ Ejector.....	26
5.1 รูป Boiler ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	32
5.2 รูป Evaporator ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	33
5.3 รูป Condenser ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	33
5.4 รูปถังเก็บน้ำที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	34
5.5 รูป Ejector ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	34
5.6 รูประบบน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	35
5.7 รูปชุด Control ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System.....	35
6.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของมวลกับอุณหภูมิใน Boiler.....	39
6.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับอุณหภูมิใน Boiler.....	40
6.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับอุณหภูมิใน Boiler.....	40
6.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังทำความเย็นกับอุณหภูมิใน Boiler.....	40
7.1 P-h diagram ของ Ejector Refrigeration System ที่ได้ออกแบบ.....	41
7.2 P-h diagram ของ Ejector Refrigeration System จากการปรับค่าอุณหภูมิใน Boiler.....	42

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ระบบทำความเย็น (Air-condition system) คือระบบที่ใช้พลังงานมากเป็นอันดับต้นๆของพลังงานที่ถูกใช้ทั้งหมดบนโลกซึ่งระบบทำความเย็นส่วนใหญ่จะเป็นระบบการอัดสารทำความเย็น (Vapor Compression Refrigeration) โดยเกือบทั้งหมดจะใช้เครื่องอัดทางกล (Mechanical Compressor) เพื่อเพิ่มความดันสารทำความเย็นในระบบ

โดยปกติ Mechanical Compressor จะใช้พลังงานไฟฟ้าในการเดินเครื่องทำให้ผลลัพธ์ที่ได้จากระบบทำความเย็นแบบนี้ จะแปรผันตามการใช้พลังงานไฟฟ้าและอาจเป็นเหตุให้เกิดการใช้พลังงานที่มากขึ้นของโลกเป็นสาเหตุหลักพลังงานถ่านหินได้ถูกนำมาใช้มากยิ่งขึ้นเพื่อรองรับความต้องการพลังงานที่มากขึ้นของสิ่งมีชีวิตบนโลก จึงเป็นสาเหตุให้เกิดปรากฏการณ์เรือนกระจกและเกิด ปัญหาภาวะโลกร้อนตามมา

ระบบทำความเย็นบางประเภทสามารถขับเคลื่อนระบบด้วยพลังงานความร้อนในช่วงอุณหภูมิต่างๆ แทนการใช้พลังงานไฟฟ้าระบบทำความเย็นนี้เรียกว่าระบบขับเคลื่อนด้วยความร้อน เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานชีวภาพ พลังงานความร้อนใต้พิภพ รวมทั้งพลังงานความร้อนที่ทิ้งจากกระบวนการอุตสาหกรรม สามารถนำมาใช้เป็นพลังงานขับเคลื่อนระบบทำความเย็นนี้ได้

โดยระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนเป็นต้นกำลังมีอยู่สองชนิดคือ Ejector Refrigeration System และ Absorption Refrigeration System เมื่อเปรียบเทียบหลักการทำงานและองค์ประกอบของทั้งสองระบบ พบว่า Ejector Refrigeration System มีความซับซ้อนน้อยกว่า Absorption Refrigeration System ทั้งนี้ระบบทำความเย็นแบบหัวฉีดยังสามารถสร้างและควบคุมได้ง่ายกว่า เนื่องจากระบบทำความเย็นแบบหัวฉีดใช้สารทำความเย็นเพียงชนิดเดียว

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 ออกแบบชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ขนาด 500 W
- 1.2.2 สร้างชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ขนาด 500 W
- 1.2.3 สร้างเครื่องทำความเย็นแบบ Ejector ที่สามารถทำอุณหภูมิที่ Evaporater ได้ 15 C โดยที่อุณหภูมิใน Boiler มีอุณหภูมิ เท่ากับ 120 C

1.3 ขอบเขตการศึกษา

- 1.3.1 ศึกษาการทำงานของระบบทำความเย็น ที่ใช้ Ejector
- 1.3.2 ออกแบบชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ขนาด 500 W
- 1.3.3 สร้างชุดทดลองระบบทำความเย็น แบบ Ejector ขนาด 500 W ประกอบด้วย Boiler ขนาด 3000 W และใช้ Condenser ชนิด Shell and tube โดยมีระบบน้ำหล่อเย็น
- 1.3.4 ทดสอบหาค่าประสิทธิภาพและกำลังทำความเย็นของ ชุดทดลองจากการปรับค่าอุณหภูมิใน Boiler ในช่วง 120 - 140 C

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

ทำให้มีความรู้ความเข้าใจในระบบทำความเย็นแบบ Ejector รวมทั้งยังได้ศึกษาและออกแบบชิ้นส่วนต่างๆของระบบ และได้ทักษะในการแก้ปัญหาเฉพาะหน้า การประกอบชิ้นส่วน การใช้เครื่องมือเชิงกลและเชิงอิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ การเขียนแบบ การออกแบบ และการประยุกต์ใช้โปรแกรมคำนวณหรือองค์ความรู้ต่างๆ

บทที่ 2

วรรณกรรมหรืองานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า มีผู้ที่ศึกษาเกี่ยวกับการทำงานของระบบทำความเย็นโดยใช้ Ejector แทน Mechanical Compressor หรือการใช้ประโยชน์จากตัว Ejector ในรูปแบบการทำงานอื่นอยู่บ้าง แต่โดยมากแล้วมักเน้นไปในทางวิธีศึกษาผ่านการจำลอง (Simulation) ในระบบคอมพิวเตอรืซึ่งงานวิจัยสำคัญที่นำมาเป็นข้อมูลประกอบการทำงานวิจัยนี้ได้แก่

[1] ทำการศึกษาเกี่ยวกับการนำน้ำจาก Condenser ไปยังหม้อต้ม (Boiler) โดยไม่ใช้พลังงานทางกลเพื่อให้ระบบสามารถหมุนวนได้แต่ใช้กำลังจาก Boiler หรือ แรงโน้มถ่วงของโลก (Gravity) ในการทำให้เกิดการหมุนวนสำหรับของไหลในระบบ โดยผลพบว่า การใช้ต้นกำลังในแต่ละแบบให้ค่าประสิทธิภาพ (COP) ใกล้เคียงกันจากผลงานวิจัยนี้ ไม่มีความน่าสนใจในการที่จะนำข้อมูลมาศึกษาต่อ เนื่องจากความแตกต่างของผลลัพธ์จากการวิจัยไม่คุ้มค่าในการศึกษาเรื่องนี้ต่อไป

[2] ในการทดลองนี้เลือกใช้ R11 เป็นสารทำความเย็น โดยการทดลองจะกำหนดค่าอุณหภูมิหม้อต้ม (Boiler) ไว้ที่ 100-110 องศาเซลเซียส ที่เครื่องควบแน่น (Condenser) อุณหภูมิ 35-41 องศาเซลเซียส ที่เครื่องระเหย (Evaporator) อุณหภูมิ 12 องศาเซลเซียส โดยการทดลองใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กที่สุดใน Mixing Chamber เท่ากับ 8 มิลลิเมตร แต่มีรูปร่างที่ไม่เหมือนกัน ทำให้ผลลัพธ์ที่ได้คือในรูปแบบที่ 1 มีค่า COP เท่ากับ 1 แต่แบบที่ 2 ได้ค่า COP เท่ากับ 0.25

ผลการวิจัยชิ้นนี้มีความน่าสนใจเนื่องจากการเปลี่ยนขนาดหรืออัตราส่วนขนาด Mixing Chamber แค่นั้นในหลายส่วนของ Ejector กลับส่งผลถึงความต่างกันของประสิทธิภาพได้อย่างมีนัยยะ แม้ว่าค่า COP ที่ได้อาจต่างกันเพียง 0.75 แต่ถ้านำไปใช้ในการทำงานที่มีขอบเขตกำลังการผลิตสูง ความต่างนี้จะส่งผลมากในการพิจารณาออกแบบขนาดของ Mixing Chamber แล้วยังมีความน่าสนใจอีกหนึ่งข้อ คือสารทำความเย็นที่ใช้สำหรับการทดสอบในงานวิจัยนี้ใช้สารเคมีเป็นสารทำความเย็น ซึ่งน่าสนใจว่าถ้าหากเปลี่ยนจากสารเคมีเป็นน้ำนั้นจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพอย่างไร

[3] ศึกษาจากการนำวิทยานิพนธ์ของเหล่านักศึกษา นักวิทยาศาสตร์คนอื่นๆมาพิจารณา ถึงการนำไปประยุกต์ใช้โดยเลือกใช้ข้อมูลเกี่ยวกับทางทฤษฎีของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด สารทำความเย็น ประสิทธิภาพที่เคยทำได้ของระบบ

ผลการวิจัยชิ้นนี้สามารถบอกได้ว่าจากประสบการณ์ของนักวิจัยในอดีตเคยทำสิ่งทีประสบความสำเร็จหรือผิดพลาดเรื่องใดมาบ้าง ถือเป็นข้อมูลที่ใช้ประกอบการกำหนดขอบเขตการวิจัยได้อย่างชัดเจน

[4] ในการจะเพิ่มประสิทธิภาพให้ตัวหัวฉีดจำเป็นจะต้องเข้าใจเกี่ยวกับการไหล และการผสมกันของของไหลภายในหัวฉีด เราเลือกที่จะสร้างให้ระบบมีกำลังทำความเย็นขนาด 3 KW กำหนดให้ความดันสถิตตามแนวแกนเป็นตัวแปรที่สามารถปรับค่าได้ หลังจากนำผลการทดลองจากการวัดและเขียนกราฟแล้ว ปรากฏว่าข้อมูลเหล่านี้จะนำไปสู่สามตัวแปรใหม่ และพฤติกรรมของการไหลสำหรับของไหลในหัวฉีด Ejector จะเป็นตัวอธิบายให้เราเข้าใจมากยิ่งขึ้น

ผลการวิจัยนี้สามารถบอกเราได้ถึงผลกระทบหรือความแตกต่างของลักษณะการไหลที่เกิดจากความดันที่ต่างกันในแต่ละจุด และสิ่งที่กล่าวมาข้างต้นนั้นมีผลกระทบกับประสิทธิภาพการทำงานของ Ejector โดยตรง ซึ่งงานวิจัยนี้ถือเป็นงานวิจัยที่น่าเสนอความน่าสนใจในการที่จะเลือกกำหนดค่าตัวแปร หรือจำกัดตัวแปรใดในการทำงานของระบบได้ตั้งงานหนึ่ง

[5] หัวใจหลักของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีดคือตัว Ejector ซึ่งสิ่งที่ยากที่สุดสิ่งหนึ่งในการศึกษาคือการหาค่าประสิทธิภาพทางความร้อนหรือ Thermal efficiency โดยเราจะสร้างระบบที่ทำงานโดยใช้ไอน้ำกับไอน้ำซึ่งผลการทดลองพบว่าผลกระทบที่เกิดขึ้นจาก ตำแหน่งของปลาย Nozzle ในตัว Mixing-entrainment section หรือจะเป็นตำแหน่งของปลาย Nozzle กับพื้นที่ Throat ของ Diffuser ทั้งหมดอาจส่งผลให้การไหลไม่มีความคงที่หากมีความต่างของความดันระหว่าง Primary และ Secondary สูง ซึ่งจะสามารถอธิบายเกี่ยวกับทฤษฎีการเพิ่มของ Critical condenser pressure ซึ่งทำให้รู้ได้ว่าค่าไหนมีผลกระทบต่อ Thermal Efficiency มากหรือน้อยกว่ากัน

งานวิจัยชิ้นนี้เป็นอีกงานหนึ่งที่ศึกษาเกี่ยวกับตำแหน่งหรือขนาดของส่วนประกอบต่าง ๆ ใน Ejector ดังที่กล่าวไว้ข้างต้น ซึ่งผู้ทำงานวิจัยเน้นไปที่ Thermal Efficiency ของระบบ แต่ไม่ได้สนใจที่ประสิทธิภาพการทำงานของตัว Ejector ซึ่งเป็นตัวแปรหลักของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด

ทำให้ถือเป็นเรื่องที่น่าสนใจในการที่จะทำงานวิจัยในลักษณะใกล้เคียงกัน แต่สนใจไปที่ประสิทธิภาพของ Ejector เป็นหลัก

[6] ผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนรูปร่างของหัวฉีดในตัว Ejector ถูกเปรียบเทียบโดยการจำลองการไหลในโปรแกรม Computation Fluid Dynamics (CFD) ซึ่งในการศึกษาเลือกใช้หัวฉีดที่มีรูปร่างต่างกัน 5 รูปแบบ คือแบบ conical , elliptical , square , rectangular และ cross-shaped ซึ่งหัวฉีดทุกรูปแบบทำการทดลองโดยมีตัวแปรอื่นที่เหมือนกัน โดยผลลัพธ์ที่จะนำมาพิจารณาคือ 1.Entrainment ratio (ER) 2.Condenser Critical Back Pressure และผลปรากฏว่าหัวฉีดแบบ Cross-Shape ให้ค่า ER มากที่สุด รองลงมาคือแบบ Square ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับแบบ Conical มาก ส่วนอีก 2 แบบให้ค่า ER ที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับแบบ Cross-Shaped แต่ค่า ER ที่มากไม่ได้หมายความว่าประสิทธิภาพจะดีเสมอไป เมื่อสังเกตที่ค่า Critical back pressure รูปทรง Cross-Shaped มีค่าที่ต่ำกว่ามากเมื่อเทียบกับรูปทรง Square และ Conical ซึ่งจะส่งผลเสียคือจะต้องลดความดันที่ Condenser ให้มีค่าไม่มากเกินไปกว่าจุด Critical Back Pressure ไม่เช่นนั้นจะทำให้ ER มีค่าต่ำกว่าที่ควร และถ้าถึง Condenser มีความดันที่ต่ำก็จะทำให้ของไหลในถังควบแน่นที่อุณหภูมิที่ต่ำด้วยเช่นกัน เนื่องจากอุณหภูมิควบแน่นจะต่ำลงตามความดันภายในถัง Condenser ฉะนั้นในการสร้างชุดทดลองควรเลือกใช้รูปทรงของหัวฉีดที่ให้ค่า ER สูง และ Critical Back Pressure ที่ไม่ต่ำมากเกินไป เพื่อให้ง่ายแก่การหาส่วนประกอบอื่นๆด้วย

ผลงานวิจัยชิ้นนี้ถือเป็นผลงานวิจัยที่เป็นส่วนประกอบการตัดสินใจในการเลือกตัวแปรสำคัญในการทำ Ejector อีกงานหนึ่ง คือรูปทรงปากทางออกของหัวฉีด ที่มีผลต่อลักษณะการไหลและอัตราการดูดมวลของไหลรองต่อมวลของไหลหลักหรือที่เรียกว่า Entrainment-Ratio (ER) ซึ่งเป็นค่าประสิทธิภาพของ Ejector โดยตรง และยังมีค่าของผลกระทบในการดูดของ Ejector คือ Critical Back Pressure ซึ่งมีผลการวิจัยโดยละเอียดที่อาจมีผลไปถึง Thermal Efficiency ตามที่ได้กล่าวไว้ในงานวิจัยอ้างอิง [5] ให้พิจารณาการกำหนดค่าตัวแปรได้ละเอียดมากขึ้นอีกด้วย

