



การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นในโรงงาน
อาหารทะเลแช่เยือกแข็ง

นางสาวกนกวรรณ เอื้อวิเศษวัฒนา

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาการจัดการพลังงาน
คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

พ.ศ. 2555

การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นในโรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง

นางสาวกนกวรรณ เอื้อวิเศษวัฒนา วศ.บ. (ระบบควบคุมและเครื่องมือวัด)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาการจัดการพลังงาน
คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

พ.ศ. 2555

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



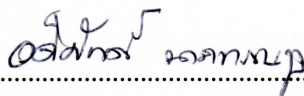
(ดร.สมชัย เดชาพานิชกุล)

ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



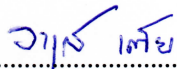
(ผศ. ดร.กฤษกานา กฤษกานา)

กรรมการและอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์



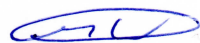
(รศ. ดร.อดิศักดิ์ นาถกรณกุล)

กรรมการและอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม



(รศ.วารุณี เตีย)

กรรมการ



(รศ. ดร.อภิชาติ เทอดโยธิน)

กรรมการ

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นในโรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นางสาวกนกวรรณ เอื้อวิเศษวัฒนา
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผศ. ดร. กุสกานา กุบาฮา รศ. ดร. อธิศักดิ์ นาดกรณกุล
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	การจัดการพลังงาน
สายวิชา	เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน
คณะ	พลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ
พ.ศ.	2555

บทคัดย่อ

บทความนี้กล่าวถึงงานวิจัยที่ศึกษาถึงวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นในโรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง โดยนำน้ำเย็นทิ้งกลับมาใช้ใหม่ มีการศึกษา 3 ประเด็นคือ (1) การประเมินขนาดเครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ (Evapoarative Condenser), (2) การเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP_R) ของระบบทำความเย็นแบบอัดตัว 2 ครั้ง และ (3) การประเมินขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากผลการวิจัย สรุปได้ว่า เครื่องควบแน่นมีขนาด 3.97 m² เดิมระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็นอุณหภูมิ 27°C โรงงานมีน้ำเย็นทิ้งจากกระบวนการล้างทำความสะอาดวัตถุดิบปริมาณมาก ซึ่งนำมาเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นได้โดยนำน้ำเย็นทิ้งมาลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนนำไประบายความร้อนเครื่องควบแน่น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 27°C เป็น 24.7°C ส่งผลให้ความดันลดลงจาก 15.05 bar เป็น 14.05 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้นจาก 2.8 เป็น 2.91 กรณีที่เป็นระบบในอุดมคติ หรือจาก 2.24 เป็น 2.33 กรณีคิดการทำงานตามปกติ เมื่อประเมินขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ส่วนของเปลือกและท่อทำจากวัสดุประเภทเหล็กกล้าไร้สนิม เกรด 316 (Stainless Steel 316, SS316) และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ส่วนของเปลือกทำจากวัสดุประเภทพอลิไวนิลคลอไรด์ (Polyvinylchloride, PVC) ส่วนของท่อทำจากวัสดุประเภทโพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง (High Density Polyethylene, HDPE) ควรมีพื้นที่ 0.59 m² และ 2 m² ตามลำดับ จึงจะประหยัดพลังงานได้ดี

คำสำคัญ: เครื่องควบแน่น, ประสิทธิภาพการใช้พลังงาน, สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

Thesis Title	Energy Efficiency Enhancement of the Refrigeration Cycle in Frozen Seafood Factory
Thesis Credits	12
Candidate	Miss Kanokwan Uawisatewattana
Thesis Advisors	Asst. Prof. Dr. Kuskana Kubaha Assoc. Prof. Dr. Adisak Nathakaranakule
Program	Master of Engineering
Field of Study	Energy Management
Department	Energy Management Technology
Faculty	School of Energy, Environment and Materials
B.E.	2555

Abstract

This report was to present the research of the refrigeration cycle's energy efficiency enhancement in the frozen seafood factory by using waste cooled water. Three important issues were considered: (1) evaluated the size of evaporative condenser, (2) increased the COP_R of two stage compression refrigeration system, and (3) evaluated the size of shell and tube heat exchanger. From the result of the study, it can be concluded that, the area of the evaporative condenser is 3.97 m^2 which is cooled by water at 27°C . In the factory, there is a great amount of waste cooled water which comes from the washing process. The refrigeration cycle's energy efficiency is enhanced by using waste cooled water to reduce the temperature of condensing water before cooling the evaporative condenser via shell and tube heat exchanger. The temperature of condenser water decreases from 27°C to 24.7°C , affecting the high side pressure that will decrease from 15.05 bar to 14.05 bar. The COP_R increases from 2.8 to 2.91 in the case of ideal situation. However in the normal practical work, the COP_R will up from 2.24 to 2.33. The sizes of shell and tube heat exchanger which the is made from stainless steel 316 (SS316) shell and tube heat exchanger which pipes is made from polyvinylchloride (PVC) and shell is made from high density polyethylene (HDPE) are equal to 0.59 m^2 and 2 m^2 respectively in order to save energy well.