[12] ซึ่งกล่าวถึงอัตราส่วนพื้นที่ส่วนประกอบของ Ejector ที่แตกต่างกัน 11 รูปแบบ และใช้สารทำความเย็น R141b ณ จุดวิกฤต (Critical Back Pressure) ในการดูผลลัพธ์และความแตกต่างของประสิทธิภาพการทำงาน

จากการศึกษางานวิจัยชิ้นนี้พบว่ามีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่ของตัว Throat และ Nozzle ซึ่งทั้งสองคือตัวแปรของอัตราส่วนพื้นที่ของ Ejector เราจึงเลือกข้อมูลอัตราส่วนการออกแบบที่ดีที่สุด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของงานวิจัยนี้มาจัดสร้างชุดทดลอง เพื่อศึกษาพฤติกรรมการ และประสิทธิภาพการไหลของสารทำความเย็นในระบบแต่เราจะใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นแทนสารทำความเย็นเดิม คือ R141b เพื่อความสะดวกในการดำเนินการทดสอบ แล้วยังไม่เป็นอันตรายใดๆหากต้องการนำสารทำความเย็นในระบบออกมาสู่สภาพแวดล้อม

ฉะนั้นจึงสังเกตเห็นว่าประสิทธิภาพ (C.O.P.) ในการดูดมีความสัมพันธ์กันระหว่าง ER และ Critical Back Pressure ซึ่งการทำให้ ER หรือ Critical Back Pressure มีค่าน้อยหรือมากนั้นขึ้นอยู่กับอัตราส่วนขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง(Diameter) หรืออัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของส่วนประกอบต่าง ๆ ที่อยู่ภายใน Ejector ดังนั้นข้อมูลทั้งหมดทำให้เกิดความสนใจในการสร้างชุดทดลองที่สามารถเห็นผลการทดลองได้จริง ในสภาพแวดล้อมจริง โดยในการออกแบบและการทดลองที่กำลังจะดำเนินการ เป็นการนำเอาข้อมูลบางส่วนในงานวิจัยอ้างอิงต่าง ๆ ที่เคยศึกษาก่อนแล้วมาใช้ เช่น การกำหนดค่าเริ่มต้นของแต่ละส่วนประกอบ เพื่อให้ผลลัพธ์ของผลการวิจัยสามารถนำไปเปรียบเทียบกับการวิจัยที่ใช้อ้างอิงได้ว่าทฤษฎีต่าง ๆ ของการออกแบบนั้นมีความถูกต้องเพียงใด หรือความแม่นยำในการจำลองการทำงานของ Ejector ในโปรแกรม CFD มีความแม่นยำเพียงใดเมื่อเทียบกับผลการทดลองที่ทำงานในสภาพแวดล้อมจริง

บทที่ 3

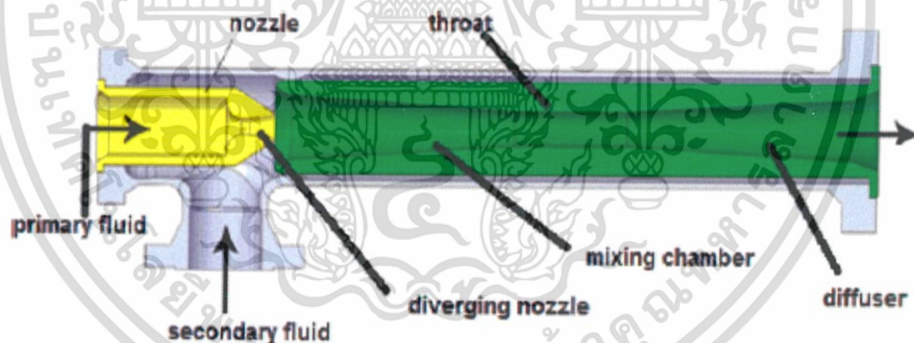
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 หลักการทำงาน

3.1.1 หน้าที่และหลักการทำงานของ Ejector

Ejector มีหน้าที่ในการดูดของไหลและเพิ่มความดัน โดยอาศัยของไหลชนิดเดียวกัน 2 คุณสมบัติ ซึ่งในทางเข้าของ Primary fluid คือของไหลที่มีพลังงานสูง เราจะเรียกว่าของไหลหลักและในทางเข้าของ Secondary fluid คือของไหลที่เราต้องการดูด เราเรียกว่าของไหลตัวรอง

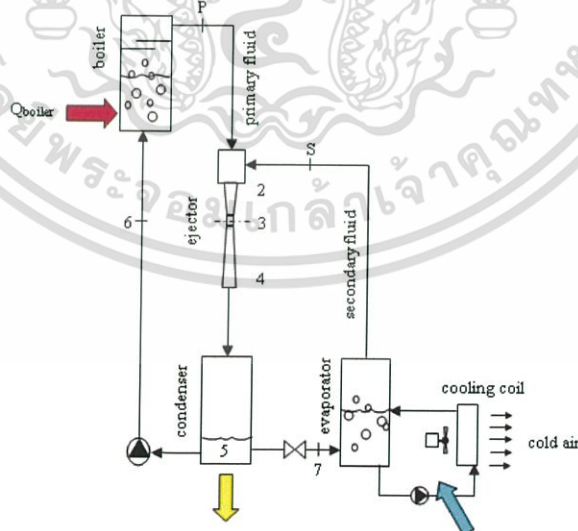
วิธีการทำงาน คือนำของไหลหลักผ่าน convergent-divergent nozzle จะทำให้ของไหลหลักเกิดความเร็วเหนือเสียง เพื่อลดความดันให้ต่ำกว่าของไหลรอง ดังนั้นในช่วงปากทางของ Nozzle ของไหลรองซึ่งมีความดันสูงกว่าจะไหลขึ้นไป ถัดจากนั้นของไหลทั้งสองจะรวมตัวกันใน Mixing Chamber และไหลผ่าน Throat ก่อนที่จะถูกลดความเร็วและเพิ่มความดันในช่วงของ Diffuser



รูปที่ 3.1 ลักษณะโครงสร้างของ Ejector

3.1.2 หน้าที่และหลักการทำงานของ Ejector Refrigeration System

Ejector Refrigeration System คือระบบทำความเย็นที่ใช้ Ejector เข้ามาแทนที่ Mechanical Compressor ซึ่งถูกใช้อยู่ทั่วไปในปัจจุบัน หลักการทำงานคือการนำสารทำความเย็นในระบบไปรับพลังงานความร้อนเข้ามาเพื่อที่จะนำมาเป็นของไหลหลักในระบบ Ejector ซึ่งก็เปรียบได้กับการใส่พลังงานไฟฟ้าให้กับ Mechanical Compressor เมื่อของไหลหลักเคลื่อนที่ผ่าน Nozzle ที่ออกแบบมาเพื่อเปลี่ยนพลังงานความร้อนในตัว of ไหลให้กลายเป็นความเร็ว แล้วเมื่อความเร็วมากขึ้นความดันจะลดต่ำลงตามทฤษฎีของแบร์นูลลี (Bernoulli) หลังจากนั้นเมื่อความดันลดลงจนถึงจุดหนึ่งจะทำให้ของไหลรองที่อยู่ใน Evaporator สามารถระเหยได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่า 100 องศาเซลเซียส แต่ของไหลรองจะระเหยได้นั้นต้องอาศัยพลังงานที่เราเรียกว่า Latent Heat ในการระเหย จึงทำให้พลังงานรอบๆ Evaporator ถูกดูดเข้าไปเพื่อใช้ในการระเหยสำหรับของไหลรองภายใน Evaporator หลังจากของไหลรองระเหยและเข้าไปผสมกับของไหลหลักที่ Mixing Chamber แล้วจึงนำของไหลทั้งสองออกไปถ่ายเทพลังงานออกที่ Condenser หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะถูกแยกส่วน โดยส่วนแรกจะไหลเข้าไปที่ Evaporator โดยจะผ่าน Expansion Valve เพื่อลดความดันก่อน ในขณะที่เดียวกันสารทำความเย็นที่เหลือจะถูกปั๊ม (Pump) ขนาดเล็กช่วยเพิ่มอัตราการไหลนำไปสู่กระบวนการเพิ่มพลังงานให้แก่สารทำความเย็นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เพื่อนำไปใช้เป็นของไหลหลักต่อไป



รูปที่ 3.2 แผนผังการทำงานของระบบทำความเย็นที่ใช้ Ejector

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 เงื่อนไขการออกแบบ

1. กำหนดให้ระบบเป็น Adiabatic (ยกเว้นชุดระบายความร้อน)
2. กำหนดให้การไหลในระบบเป็น Steady flow
3. กำหนดให้เป็น Ideal gas ในช่วงที่เป็น Stream
4. กำหนดให้ชิ้นส่วนใน Ejector เป็น Irreversible
5. ออกแบบโดยกำหนดค่า Work input ใน Boiler , Rm ratio , อุณหภูมิใน Boiler และ Evaporator
6. ออกแบบโดยไม่คำนึงถึงค่า Pressure Loss ในท่อ

3.3 ลักษณะและตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณ

สำหรับ Ejector

P	ความดันของไหล
T	อุณหภูมิของไหล
V	ความเร็วของไหล
h	พลังงานของไหล
η	ประสิทธิภาพ
D	เส้นผ่าศูนย์กลาง
A	พื้นที่หน้าตัด
M	Mach Number
\dot{m}	อัตราการไหลของมวล
ρ	ความหนาแน่น
R_m	Entrainment Ratio (คือ อัตราส่วนระหว่างของไหลหลักกับของไหลรอง)
C_p	ความร้อนจำเพาะโดยความดันคงที่
k	อัตราส่วนระหว่างความร้อนจำเพาะโดยความดันคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	และค่าความร้อนจำเพาะโดยปริมาตรคงที่
$-p$	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Boiler
$-s$	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Evaporator
$-t$	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Nozzle Throat
-1	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Fluid Inlet
-2	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Mixing Chamber Exit
-3	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Ejector Throat Exit
-4	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Ejector Diffuser Exit
$-_i$	ข้อมูลที่เป็น Isentropic
$-_o$	ข้อมูลที่อ้างอิงที่ใช้ค่า
$-o-2$, $-o-3$, $-o-4$	ข้อมูลที่เป็น Stagnation
สำหรับ Boiler , Evaporator , Condenser	
\dot{Q}	อัตราการถ่ายเทความร้อน
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
A	พื้นที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน
ΔT	ความแตกต่างของอุณหภูมิ
\dot{m}	อัตราการไหลของมวล
σ_θ	Hoop Stress ของรูปทรงกระบอก
r	รัศมีทรงกระบอก
t	ความหนาของผนังทรงกระบอก
-1	ข้อมูล ณ ตำแหน่งอ้างอิงที่ 1
-2	ข้อมูล ณ ตำแหน่งอ้างอิงที่ 2
$-LM$	ข้อมูลเฉลี่ยด้วยวิธี Log mean Differential
$-Cond,Out$	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Condenser Exit

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Ejector

ใน Ejector มีส่วนประกอบหลัก ได้แก่ Nozzle, Mixing Chamber, Throat, Diffuser ตั้ง
นั้นในหัวข้อต่างๆจะแสดงถึงสมการที่เกี่ยวข้องกับชิ้นส่วนต่างๆ โดยอ้างอิงจากสมการ [12] Energy
equation, Ideal gas equations, Isentropic flow equations

3.4.1 สมการสำหรับการออกแบบ Nozzle

สมการสำหรับการออกแบบชิ้นส่วนนี้ ถูกแบ่งออกเป็นสองส่วนในช่วง Sub-sonic Nozzle
และในช่วง Supersonic Nozzle โดยในช่วง Sub-sonic Nozzle จะถูกออกแบบให้สามารถทำความ
เร็วให้แก่ของไหลได้เท่ากับ 1 Mach ดังนั้นจะมีสมการดังนี้

- สมการหาความเร็วในช่วง Throat Nozzle

$$V_{t'} = V_t = \sqrt{k \cdot R \cdot T_t} \quad (2.1)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของ Throat Nozzle และ Nozzle Exit

$$T_{t'} = T_t = T_P - \frac{k \cdot R \cdot T_t}{2 \cdot C_P} \quad (2.2)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิ ของ Throat Nozzle และ Nozzle
Exit แบบ Isentropic

$$\frac{P_{t'}}{P_P} = \left[\frac{T_{t'}}{T_P} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.3)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิ ของ Throat Nozzle และ Nozzle Exit แบบ Irreversible

$$\frac{P_t}{P_P} = \left[\frac{T_{t''}}{T_P} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.4)$$

- สมการหาพื้นที่หน้าตัดของ Throat Nozzle

$$A_t = \frac{\dot{m}_P}{\frac{P_t}{R \cdot T_t} \cdot V_t} \quad (2.5)$$

โดยในช่วง Supersonic Nozzle จะถูกออกแบบให้มีความเร็วสูงกว่า 1 Mach

- สมการหาความเร็วในช่วง Nozzle Exit

$$M_{1P} = \frac{V_{1P}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{1P}}} \quad (2.6)$$

$$V_{1P} = \sqrt{2 \cdot C_P \cdot (T_P - T_{1P})} \quad (2.7)$$

$$V_{1P'} = \sqrt{2 \cdot C_P \cdot (T_P - T_{1P'})} \quad (2.8)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิ ของ Nozzle Inlet และ Nozzle Exit แบบ Isentropic

$$\frac{T_{1P'}}{T_P} = \left[\frac{P_1}{P_P} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างเอนทาลปีกับความเร็วของ Nozzle Inlet และ Nozzle Exit แบบ Isentropic

$$h_P + \frac{V_P^2}{2} = h_{1P'} + \frac{V_{1P'}^2}{2} \quad (2.10)$$

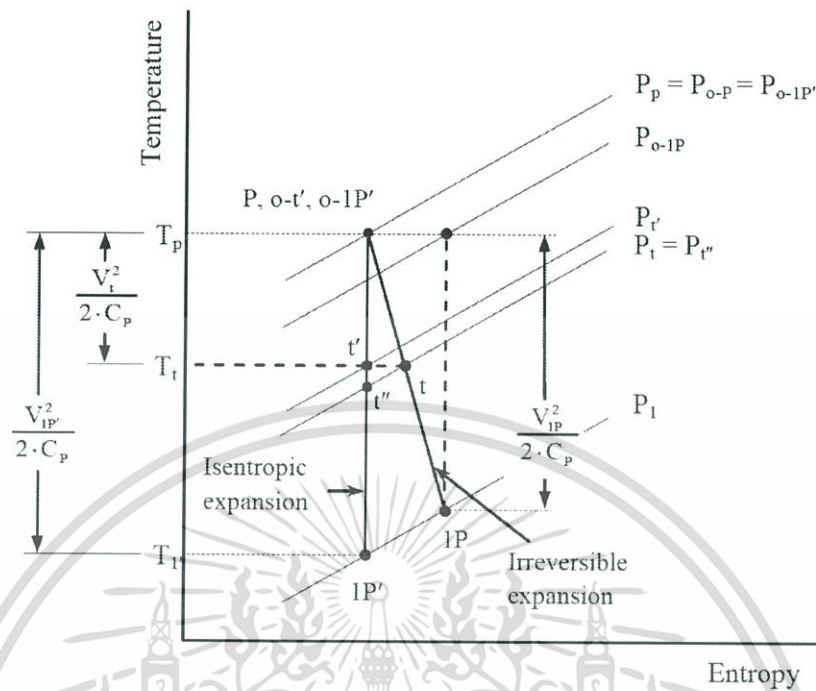
- สมการหาพื้นที่หน้าตัดของ Nozzle Exit

$$A_{1P} = \frac{\dot{m}_P}{\frac{P_{1P}}{R \cdot T_{1P}} \cdot V_{1P}} \quad (2.11)$$

และเนื่องจากเราออกแบบให้ชิ้นส่วนมี Isentropic efficiency จึงมีสมการดังต่อไปนี้เข้ามา ทำให้ค่าที่คำนวณได้จากสมการ Isentropic มีความแม่นยำมากขึ้น

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{V_{1P'}^2/2}{V_t^2/2} = \frac{T_P - T_{1P'}}{T_P - T_t} \quad \text{or} \quad \eta_{\text{nozzle}} = \frac{V_t^2/2}{V_{t''}^2/2} = \frac{T_P - T_t}{T_P - T_{t''}} \quad (2.12)$$

ดังนั้นจะสามารถสรุปกระบวนการที่เกิดขึ้นใน Nozzle ได้ตามแผนภาพ T-H ดังนี้



รูปที่ 3.3 แผนภาพ T-H เพื่อแสดงกระบวนการใน Nozzle

3.4.2 สมการสำหรับการออกแบบ Mixing Chamber

สมการสำหรับการออกแบบชิ้นส่วนนี้ จะคำนึงถึงสัดส่วนการไหลระหว่างของไหลหลักและของไหลรอง โดยมีสมการดังนี้

- สมการที่เป็นอัตราส่วนระหว่างของไหลหลักและของไหลรอง

$$Rm = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \quad (2.13)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิ ของไหลรองใน Evaporator และใน Mixing Chamber Inlet แบบ Isentropic

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{T_{1S}}{T_s} = \left[\frac{P_1}{P_s} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.14)$$

- สมการหาความเร็วในของไหลรองขณะที่อยู่ใน Mixing Chamber Inlet

$$V_{1S} = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot (T_s - T_{1S})} \quad (2.15)$$

$$M_{1S} = \frac{V_{1S}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{1S}}} \quad (2.16)$$

- สมการหาพื้นที่ของ Mixing Chamber Inlet

$$A_{1S} = \frac{\dot{m}_s}{\frac{P_{1S}}{R \cdot T_{1S}} \cdot V_{1S}} \quad (2.17)$$

$$A_1 = A_{1P} + A_{1S} \quad (2.18)$$

- สมการหาความเร็วในช่วง Mixing Chamber Exit

$$V_2 = \eta_{mix} \cdot \frac{V_{1P} + Rm \cdot V_{1S}}{1 + Rm} \quad (2.19)$$

- สมการหา Stagnation Temperature ในช่วง Mixing Chamber Exit

$$T_{o-2} = \frac{T_P + Rm \cdot T_s}{1 + Rm} \quad (2.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- สมการหาอุณหภูมิในช่วง Mixing Chamber Exit

$$T_2 = T_{o-2} - \frac{V_2^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.21)$$

- สมการหาพื้นที่ของ Mixing Chamber Exit หรือ หาพื้นที่ Throat

$$A_2 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot V_2} \quad (2.22)$$

3.4.3 สมการสำหรับการออกแบบ Throat

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนนี้ ต้องคำนึงถึง Normal Shock Wave ที่เป็นผลมาจากของไหลที่เดินทางด้วยความเร็วเหนือเสียง ดังนั้นการออกแบบจึงเลือกใช้สมการดังนี้

- สมการความสัมพันธ์ระหว่าง enthalpy กับความเร็วของ Throat Inlet และ Throat Exit แบบ Isentropic

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \quad (2.23)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและความเร็วเสียงของ Throat Inlet และ Throat Exit

$$T_2 + \frac{M_2 \cdot (k \cdot R \cdot T_2)}{2 \cdot C_p} = T_3 + \frac{M_3 \cdot (k \cdot R \cdot T_3)}{2 \cdot C_p} \quad (2.24)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{1 + M_2^2 \cdot (k - 1) / 2}{1 + M_3^2 \cdot (k - 1) / 2} \quad (2.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความดันและความเร็วเสียงของ Throat Inlet และ Throat Exit

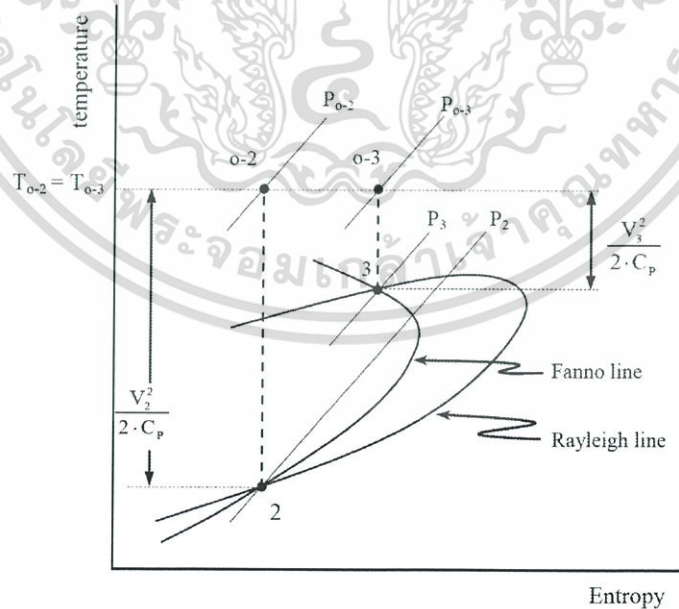
$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{M_2 \cdot \sqrt{1 + M_2^2 \cdot (k-1)/2}}{M_3 \cdot \sqrt{1 + M_3^2 \cdot (k-1)/2}} \quad (2.26)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{1 + k \cdot M_2^2}{1 + k \cdot M_3^2} \quad (2.27)$$

- สมการความสัมพันธ์ความเร็วเสียงระหว่าง Throat Inlet และ Throat Exit

$$M_3^2 = \frac{M_2^2 + \frac{2}{k-1}}{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot M_2^2 - 1} \quad (2.28)$$

ดังนั้นจะสามารถสรุปกระบวนการที่เกิดขึ้นใน Throat ได้ตามแผนภาพ T-H ดังนี้



รูปที่ 3.4 แผนภาพ T-H เพื่อแสดงกระบวนการใน Throat

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4.4 สมการสำหรับการออกแบบ Diffuser

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนนี้ต้องคำนึงถึงการลดความเร็วเพื่อเพิ่มความดันของไหลโดยหลักการออกแบบจะใช้หลักของ Sub-sonic Diffuser ในการออกแบบ โดยมีสมการดังนี้

- สมการแสดงถึงค่า Stagnation Temperature ในแต่ละช่วงมีค่าเท่ากัน และมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิที่แท้จริงกับความเร็วในช่วง Diffuser Inlet และช่วง Diffuser Exit

$$T_{o-2} = T_{o-3} = T_{o-4} = T_3 + \frac{V_3^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.29)$$

$$T_4 = T_{o-4} - \frac{V_4^2}{2 \cdot C_p} \quad (2.30)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิ ของ Diffuser Inlet และ Diffuser Exit แบบ Isentropic

$$\frac{P_{4'}}{P_3} = \left[\frac{T_{4'}}{T_3} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.31)$$

$$\frac{P_4}{P_{o-4}} = \left[\frac{T_4}{T_{o-4}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.32)$$

- สมการหาพื้นที่ทางของ Diffuser Exit

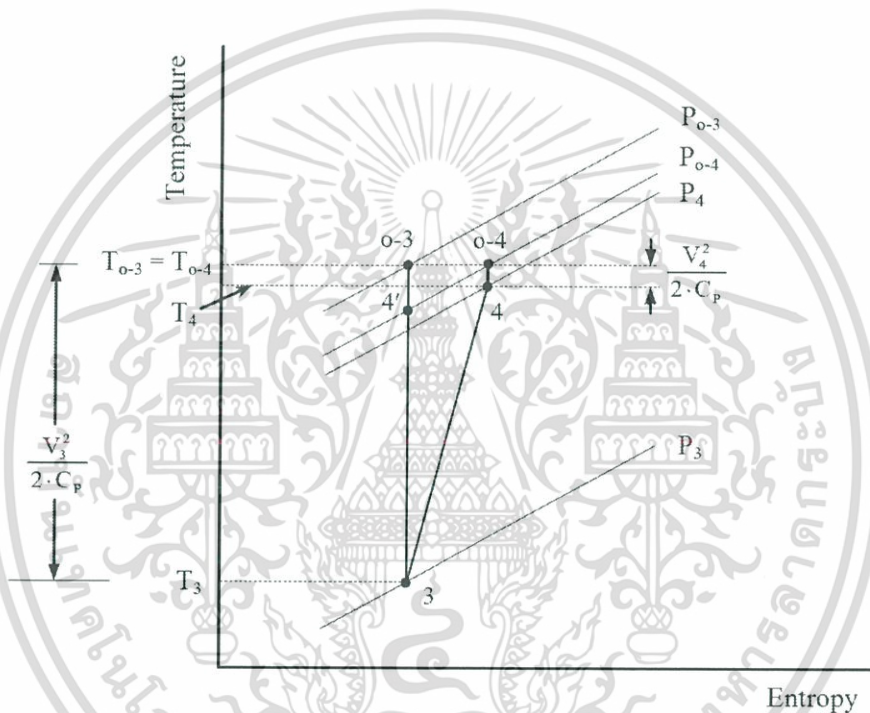
$$A_4 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_4}{R \cdot T_4} \cdot V_4} \quad (2.33)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และเนื่องจากเราออกแบบให้ชิ้นส่วนมี Isentropic efficiency จึงมีสมการดังต่อไปนี้เข้ามา ทำให้มีความแม่นยำมากขึ้น

$$\eta_{\text{diffuser}} = \frac{T_{4'} - T_3}{T_{o-4} - T_3} \quad (2.34)$$

ดังนั้นจะสามารถสรุปกระบวนการที่เกิดขึ้นใน Diffuser ได้ตามแผนภาพ T-H ดังนี้



รูปที่ 3.5 แผนภาพ T-H เพื่อแสดงกระบวนการใน Diffuser

3.5 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Boiler

ใน Boiler จะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนสองชิ้นหลัก คือ Vessel Pressure Tank และ Electric Heater

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.1 สมการสำหรับการออกแบบ Pressure Vessel Tank

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนถึงความดัน จะต้องคำนึงถึงความคงทนต่อความดันสูง โดยมีสมการดังนี้[17]

- สมการหาความเค้นในวัสดุถึงทรงกระบอกโดยมีความสัมพันธ์กับความดันในถังและมิติ

$$\sigma_{\theta} = \frac{Pr}{t} \quad (2.35)$$

โดยค่าที่ได้จะถูกนำไปใช้เลือกวัสดุเพื่อนำมาใช้สร้างถังความดันต่อไป

3.5.2 สมการสำหรับการออกแบบ Electric Heater

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนนี้ จะคำนึงถึงค่าเริ่มต้นสำหรับของไหลหลัก ที่ต้องไหลผ่าน Ejector โดยสมการจะมีดังนี้

- สมการหาค่ากำลังการทำความร้อนใน Boiler

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_P - h_{Cond,out}) \quad (2.36)$$

3.6 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Evaporator

ใน Evaporator จะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนสองชิ้นหลักคือ ถังบรรจุ และ Electric Heater

3.6.1 สมการสำหรับการออกแบบ Electric Heater

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนนี้ จะคำนึงถึงค่าเริ่มต้นสำหรับของไหลรอง ที่จะต้องออกแบบเพื่อให้มีความสอดคล้องกับของไหลหลัก เนื่องจากมวลของสารทำความเย็นที่อยู่ใน Evaporator จะลดลงเรื่อยๆส่งผลให้ความดันลดต่ำลงเรื่อยๆเช่นกัน จนความดันมีค่าน้อยเกินขอบเขตการออกแบบ Secondary Fluid Inlet ที่ต้องไหลผ่าน Ejector โดยสมการจะมีดังนี้

- สมการหาลำดับค่าความเย็นของ Evaporator

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_{Cond,out}) \quad (2.37)$$

3.7 สมการที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ Condenser

ใน Condenser จะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนหลักสองชิ้นคือ Heat Exchanger และ Water Cooled System

3.7.1 สมการสำหรับการออกแบบ Heat Exchanger

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนนี้ จะคำนึงถึงอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยจะต้องทำให้ของไหลถ่ายเทความร้อนจนสามารถกลับตัวได้ ณ อุณหภูมิอิ่มตัวที่ความดันมีค่าไม่เกิน Critical Back Pressure โดยมีสมการดังนี้[16]

- สมการการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$Q = UA \Delta T_{LM} \quad (2.38)$$

- สมการ Log-mean Temperature Difference

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.39)$$

3.7.2 สมการสำหรับการออกแบบ Water Cooled System

สำหรับสมการในการออกแบบชิ้นส่วนนี้ จะคำนึงถึงชิ้นส่วนที่เราต้องออกแบบ ได้แก่ระบบ Pump water และ Refrigerator สำหรับทำความเย็นให้แก่ น้ำ โดยสมการมีดังนี้

- สมการหาอัตราการไหลเชิงมวลน้ำหล่อเย็น

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2.40)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวล กับ อัตราการไหลเชิงปริมาตร

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.41)$$

- สมการความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทใน Heat Exchanger และ กำลังความเย็นที่ต้องใช้งานในระบบ Water Cooled System

$$\dot{Q}_{Comd.In} = \dot{Q}_{Water.Out} \quad (2.42)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การออกแบบและดำเนินผลผ่านทางทฤษฎี

4.1 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Ejector

ได้มีการคำนวณโดยใช้สมการจากหัวข้อ 3.4 ผ่านโปรแกรม Microsoft Excel โดยมีค่าเริ่มต้น หรือตัวแปรที่กำหนดดังนี้

- ให้อุณหภูมิของไหลหลักที่ Boiler มีสถานะไอน้ำอิ่มตัวที่ 120 องศาเซลเซียส
- ให้อุณหภูมิของไหลรองที่ Evaporator มีสถานะไอน้ำอิ่มตัวที่ 10 องศาเซลเซียส
- กำหนดให้ของไหลหลักและของไหลรองมีความเร็วที่ไหลออกจาก Boiler, Evaporator คือ 0 เมตรต่อวินาที
- ให้ความเร็วออกจาก Nozzle ที่ 3.5 Mach เพราะหากความเร็วสูงกว่า 3.5 Mach ขนาดของ Ejector ที่ออกแบบจะมีขนาดใหญ่เกินไปทำให้ต้องใช้งบประมาณที่มากเกินไปจนเกินไป และเป็น หากความเร็วต่ำกว่า 3.5 Mach ความดันที่ Mixing Chamber จะมีค่าไม่ต่ำพอที่จะสามารถทำให้ของไหลรองที่ Evaporator ระเหยได้ที่อุณหภูมิ 10 องศาเซลเซียส
- ให้ความเร็วของไหลผสมที่ไหลออกจาก Diffuser มีความเร็ว 50 เมตรต่อวินาที เพราะถ้ามีเร็วกว่านี้จะมี Pressure Back ที่สูงเกินกว่าค่า Critical Back Pressure ทำให้เกิดการกลับตัวเป็นของเหลวได้ยาก แต่หากมีความเร็วต่ำกว่านี้จะทำให้ประสิทธิภาพการดูดลดลงเนื่องจากแรงเสียดทานและมีขนาดใหญ่เกินไป
- กำหนดให้มีค่า $Rm = 0.405$ [15]
- กำหนดให้มีค่าประสิทธิภาพของ Nozzle , Mixing Chamber , Diffuser อยู่ที่ 90% [7], [8]
- ให้ค่า $R = 461.5 \text{ J/kg.K}$, $C_p = 1872 \text{ J/kg.K}$, $K = 1.327$

จะได้ค่าข้อมูลตามตารางดังนี้

ตารางที่ 4.1 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด

	T (K)	P (kPa)	V (m/s)	Mach	A (mm ²)	D (mm)
Primary fluid	393	198.67	0	0		
Secondary fluid	283	1.23	0	0		
Throat Actual	336.59	98.16	454.02	1	2.01	1.60
1P Isentropic	101.71	0.82	1044.32	4.18		
1P Actually	130.84	0.82	990.73	3.5	42.65	7.37
1S					149.17	13.78
2	224.23	0.82	716.35	1.93	142.05	13.45
3	342.42	3.40	265.42	0.58	142.05	13.45
4 Actual	360.62	4.10	50	0.11	657.43	28.93

ตารางที่ 4.2 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด (2)

Mass flow rate P	2.076	Kg/h	0.03	Kg/min	0.000577	Kg/s
Mass flow rate S	0.84	Kg/h				
Rm	0.405					
Nozzle	0.9					
Mixing	0.9					

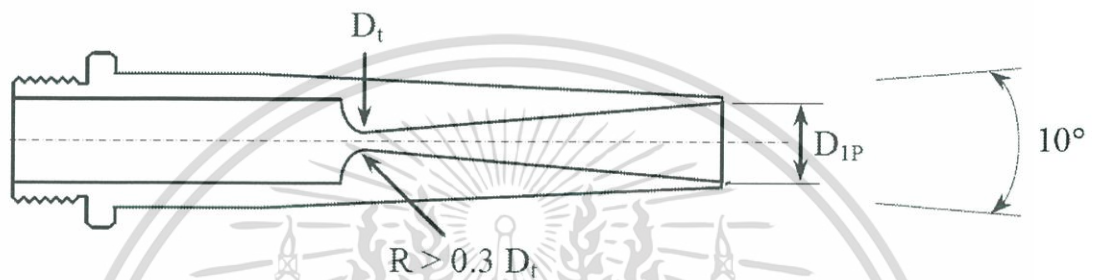
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การคำนวณทางเรขาคณิตของชิ้นส่วนใน Ejector

4.2.1 การคำนวณของชิ้นส่วน Nozzle

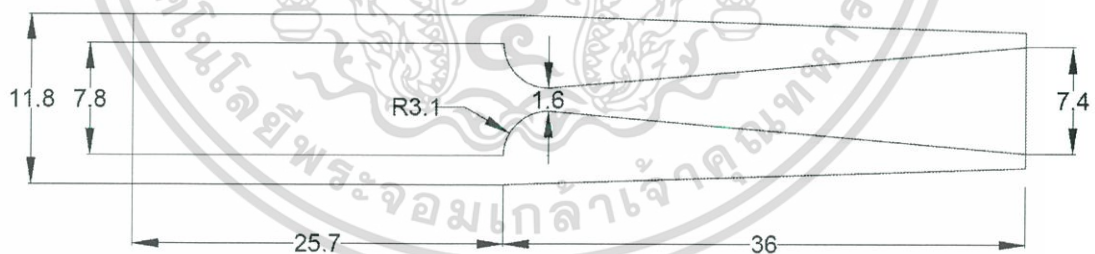
จากค่าพื้นที่ในตารางที่ 4.1 เราพบว่า Nozzle มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางในแต่ละส่วนดังนี้

- D_t มีค่า 1.6 มิลลิเมตร
- D_{IP} มีค่า 7.37 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.1 แสดงส่วนสำคัญในการออกแบบ Nozzle [9],[10]

ในการออกแบบความยาวใช้เงื่อนไขตามรูปที่ 4.1 ดังนั้น Nozzle ที่ได้ จึงมีภาพฉาย 2 มิติตามรูป 4.4

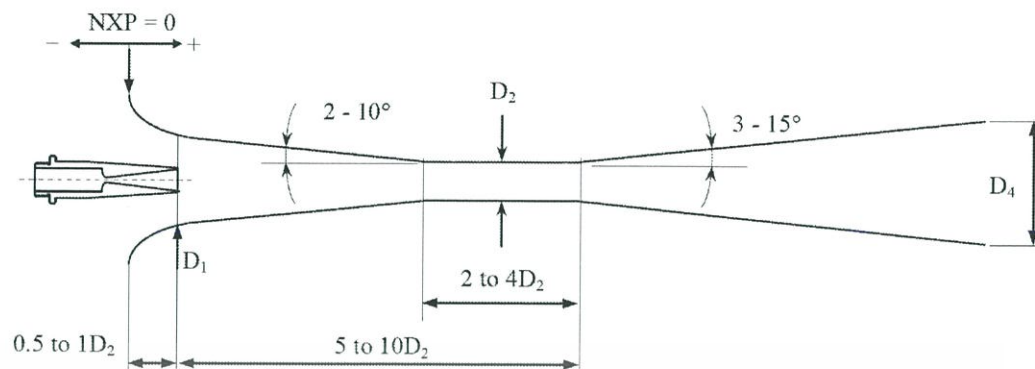


รูปที่ 4.2 แสดงขนาดของ Nozzle ที่ออกแบบ (หน่วย : มิลลิเมตร)

4.2.2 การคำนวณของชิ้นส่วน Mixing Chamber, Throat, Diffuser

เราเลือกแบ่งเป็นสองส่วนได้แก่ เส้นผ่านศูนย์กลาง และความยาวโดยเส้นผ่านศูนย์กลาง สามารถคำนวณได้จากค่าพื้นที่ในตารางที่ 4.1 และค่าความยาวใช้ข้อมูลอ้างอิงจากรูปที่ 4.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

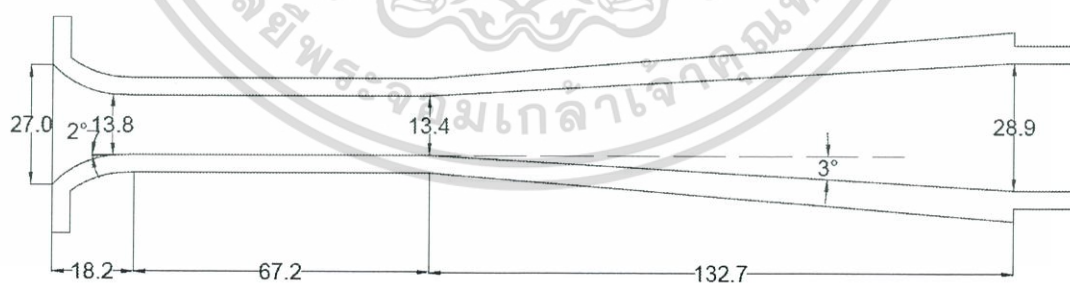


รูปที่ 4.3 แสดงถึงเงื่อนไขในการออกแบบของ Ejector [9]

โดยเลือกขนาดตามนี้ [8]

- NXP มีขนาดบวก 5 มิลลิเมตร เพราะถ้ามีตำแหน่งที่น้อยกว่าจะทำให้ pressure back สดลง แต่ถ้ามีตำแหน่งมากนั้นจะทำให้อัตราการดูดลดลงแทน [13]
- Mixing Chamber กำหนดให้มีมุมลู่เข้า 2 องศา
- Throat มีขนาดความยาวเป็น 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลาง Throat
- Diffuser มีมุมลู่ออก 3 องศา

ดังนั้นจึงได้ค่าและรูปทรงตามรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 แสดงถึงขนาดของ Ejector (หน่วย : มิลลิเมตร)

4.3 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Boiler

4.3.1 การคำนวณด้านความแข็งแรงของ Boiler

เราจะใช้เงื่อนไขต่อไปนี้ในการเลือกใช้

- สามารถใช้สร้างไอน้ำอิ่มตัวที่ 125 องศาเซลเซียส หรือที่ความดัน 232.224 kPa โดยเดิมที่มีการใช้การทดลองที่ 120 องศาเซลเซียส จึงมีการเผื่อค่าไว้ 5 องศาเซลเซียส
- กำหนดให้มี Safety Factor = 3.5 [14] เนื่องจาก Boiler เป็นอุปกรณ์ที่มีความดันสูง ดังนั้นการออกแบบเพื่อความปลอดภัยควรมีค่า Safety Factor ที่สูง
- คำนวณจากท่อ 6 นิ้ว ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางด้านใน 84.14 มิลลิเมตร และความหนา 7.11 มิลลิเมตร [11]

ดังนั้นเมื่อนำค่าที่กำหนดและสูตรจากหัวข้อที่ 3.5 มาคำนวณผ่าน Microsoft Excel จะได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 4.3 : ตารางแสดงค่าความเค้นของถัง Boiler

Pressure	232.22	kPa
Safety factor	3.5	
Inner diameter	84.14	mm
Thick	7.11	mm
Stress	9618.52	kPa

ดังนั้นท่อ 6 นิ้วที่สามารถรองรับ Stress ได้สูงกว่า 9.84 MPa คือท่อสแตนเลส ชนิด 304 schedule 40 โดยสามารถรับแรง Stress ที่ 10.6 MPa ที่อุณหภูมิ 125 องศา [11] ดังนั้นจึงเลือกใช้ท่อชนิดนี้ในการนำมาผลิตเป็น Boiler

4.3.2 การคำนวณขนาด และ กำลังทำความร้อน ใน Boiler

ในการคำนวณขนาดอ้างอิงจากตารางที่ 4.1 จะพบว่าเมื่ออัตราการไหล 2.076 kg/h ดังนั้น สำหรับการทดลองเราจึงเพื่อขนาดไว้สำหรับการทดลองสูงสุด 2 ซม. ในขณะเดียวกันก็มีการเพื่อ ปริมาณของไหลสำหรับแช่คอยร้อนไว้ เพื่อป้องกันคอยร้อนขาดในการกรณีที่ขาดของไหล ดังนั้นเราจึง เพื่อขนาดไว้ที่ 9 Liters

สำหรับกำลังทำความร้อนเรากำหนดโดยอ้างอิงจากค่าตามนี้

- สามารถผลิตไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิ 120 องศา
- อัตราการไหล 2.076 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

ดังนั้นเมื่อนำค่าที่กำหนดและสูตรจากหัวข้อ 3.5 มาคำนวณผ่าน Microsoft Excel จะได้ค่า ดังนี้

ตารางที่ 4.4 : ตารางแสดงกำลังทำความร้อนใน Boiler

Mass flow rate	2.076	kg/m		
			$T_{Cond,out}$	
h in	123.23	kJ/kg	29.4 C	Sat water
			T_P	
h out	2705.93	kJ/kg	120 C	Sat Vapor
Q	1.49	kW		

ดังนั้น Boiler จะต้องติดตั้ง Electric Heater ขนาดไม่น้อยกว่า 1.489 kW เราจึงเลือกใช้ ขนาด 1.5 kW โดยในชุดทดลองเราจะติดตั้ง Amp meter และ Volt meter เพื่อใช้ในการวัดกำลัง ไฟฟ้าที่ใช้ในการให้ความร้อน ในขณะเดียวกันใช้วิธีการวัดอัตราการไหลด้วยการติดตั้งแถบวัดระดับน้ำ และใช้วิธีดูปริมาณที่หายไปนำมาหารด้วยเวลาที่จับไว้ก็จะได้อัตราการไหลเชิงปริมาณ

4.4 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Evaporator

4.4.1 การคำนวณขนาด และ กำลังทำความเย็นใน Evaporator

ในการคำนวณเราจะอ้างอิงอัตราการไหลจากตารางที่ 4.1 จะพบว่ามีอัตราการไหลเป็น 0.405 เท่าของอัตราการไหลใน Boiler ดังนั้นเราจึงเทียบขนาดโดยใช้อัตราส่วนเดียวกันจะได้ขนาด 3.6 Liters

สำหรับกำลังทำความเย็นเรากำหนดโดยอ้างอิงจากค่าตามนี้

- ให้อุณหภูมิใน Evaporator มีอุณหภูมิ 10 องศาเซลเซียส และมีทางออกไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิ 10 องศาเซลเซียส
- อัตราการไหลจากตาราง 4.1 เท่ากับ 0.841 กิโลกรัมต่อชั่วโมง
- ให้อุณหภูมิน้ำเข้า Evaporator เท่ากับ อุณหภูมิน้ำขาออกจาก Condenser

ดังนั้นเมื่อนำค่าที่กำหนดและสูตรจากหัวข้อ 3.6 มาคำนวณผ่าน Microsoft Excel จะได้ค่า

ดังนี้

ตารางที่ 4.5 : ตารางแสดงกำลังทำความเย็นของระบบ

Mass flow rate	0.841	kg/m		
			$T_{Cond, out}$	
h in	123.23	kJ/kg	29.4	Sat water
			T_S	
h out	2519.23	kJ/kg	10	Sat Vapor
Q	0.56	kW		

ดังนั้นคาดการณ์ว่าระบบจะสามารถทำความเย็นได้ประมาณ 0.56 kW และวิธีการวัดกำลังทำความเย็นจะทำด้วยวิธีการใช้ Electric Heater ให้ความร้อนแล้ววัดความร้อนที่ให้แก่ Evaporator ด้วยการติดตั้ง Amp meter และ Volt meter เพื่อหาลำดับไฟฟ้าที่ใช้ในการให้ความร้อนและใช้วิธีหาอัตราการไหลแบบเดียวกับ Boiler

ระบบทำความเย็นโดย Ejector นี้จะมีค่า C.O.P อยู่ที่ 0.376

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆ ใน Condenser

4.5.1 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Heat Exchanger

เราสามารถคำนวณหาพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนโดยเรากำหนดให้

เราสามารถคำนวณหาพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนโดยเรากำหนดให้

- สมมติค่า $U = 2,500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

- อัตราการถ่ายเทความร้อน 3.5 kW เกิดจากระบบต้องระบายพลังงานความร้อนที่ได้รับทั้งหมดก็คือ 1.5 kW จาก Boiler และ 0.5 kw จาก Evaporator ดังนั้นต้องระบายความร้อนขั้นต่ำ 2 kW แต่เนื่องจากการแบบเผื่อกรณีที่สามารถทำความเย็นได้มากกว่าที่ออกแบบไว้เบื้องต้นจึงเผื่อไว้ที่ 3.5 kW

- กำหนดให้ใช้แบบ Shell and tube Heat Exchanger ดังนั้นค่า ΔT_{LM} จึงต้องคิดแบบ Counter - Flow

- กำหนดให้อุณหภูมิของไหลร้อนที่ไหลเข้ามีค่าเท่ากับตอนออกจาก Diffuser (84.97 องศาเซลเซียส) และให้อุณหภูมิตอนออกมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัวที่ความดันตอนออกจาก Diffuser (29.4 องศาเซลเซียส)

- กำหนดให้น้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิไหลเข้า 20 องศาเซลเซียส และไหลออกที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส

ดังนั้นเมื่อนำค่าที่กำหนดและสูตรจากหัวข้อ 3.7 มาคำนวณผ่าน Microsoft Excel จะได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 4.6 : ตารางแสดงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนใน Condenser

T Hot in	84.97	C	U	2500	W/m ² .C
T Hot out	29.4	C	Q	3500	W
T Cool in	20	C			
T Cool out	25	C			
LMTD	27.29	C	A	0.0513	m ²

ดังนั้นต้องพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 0.0513 ตารางเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.2 การคำนวณค่าตัวแปรต่างๆใน Water Cooled System

ในการคำนวณหัวข้อนี้จะแบ่งได้เป็นสองส่วนคือระบบปั๊ม และระบบทำความเย็นโดยระบบปั๊มจะไว้หาอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น โดยเรากำหนดได้ตามนี้

- ให้น้ำหล่อเย็นไหลเข้าระบบที่ อุณหภูมิ 20 องศาเซลเซียส และไหลออกที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส
- อัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ Heat Exchanger ทำได้ คือ 3.5 kW

ดังนั้นเมื่อนำค่าที่กำหนดและสูตรจากหัวข้อ 3.7 มาคำนวณผ่าน Microsoft Excel จะได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 4.7 : ตารางแสดงปริมาณการไหลของน้ำหล่อเย็นใน Condenser

Q	3500	W			
Cp	4183	J/(kg.K)	Mass flow rate	0.1673	Kg/s
Tin	293	K	Density	997.65	Kg/m ³
Tout	298	K	Flow rate	10.06	L/min
Delta T	5	K			

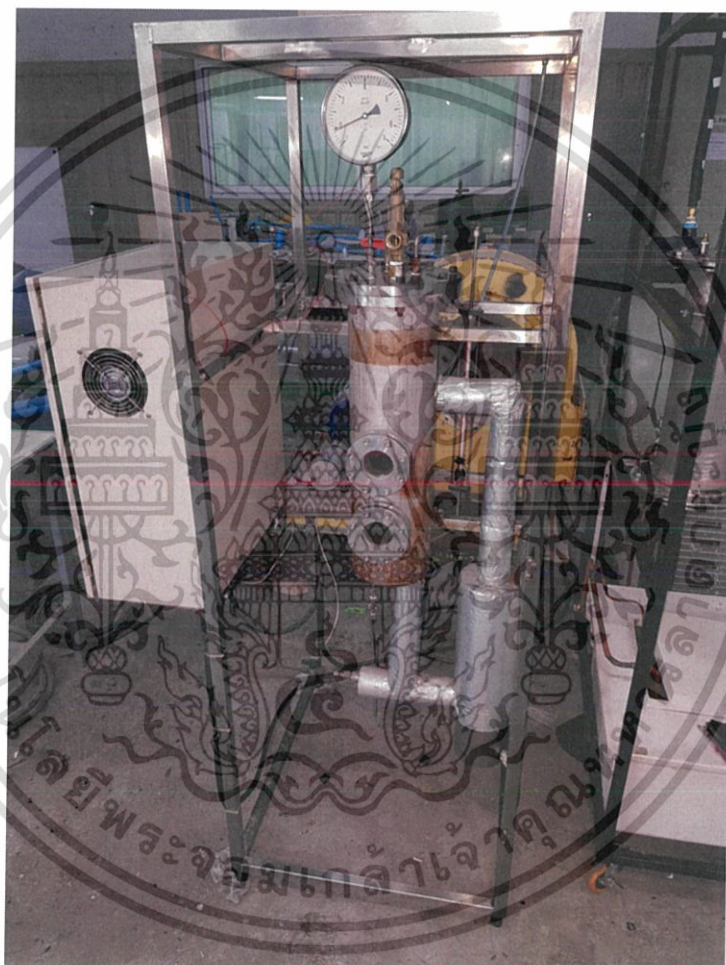
ดังนั้นจากการคำนวณต้องใช้น้ำหล่อเย็นไหลผ่าน 10.06 ลิตรต่อนาที และระบบทำความเย็นเลือกใช้ระบบทำความเย็นที่สามารถความเย็นได้เท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อน นั่นก็คือเท่ากับ 3.5 kW หรือ ระบบแอร์ 12000 BTU

บทที่ 5

อุปกรณ์และวิธีการดำเนินการทดลอง

5.1 อุปกรณ์การทดลอง

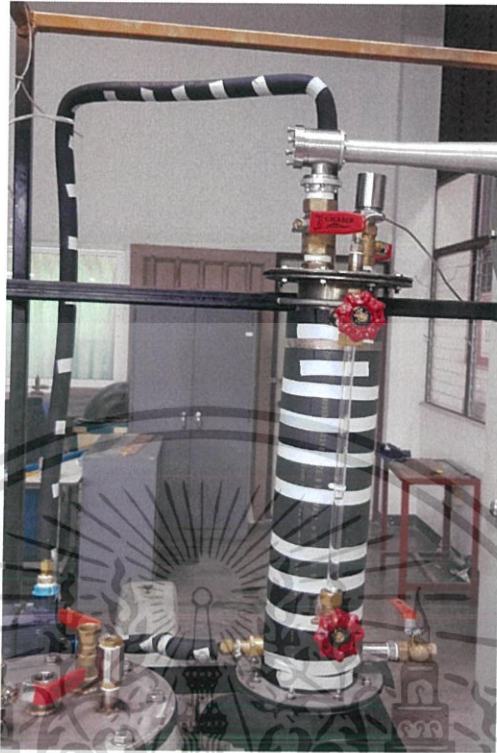
5.1.1 อุปกรณ์ Boiler



รูปที่ 5.1 รูป Boiler ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2 อุปกรณ์ Evaporator



รูปที่ 5.2 รูป Evaporator ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

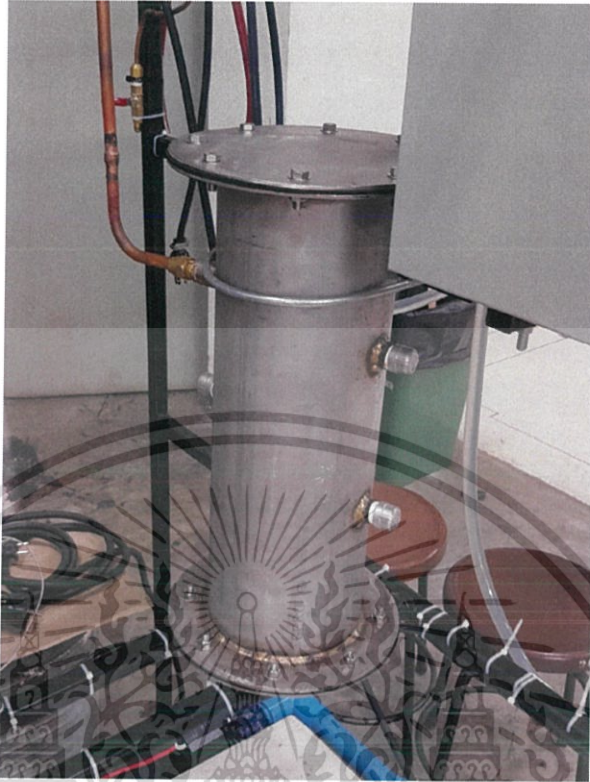
5.1.3 อุปกรณ์ Condensor



รูปที่ 5.3 รูป Condenser ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

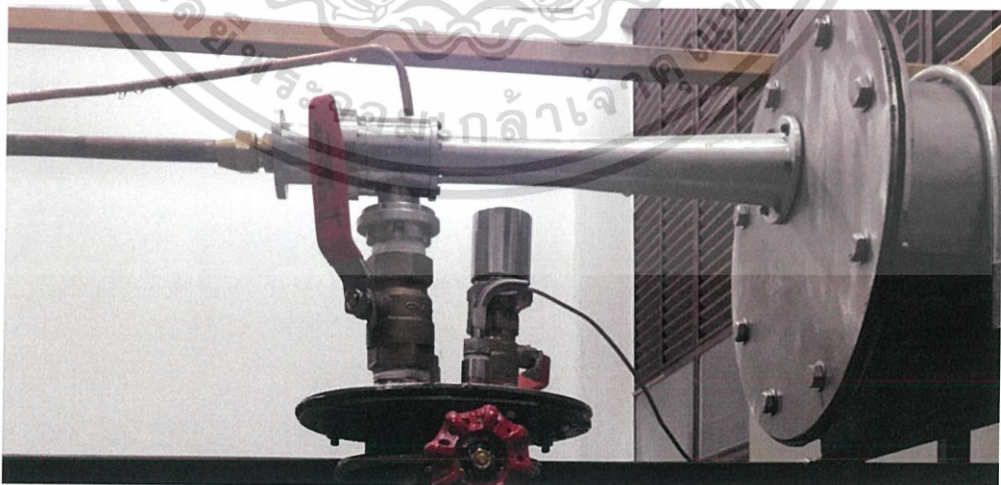
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.4 อุปกรณ์ ถังเก็บน้ำ



รูปที่ 5.4 รูปถังเก็บน้ำที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

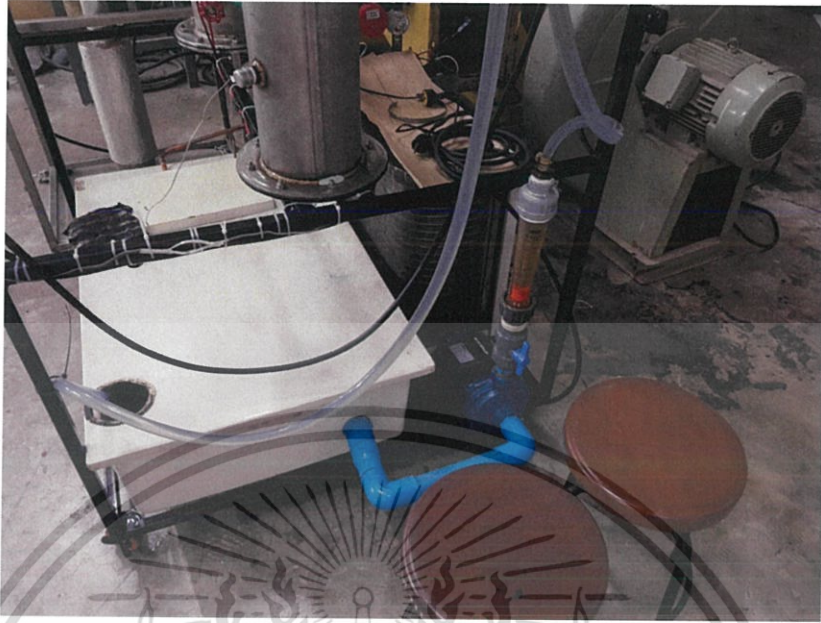
5.1.5 อุปกรณ์ Ejector



รูปที่ 5.5 รูป Ejector ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

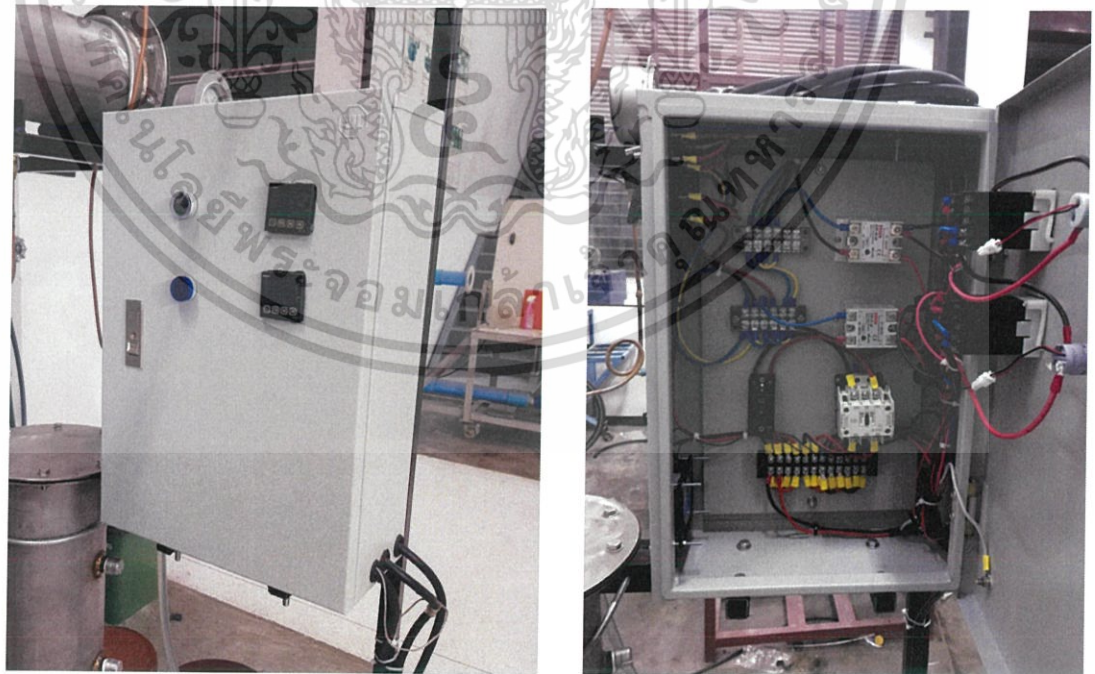
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.6 อุปกรณ์ ระบบน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 5.6 รูประบบน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

5.1.7 อุปกรณ์ ชุด Control



รูปที่ 5.7 รูปชุด Control ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector Refrigeration System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 วิธีการทดลอง

ในการทดลองนี้จะเริ่มจากการสร้างและประกอบ Ejector Refrigeration System โดยใช้ชิ้นส่วนต่างๆ ที่ได้จากการออกแบบทางทฤษฎีในบทที่ 4 และอุปกรณ์ในบทที่ 5 จากนั้นเปิดการใช้งานเพื่อทดสอบกำลังทำความเย็น โดยเราต้องการกำลังทำความเย็นเท่ากับทฤษฎีที่เราออกแบบโดยให้มีการคาดเคลื่อนได้ไม่เกิน 10% (ได้กำลังทำความเย็นอยู่ในช่วง 550 - 450 watt) ของตัวเลขทางทฤษฎี

หลังจากเครื่องที่เราได้ทดสอบสามารถทำกำลังทำความเย็นได้ตามที่ออกแบบ เราจะทำการทดลองโดยปรับอุณหภูมิที่ Boiler ในขณะที่เราจะกำหนดค่าอุณหภูมิที่ Evaporator ไว้คงที่ (ที่ 15 C) แล้วทดลองที่ อุณหภูมิ Boiler 120 C , 125 C , 130 C , 135 C , 140 C เพื่อหา performance value และนำมาเปรียบเทียบ

5.3 วิธีการรวบรวมและวิเคราะห์ข้อมูล

5.3.1 วิธีการรวบรวมข้อมูล

ข้อมูลต่างๆที่รวบรวม

- ความดันในทุกช่วงของกระบวนการรวบรวมโดยใช้ Pressure gauge
- อุณหภูมิในทุกช่วงของกระบวนการรวบรวมโดยใช้ Thermocouple
- กำลังทำความร้อนใน Electric Heater รวบรวมโดยใช้ Volt meter และ Amp meter
- ปริมาณการไหลของ Boiler และ Evaporator รวบรวมโดยวัดปริมาตรที่ลดลงหารกับเวลา
- กำลังการทำความเย็น รวบรวมจากการใช้ Electric Heater ทำความร้อน แล้วใช้ Volt meter และ Amp meter

5.3.2 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล

หลักๆมี 4 ส่วนได้แก่

- Back Pressure เราจะนำค่า Pressure ที่วัดใน Condenser โดยค่ายิ่งสูง ยิ่งดี
- Entrainment Ratio เราจะนำค่าปริมาณการไหลของ Boiler และ Evaporator มาแปลงลงเป็นการไหลเชิงมวลแล้วนำมาทำเป็นอัตราส่วนกัน โดยที่ค่ายิ่งสูงประสิทธิภาพยิ่งดีกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Cooling capacity สามารถหาได้จากข้อมูล กำลังทำความเย็นใน Evaporator โดยค่าที่ได้ ยิ่งสูงจะยิ่งดี
- C.O.P หาได้จากอัตราส่วนของ กำลังทำความเย็นใน Evaporator กับกำลังทำความร้อน ใน Boiler โดยค่ายิ่งสูงจะยิ่งดี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ผลการทดลอง

6.1 ผลการทดลองจาก Condition ที่กำหนด

ตารางที่ 6.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองพร้อมเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎี ใน Condition ที่กำหนด (อุณหภูมิ boiler = 120 C, อุณหภูมิ Evaporator = 15 C)

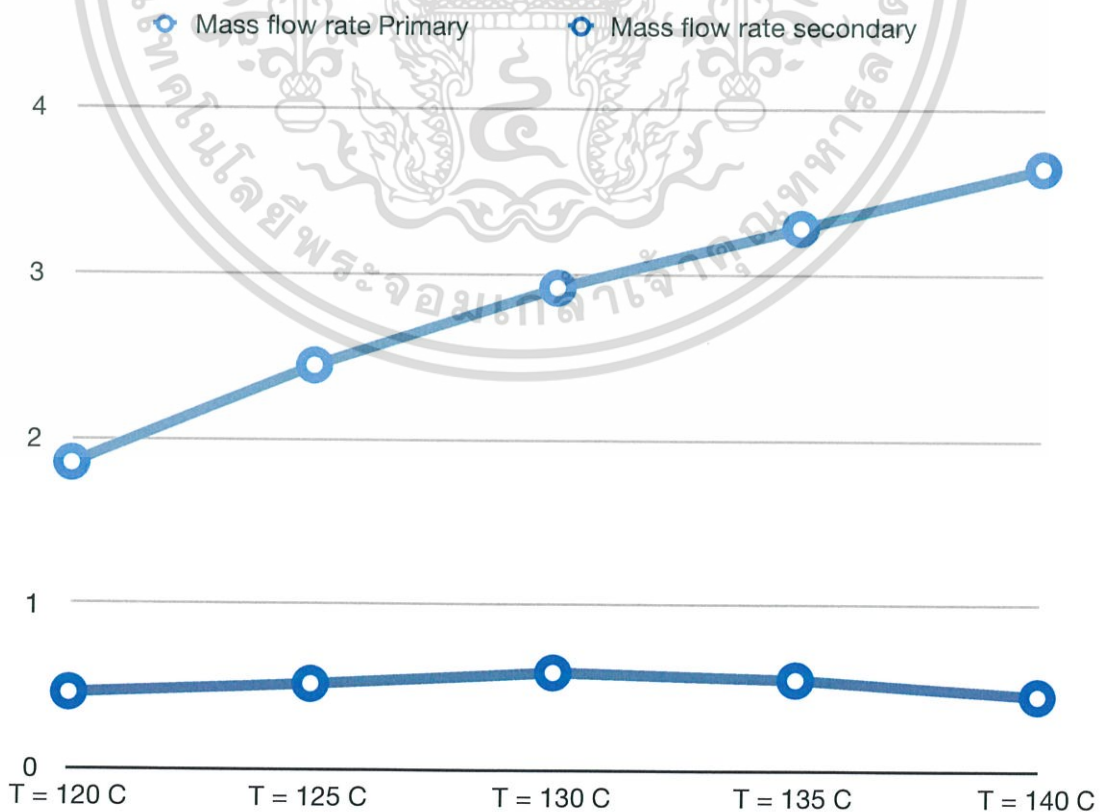
	Experimental data	Theory data	Percent Change	Unit
Mass flow rate Primary	1.8496	2.076	-10.9	Kg/h
Mass flow rate secondary	0.4621	0.7412	-37.6	Kg/h
Rm	0.2498	0.357	-30	
C.O.P	0.2328	0.3326	-30	
Cooling capacity	311.7	500	-37.66	W

จากตารางพบว่าค่าที่ได้ มีความใกล้เคียงกับค่าทางทฤษฎีได้ออกแบบไว้โดยที่ค่าคลาดเคลื่อนมากที่สุด คือค่า Cooling capacity โดยมีความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 9.94% และคลาดเคลื่อนน้อยที่สุดคือค่า Pressure back โดยมีความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 1.461% และในขณะเดียวกันค่าประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นจากการทดลองนั้น มีค่าน้อยกว่าค่าทางทฤษฎีทั้งหมด

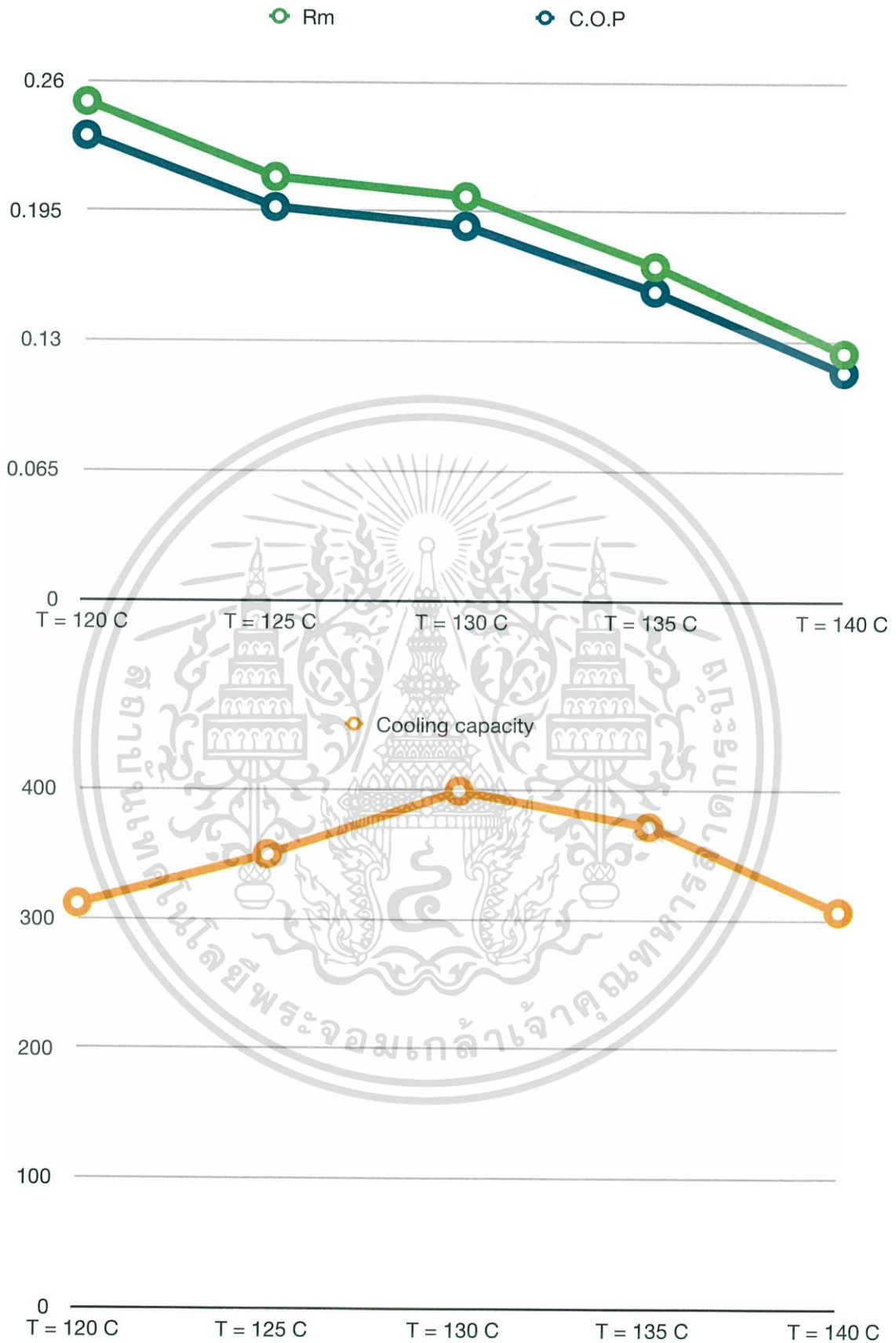
6.2 ผลการทดลองจากการปรับค่าอุณหภูมิใน Boiler

ตารางที่ 6.2 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองโดยเปลี่ยนค่า อุณหภูมิใน Boiler (กำหนดอุณหภูมิใน Evaporator = 15 C)

	T = 120 C	T = 125 C	T = 130 C	T = 135 C	T = 140 C	Unit
Mass flow rate Primary	1.8496	2.4443	2.9186	3.2835	3.6483	Kg/h
Mass flow rate secondary	0.4621	0.5189	0.5918	0.5513	0.4540	Kg/h
Rm	0.2498	0.2123	0.2028	0.1679	0.1244	
C.O.P	0.2328	0.1972	0.1879	0.1552	0.1147	
Cooling capacity	311.7	350	399.19	371.87	306.2	W



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.1 , 6.2 และ 6.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับอุณหภูมิใน Boiler

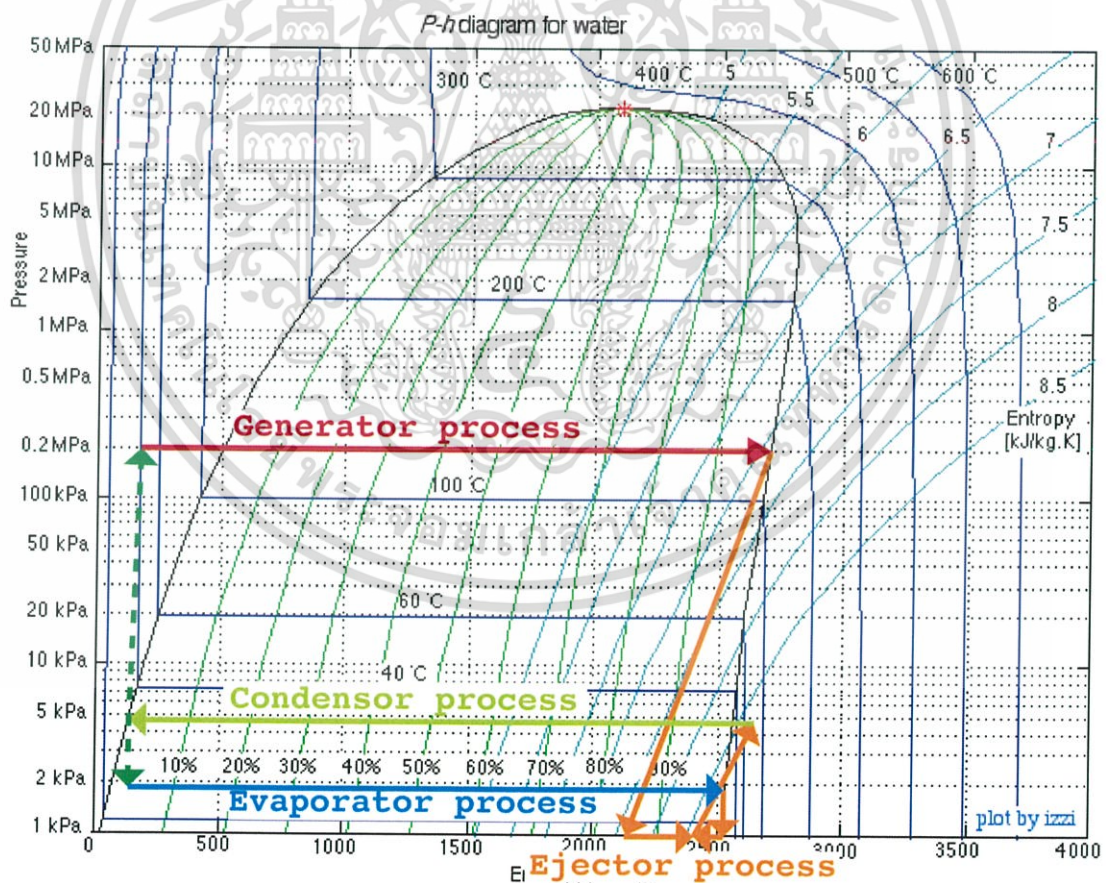
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

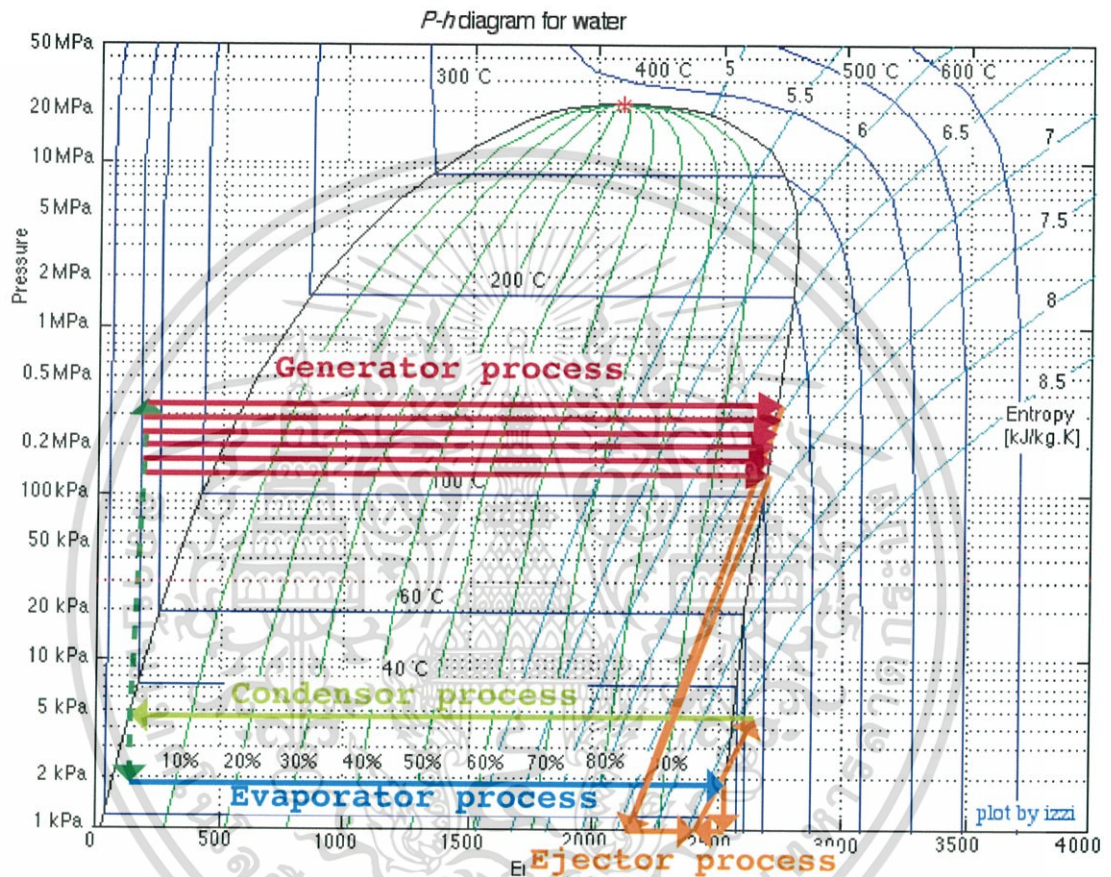
7.1.1 จากการทดลองใน Condition ที่กำหนดให้ (อุณหภูมิ boiler = 120 C, อุณหภูมิ Evaporator = 15 C) พบว่าเครื่องมีกำลังทำความเย็น 311.7 วัตต์ มีความคลาดเคลื่อนจากทฤษฎี -37.66 % และค่านัยยะสำคัญอื่นมีความคลาดเคลื่อนในระดับใกล้เคียงกัน แสดงให้เห็นว่าการศึกษาคำนวณ ออกแบบ ระบบ Ejector Refrigeration System ในโครงการนี้มีความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากปัญหาต่างๆ โดยสามารถสรุปปัญหาที่เกิดขึ้นได้ในหัวข้อ 7.2 และสามารถสรุปมาเป็น P-h diagram ดังนี้



รูปที่ 7.1 P-h diagram ของ Ejector Refrigeration System ที่ได้ออกแบบและจัดสร้างตาม Condition ที่กำหนด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.2 จากการทดลองการปรับค่าอุณหภูมิใน Boiler พบว่า อุณหภูมิใน Boiler ที่ลดลงส่งผลให้ ค่า Primary mass flow rate ลดลง แต่ค่า R_m เพิ่มสูงขึ้น ทำให้ค่า C.O.P เพิ่มสูงขึ้นด้วย แต่ Critical pressure back กลับลดลงตาม ในขณะที่ Cooling capacity อยู่ในระดับ 300 - 400 W ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการศึกษา ออกแบบ จัดสร้างนี้มีความคลาดเคลื่อนอยู่บ้าง โดยสามารถสรุปได้เป็น P-h diagram ดังนี้



รูปที่ 7.2 P-h diagram ของ Ejector Refrigeration System จากการปรับค่าอุณหภูมิใน Boiler

7.2 ปัญหาที่พบและวิธีแก้ไข

7.2.1 การออกแบบในการจัดสร้างนั้น เริ่มต้นพบปัญหาเกี่ยวกับค่าใช้จ่ายจำนวนมากในการสร้างแบบเต็มระบบ จึงออกแบบให้เป็นแบบ Batch เพื่อลดชิ้นส่วนและลดงบประมาณในการจัดสร้างลงไป

7.2.2 หลังจากออกแบบพบปัญหาว่าการสร้าง Nozzle และ Ejector ที่มีความละเอียดสูง และมีชิ้นงานขนาดเล็ก จึงยากต่อการสร้างชิ้นด้วยโลหะ มีใช้ต้นทุนสูง ดังนั้นจึงแก้ปัญหาดังกล่าวด้วยการทำเป็น 3D-Cad และนำไปขึ้นรูปแบบ Resin คุณภาพสูงด้วย เครื่องพิมพ์สามมิติ

7.2.3 สำหรับ Nozzle เริ่มต้นจัดสร้างเป็นรูปแบบเกลียว แต่ในการประกอบพบว่าง่ายต่อการรั่วซึมจึงต้องมีการออกแบบใหม่โดยใช้รูปแบบหน้าแปลนและมีการป้องกันรั่วซึมด้วย O-ring

7.2.4 สำหรับ Ejector ในทางช่วงขาออกหรือ Diffuser นั้นมีเส้นผ่าศูนย์กลางกว้างถึง 28.93 มิลลิเมตร โดยในขั้นแรกได้ออกแบบให้ใช้ท่อน้ำรัด แต่เนื่องจากง่ายต่อการรั่วซึมจึงออกแบบให้ใช้เป็น หน้าแปลนแทนและมีการป้องกันรั่วซึมด้วย O-ring

7.2.5 สำหรับ Condensor เดิมที่มีการออกแบบและใช้แบบ Plate heat exchanger แต่เนื่องจากมีต้นทุนสูง เพราะมีการจัดซื้อเพียง 1 ชิ้น เราจึงเปลี่ยนมาใช้แบบ Shell and tube โดยออกแบบให้ใช้ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่าเดิม และจัดสร้างโดยการขุดท่อและเชื่อมถึงโดยแบบทั่วไป แต่แล้วก็เกิดปัญหาอีกเนื่องจาก Condensor เป็นจุดที่มีการเชื่อมต่อหลายจุด ทำให้เกิดรอยรั่วตามจุดเชื่อมต่างๆ โดยได้แก้ปัญหาดังกล่าวโดยนำเอาชุดรอยเชื่อมใหม่ทั้งหมด

7.2.6 สำหรับ Boiler หลังการประกอบและนำมาทดลอง พบว่า Boiler ที่จัดสร้างมีการผลิตโอเปียมมากเกินไปทำให้เครื่องไม่สามารถทำงานได้ดีเท่าที่ควร จึงมีการนำมาติดตั้ง Buffer เพื่อลดโอเปียม แต่ก็ยังไม่สามารถลดได้มากพอที่จะทำให้เครื่องทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ จึงมีการยืม Boiler จาก สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ หลังจากนั้นได้ทดลองแล้วพบว่าจำนวนโอเปียมลดลงจนแทบไม่เกิดขึ้นแล้ว

7.2.7 สำหรับรั่วซึมนั้น พบว่าเป็นปัญหาหลายจุด โดยมีการเกิดทั้งใน หน้าแปลน รอยเชื่อม และข้อต่อต่างๆ โดยการแก้ปัญหานี้ มีการเปลี่ยนขนาด O-ring , ตัดปะเก็นใหม่ , การพันเทปพันเกลียวใหม่ , การขันอัดอย่างถูกวิธี และ การนำรอยเชื่อมไปเชื่อมจุดใหม่

7.2.8 สำหรับ Control box นั้นมีปัญหาขั้นแรกในการออกแบบคือ การตัดต่อวงจร Heater ที่ใช้ใน Boiler พบว่ามีการใช้กำลังไฟสูง Relay ทั่วไปไม่สามารถทำงานได้ จึงได้มีการเปลี่ยนมาใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Solid state relay และถัดจากนั้นมีปัญหาเรื่องความไม่ชำนาญในการออกแบบและจัดสร้างจึงมีการใช้ตู้เล็กจนเกินไปและเสี่ยงต่อการลัดวงจรได้ จึงออกแบบใหม่หมด และใช้ตู้ใหญ่ขึ้น เพื่อแก้ปัญหาที่เกิดขึ้น

7.2.9 เมื่อทดลองได้พบเจอปัญหาในการใช้ Vacuum pump โดย Vacuum pump นั้นมีขนาดเล็กเกินไปโดยสามารถดูดอากาศในระบบออกจนเหลือ 30 kPa แล้วต้องใช้เวลาานมาก โดยเงื่อนไขการใช้งานระบบ ต้องมีการดูดอากาศออกให้เหลือราวๆ 3 - 4 kPa ดังนั้น Vacuum pump ที่ใช้อยู่ไม่มีกำลังมากพอ จึงมีการเปลี่ยน Vacuum pump ใหม่ที่มีขนาดใหญ่ขึ้น 3.5 เท่า พบว่าสามารถ ดูดอากาศในระบบจนเหลือ 3 - 4 kPa ได้

7.2.10 เมื่อทดลองจริงแล้วพบว่าปัจจัยที่ทำให้ค่าผิดพลาด คือ อุณหภูมิ และ ความชื้นของอากาศภายนอก โดยขั้นตอนนี้ได้แก้ปัญหาด้วยการหุ้มฉนวนทั้งหมด

7.3 ข้อเสนอแนะ

7.3.1 โครงการนี้ออกแบบโดยใช้ Working fluid คือ น้ำ เนื่องจากปลอดภัย เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม และง่ายต่อการทำซ้ำแบบ Batch แต่อาจจะทำให้ประสิทธิภาพไม่ดีเท่ากับการใช้ Refrigerant โดยทั่วไป ดังนั้นจึงอาจจะสามารถออกแบบให้เครื่องมีประสิทธิภาพมากกว่านี้โดยการใช้ Refrigerant ทั่วไปได้

7.3.2 ควรจะมีการทำสเกลการวัดปริมาตรให้ได้ดีกว่านี้ เพราะสเกลการวัดปริมาตรเดิมคือ การหาความสูง เพื่อไปคูณกับพื้นที่ถัง ซึ่งสเกลในการวัดความสูงนั้น มีหน่วยเล็กที่สุดในสเกล 0.5 มิลลิเมตรเท่านั้น



ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางค่า U สำหรับออกแบบ Heat exchanger

Types	Application	Overall Heat Transfer Coefficient - U -	
		$W/(m^2 K)$	$Btu/(ft^2 {}^\circ F h)$
Tubular, heating or cooling	Gas at atmospheric pressure inside and outside tubes	5 - 35	1 - 6
	Gas at high pressure inside and outside tubes	150 - 500	25 - 90
	Liquid outside (inside) and gas at atmospheric pressure inside (outside) tubes	15 - 70	3 - 15
	Gas at high pressure inside and liquid outside tubes	200 - 400	35 - 70
	Liquids inside and outside tubes	150 - 1200	25 - 200
	Steam outside and liquid inside tubes	300 - 1200	50 - 200
Tubular, condensation	Steam outside and cooling water inside tubes	1500 - 4000	250 - 700
	Organic vapors or ammonia outside and cooling water inside tubes	300 - 1200	50 - 200
Tubular, evaporation	steam outside and high-viscous liquid inside tubes, natural circulation	300 - 900	50 - 150
	steam outside and low-viscous liquid inside tubes, natural circulation	600 - 1700	100 - 300
	steam outside and liquid inside tubes, forced circulation	900 - 3000	150 - 500
Air-cooled heat exchangers	Cooling of water	600 - 750	100 - 130
	Cooling of liquid light hydrocarbons	400 - 550	70 - 95
	Cooling of tar	30 - 60	5 - 10
	Cooling of air or flue gas	60 - 180	10 - 30
	Cooling of hydrocarbon gas	200 - 450	35 - 80
	Condensation of low pressure steam	700 - 850	125 - 150
	Condensation of organic vapors	350 - 500	65 - 90
Plate heat exchanger	liquid to liquid	1000 - 4000	150 - 700
Spiral heat exchanger	liquid to liquid	700 - 2500	125 - 500
	condensing vapor to liquid	900 - 3500	150 - 700

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 01 แสดงค่าความเค้นอนุญาตที่อุณหภูมิจุดต่างๆ

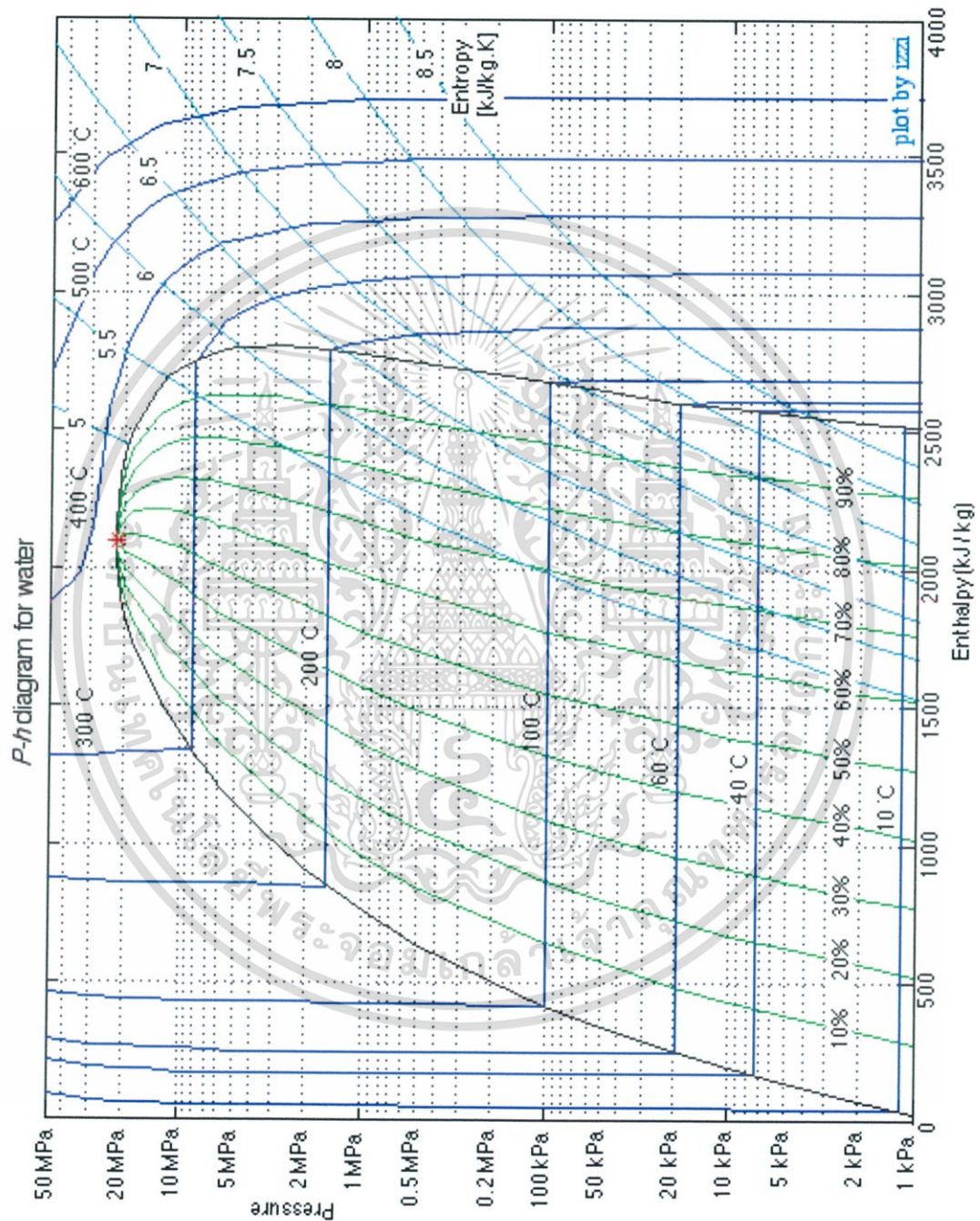
STAINLESS STEEL GRADE TP304 PIPES - ASTM A 312, Seamless

Temperature (°C):		ALLOWABLE WORKING PRESSURE AT TEMPERATURE																									
Design Strength (MPa):		50	100	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725			
DN	NPS	Sch	mm	No	WT (mm)	Allowable Working Pressure (MPa)																					
						138	138	138	130	130	122	115	111	110	107	105	103	101	100	97	90	78	64	51	41	33	27
10	1/8	10S	17.15	1.65	25.4	25.4	23.9	22.4	21.1	20.8	20.4	20.2	19.7	19.3	18.9	18.6	18.4	17.8	16.5	14.3	11.8	9.4	7.5	6.1	5.0	3.9	
			17.15	2.31	36.9	36.9	34.7	32.6	30.7	30.2	29.7	29.4	28.6	28.1	27.5	27.0	26.7	25.9	24.0	20.8	17.1	13.6	11.0	8.8	7.2	5.6	4.2
			17.15	3.20	53.9	53.9	50.7	47.6	44.9	44.1	43.3	42.9	41.8	41.0	40.2	39.4	39.0	37.9	35.1	30.4	25.0	19.9	16.0	12.9	10.5	8.2	6.2
15	1/4	5S	21.34	1.65	20.0	20.0	18.9	17.7	16.7	16.4	16.1	16.0	15.5	15.2	14.9	14.7	14.5	14.1	13.1	11.3	9.3	7.4	6.0	4.8	3.9	3.0	
			21.34	2.11	26.1	26.1	24.6	23.1	21.8	21.4	21.0	20.8	20.3	19.9	19.5	19.1	18.9	18.4	17.0	14.8	12.1	9.7	7.8	6.3	5.1	4.0	
			21.34	2.77	35.4	35.4	33.3	31.3	29.5	29.0	28.4	28.2	27.4	26.6	25.9	25.6	24.9	23.1	20.0	16.4	13.1	10.5	8.5	6.9	5.4	4.1	
20	3/8	80S	21.34	3.73	49.8	49.8	46.9	44.1	41.5	40.8	40.1	39.7	38.6	37.9	37.2	36.5	35.0	32.5	28.2	23.1	18.4	14.8	11.9	9.7	7.6		
			26.67	1.65	15.8	15.8	15.8	14.9	14.0	13.2	12.9	12.7	12.6	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.1	10.3	8.9	7.3	5.8	4.7	3.8	3.1	2.4
			26.67	2.11	20.5	20.5	19.3	18.1	17.1	16.8	16.5	16.4	15.9	15.6	15.3	15.0	14.9	14.4	13.4	11.6	9.5	7.6	6.1	4.9	4.0	3.1	
25	1	40S	26.67	3.91	40.6	40.6	38.3	35.9	33.8	33.3	32.7	32.4	31.5	30.9	30.3	29.7	29.4	28.5	26.5	23.0	18.8	15.0	12.1	9.7	7.9	6.2	
			33.40	1.65	12.5	12.5	11.7	11.0	10.4	10.2	10.0	9.9	9.7	9.5	9.3	9.1	9.0	8.8	8.1	7.0	5.8	4.6	3.7	3.0	2.4	1.9	
			33.40	2.77	21.6	21.6	21.6	20.3	19.1	18.0	17.7	17.4	17.2	16.7	16.4	16.1	15.8	15.6	15.2	14.1	12.2	10.0	8.0	6.4	5.2	4.2	3.3
32	1 1/4	80S	33.40	4.55	37.4	37.4	35.2	33.0	31.1	30.6	30.0	29.8	29.0	28.4	27.9	27.3	27.1	26.3	24.4	21.1	17.3	13.8	11.1	8.9	7.3	5.7	
			42.16	1.65	9.8	9.8	9.2	8.7	8.2	8.0	7.9	7.8	7.6	7.4	7.3	7.2	7.1	6.9	6.4	5.5	4.5	3.6	2.9	2.3	1.9	1.5	
			42.16	2.77	16.8	16.8	16.8	15.9	14.9	14.0	13.8	13.5	13.4	13.1	12.8	12.6	12.3	12.2	11.8	11.0	9.5	7.8	6.2	5.0	4.0	3.3	2.6
40	1 1/2	80S	42.16	3.56	22.0	22.0	20.7	19.5	18.3	18.0	17.7	17.6	17.1	16.8	16.4	16.1	15.0	14.4	12.4	10.2	8.1	6.5	5.3	4.3	3.4		
			42.16	4.85	30.9	30.9	29.1	27.3	25.7	25.3	24.8	24.6	24.0	23.5	23.1	22.6	22.4	21.7	20.1	17.5	14.3	11.4	9.2	7.4	6.0	4.7	
			48.26	1.65	8.5	8.5	8.0	7.5	7.1	7.0	6.8	6.8	6.6	6.5	6.4	6.2	6.2	6.0	5.6	4.8	3.9	3.1	2.5	2.0	1.7	1.3	
50	2	80S	48.26	2.77	14.6	14.6	14.6	13.7	12.9	12.2	12.0	11.7	11.6	11.3	11.1	10.9	10.7	10.6	10.3	9.5	8.2	6.8	5.4	4.3	3.5	2.9	2.2
			48.26	3.68	19.7	19.7	18.6	17.4	16.4	16.2	15.9	15.7	15.3	15.0	14.7	14.4	14.3	13.9	12.9	11.2	9.2	7.3	5.9	4.7	3.9	3.0	
			48.26	5.08	28.0	28.0	26.4	24.8	23.3	22.9	22.5	22.3	21.7	21.3	20.9	20.5	20.3	19.7	18.3	15.8	13.0	10.3	8.3	6.7	5.5	4.3	
65	2 1/2	80S	60.33	1.65	6.8	6.8	6.4	6.0	5.6	5.5	5.4	5.2	5.1	5.1	5.0	4.9	4.8	4.4	3.8	3.1	2.5	2.0	1.6	1.3	1.0		
			60.33	2.77	11.6	11.6	11.6	10.9	10.2	9.6	9.5	9.3	9.2	9.0	8.8	8.6	8.5	8.4	8.1	7.5	6.4	5.4	4.3	3.4	2.8	2.3	
			60.33	3.91	16.6	16.6	15.6	14.7	13.8	13.6	13.3	13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	12.0	11.7	10.8	9.4	7.7	6.1	4.9	4.0	3.2	2.5	
80	3	80S	73.03	5.54	24.1	24.1	24.1	22.7	21.3	20.1	19.7	19.4	19.2	18.7	18.3	18.0	17.6	17.5	16.9	15.7	13.6	11.2	9.2	7.4	6.0	4.7	
			73.03	2.11	7.2	7.2	7.2	6.7	6.3	6.0	5.9	5.8	5.7	5.6	5.4	5.3	5.2	5.2	5.0	4.7	4.0	3.3	2.6	2.1	1.7	1.4	
			73.03	3.05	10.5	10.5	10.5	9.9	9.3	8.7	8.6	8.4	8.3	8.1	8.0	7.8	7.7	7.6	7.4	6.8	5.9	4.9	3.9	3.1	2.5	2.0	1.6
90	3 1/2	80S	73.03	5.16	18.2	18.2	17.1	16.1	15.2	14.9	14.6	14.5	14.1	13.8	13.6	13.3	13.2	12.8	11.9	10.3	8.4	6.7	5.4	4.3	3.6	2.8	
			73.03	7.01	25.3	25.3	23.8	22.4	21.1	20.7	20.4	20.2	19.6	19.3	18.9	18.5	18.3	17.8	16.5	14.3	11.7	9.4	7.5	6.1	5.0	3.9	
			88.90	2.11	5.9	5.9	5.5	5.2	4.9	4.8	4.7	4.7	4.5	4.5	4.4	4.3	4.2	4.1	3.8	3.3	2.7	2.2	1.7	1.4	1.1	0.9	
100	4	80S	88.90	3.05	8.5	8.5	8.0	7.6	7.1	7.0	6.9	6.8	6.6	6.5	6.4	6.3	6.2	6.0	5.6	4.8	4.0	3.2	2.5	2.0	1.7	1.3	
			88.90	5.49	15.8	15.8	14.9	13.9	13.1	12.9	12.7	12.6	12.2	12.0	11.8	11.5	11.4	11.1	10.3	8.9	7.3	5.8	4.7	3.8	3.1	2.4	
			88.90	7.62	22.4	22.4	21.1	19.8	18.6	18.3	18.0	17.8	17.4	17.0	16.7	16.4	16.2	15.7	14.6	12.6	10.4	8.3	6.6	5.4	4.4	3.4	
125	5	80S	101.60	5.1	5.1	5.1	4.8	4.5	4.3	4.2	4.1	4.1	4.0	3.9	3.8	3.7	3.6	3.3	2.9	2.4	1.9	1.5	1.2	1.0	0.8		
			101.60	3.05	7.4	7.4	7.0	6.6	6.2	6.1	6.0	5.9	5.8	5.7	5.6	5.4	5.4	5.2	4.9	4.2	3.5	2.8	2.2	1.8	1.5	1.1	
			101.60	5.74	14.4	14.4	13.5	12.7	12.0	11.8	11.5	11.4	11.1	10.9	10.7	10.5	10.4	10.1	9.4	8.1	6.7	5.3	4.3	3.4	2.8	2.2	
150	6	80S	101.60	8.08	20.6	20.6	20.6	19.4	18.2	17.2	16.9	16.6	16.5	16.0	15.7	15.4	15.1	15.0	14.5	13.5	11.7	9.6	7.6	6.1	4.9	4.0	
			114.30	2.11	4.5	4.5	4.5	4.3	4.0	3.8	3.7	3.6	3.6	3.5	3.4	3.4	3.3	3.2	3.0	2.6	2.1	1.7	1.3	1.1	0.9	0.7	
			114.30	3.05	6.6	6.6	6.2	5.8	5.5	5.4	5.3	5.3	5.1	5.0	4.9	4.8	4.8	4.6	4.3	3.7	3.1	2.4	2.0	1.6	1.3	1.0	
168.28	7	80S	114.30	6.02	13.3	13.3	12.6	11.8	11.1	10.9	10.7	10.6	10.3	10.1	10.0	9.8	9.7	9.4	8.7	7.5	6.2	4.9	4.0	3.2	2.6	2.0	
			114.30	8.56	19.4	19.4	19.4	18.2	17.1	16.1	15.8	15.6	15.4	15.0	14.7	14.4	14.2	14.0	13.6	12.6	10.9	9.0	7.2	5.8	4.6	3.8	2.9
			141.30	2.77	4.8	4.8	4.5	4.3	4.0	3.9	3.8	3.7	3.7	3.6	3.5	3.4	3.3	3.2	3.0	2.6	2.1	1.7	1.3	1.1	0.9	0.7	
168.28	8	80S	141.30	3.40	5.9	5.9	5.6	5.2	4.9	4.8	4.7	4.6	4.5	4.4	4.3	4.3	4.2	3.9	3.4	2.8	2.2	1.8	1.4	1.2	0.9		
			141.30	6.55	11.7	11.7	11.0	10.3	9.7	9.6	9.4	9.3	9.0	8.9	8.7	8.5	8.5	8.2	7.6	6.8	5.4	4.3	3.5	2.8	2.3	1.8	
			141.30	9.53	17.3	17.3	16.3	15.3	14.4	14.2	13.9	13.8	13.4	13.2	12.9	12.7	12.5	12.2	11.3	9.8	8.0	6.4	5.1	4.1	3.4	2.6	
168.28	9	80S	168.28	2.77	4.0	4.0	4.0	3.8	3.6	3.4	3.3	3.2	3.1	3.1	3.0	2.9	2.8	2.6	2.3	1.9	1.5	1.2	1.0	0.8	0.6		
			168.28	3.40	5.0	5.0	5.0	4.7	4.4	4.1	4.1	4.0	3.9	3.8	3.7	3.6	3.6	3.5	3.2	2.8	2.3	1.8	1.5	1.2	1.0	0.8	
			168.28	7.11	10.6	10.6	10.0	9.4	8.8	8.7	8.5	8.4	8.2	8.1	7.9	7.8	7.7	7.4	6.9	6.0	4.9	3.9	3.1	2.5	2.1	1.6	
168.28	10.97	16.7	16.7	16.7	15.7	14.8	13.9	13.7	13.4	13.3	12.9	12.7	12.5	12.2	12.1	11.7	10.9	9.4	7.7	6.2	5.0	4.0	3.3	2.5			



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางค่า P-h น้ำ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Passakorn Srisastra, Satha Aphornratana. 2548. **A circulating system for a steam jet refrigeration system.** Sirindhorn International Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, Thammasat University.
- [2] Satha Aphornratana, Pongsid Sriksirin, Supachart Chungpaibulpatana. 2544. **Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance.** Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [3] Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana. 2547. **Ejector : applications in refrigeration technology.** Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [4] Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratan. 2547. **An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector.** Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [5] Eames I. W., Wu,S, Satha Aphornratana. 2542. **An experimental investigation of steam ejectors for applications in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat.** University of Nottingham The School of the Built Environment UK, Thammasat University Department of Mechanical Engineering Pathumthani, Thailand.
- [6] X.Yang, X.Long, X.Yao. 2555. **Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures.** International Journal of Thermal Sciences.
- [7] Gordon John Van Wylen. 2537. **Design and Optimization of Thermal Systems.** chair of the physics department of Mechanical Engineering at the University of Michigan .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [8] Yunus A Cengel, John M. Cimbala. 2553. **Fluid mechanics.** Professor Emeritus of Mechanical Engineering, University of Nevada, Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University.
- [9] Tarek A. Meakhail, Ibrahim R. Teaima. 2528. **A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance.** Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Energy Engineering, Aswan University, Aswan, Egypt Researcher, Mechanical and Electrical Research Institute, National Water Research Center, Egypt.
- [10] Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana. 2547. **ejectors and their applications in refrigeration.** Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [11] Atlassteels. 2553. **Pipe pressure rating chart.** http://www.atlassteels.com.au/documents/St_St_Pipe_Pressure_Rating_Charts_rev_Sep_2010.pdf.
- [12] B.J. Huang*, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko. 2542. **A 1-D analysis of ejector performance.** Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei 106, Taiwan.
- [13] Satha Aphornratana, Ian W. Eames. 2540. **A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle.** Department of Mechanical Engineering, Sirinthorn International Institute of Technology, Thammasat University, Institute of Building Technology, Department of Architecture and Building Technology, The University of Nottingham, University Park,
- [14] ALBERTA BOILERS SAFETY ASSOCIATION. 2544. **DESIGN FACTOR OF 3.5 AND THE ASME CODE 2001 EDITION FOR USE IN THE PROVINCE OF ALBERTA.** <http://www.absa.ca/wp-content/uploads/2012/08/ib01-0051.pdf>

- [15] I. W. Eames*, S. Aphornratana and H. Haider. 2538. **A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator.** Department of Mechanical and Process Engineering, University of Sheffield.
- [16] Yunus A. Çengel, Afshin Jahanshahi Ghajar. 2558. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications.** McGraw Hill Education.
- [17] J. Keith Nisbett, Richard G. Budynas. 2549. **Shigley's Mechanical Engineering Design.** McGraw-Hill Education.