Keywords: Evaporative Condenser/Energy Efficiency/Coefficient of Performance

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายท่าน ขอขอบคุณอาจารย์ที่ปรึกษา อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม และอาจารย์ท่านอื่นๆ ที่ให้คำแนะนำ คำปรึกษา และแนวทางการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้นจากการทำวิทยานิพนธ์ เพื่อให้วิทยานิพนธ์นี้เป็นวิทยานิพนธ์ที่มีความถูกต้องสมบูรณ์

วิทยานิพนธ์นี้จะสำเร็จไม่ได้ หากขาดการสนับสนุนของท่าน ขอขอบคุณ โรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็งเป็นอย่างสูงที่แนะนำอุตสาหกรรมอาหารทะเลแช่เยือกแข็งให้เป็นที่รู้จัก ให้คำแนะนำถึงกระบวนการผลิตอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง อนุญาตให้เข้าเยี่ยมชมโรงงานได้ทุกภาคส่วน และให้การสนับสนุนพร้อมทั้งคอยอำนวยความสะดวกในการเก็บข้อมูลการใช้พลังงานของโรงงาน แม้ว่าการเข้าไปเก็บข้อมูลในส่วนนั้นอาจกระทบถึงการใช้จ่ายพลังงานก็ตาม

สุดท้ายนี้วิทยานิพนธ์สำเร็จลุล่วงได้อย่างสมบูรณ์ด้วยความกรุณาของทุกๆ ท่านที่กล่าวมา ขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้ด้วย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
รายการตาราง	ช
รายการรูปประกอบ	ญ
รายการสัญลักษณ์	ฎ
ประมวลคำศัพท์และคำย่อ	ฒ
บทที่	
1. บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	3
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.4 ขอบเขตงานวิจัย	3
2. ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	4
2.1.1 กระบวนการแช่เยือกแข็ง	4
2.1.2 เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่เยือกแข็ง	5
2.1.3 ระบบทำความเย็น	12
2.1.4 สารทำความเย็น	17
2.1.5 คุณภาพอาหาร	21
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	22
2.2.1 ปริมาณน้ำที่ใช้ในกระบวนการแช่เยือกแข็ง	22
2.2.2 เทคโนโลยีที่ใช้ในกระบวนการแช่เยือกแข็ง	23
2.2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	23
2.2.4 การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น	24

2.2.5	คุณภาพอาหาร	25
3.	ขั้นตอนการดำเนินงาน	27
3.1	ขั้นตอนการดำเนินงาน	27
3.2	เครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ (Evaporative Condenser)	28
3.3	ขั้นตอนการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP _R) ของระบบทำความเย็น	29
3.4	ขั้นตอนการหาคำนวณอุณหภูมิของน้ำประปาที่ใช้สำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นโดยอาศัยการระเหยของน้ำ	30
3.5	ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อโดยใช้วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก	31
3.6	อุปกรณ์และเครื่องมือวัด	33
3.7	โปรแกรมการคำนวณ	34
4.	ผลการดำเนินงาน	36
4.1	ข้อมูลเบื้องต้นของโรงงาน	36
4.1.1	ข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้า ก๊าซปิโตรเลียมเหลว น้ำ และน้ำแข็ง	36
4.1.2	ขั้นตอนการแช่เยือกแข็งกุ้ง	38
4.1.3	ระบบทำความเย็น	39
4.2	ออกแบบระบบทำความเย็นใหม่	43
4.3	การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น	44
4.3.1	การเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็น โดยการลดความดันด้านสูง	45
4.3.2	การประเมินอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนเครื่องควบแน่น	45
4.4	การประเมินขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	46
4.4.1	วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	46
4.4.2	ข้อมูลที่ใช้ประกอบการหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	46
4.4.3	ขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	47
4.5	ประเมินผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน	51
4.5.1	พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดแรกๆ ที่เริ่มคืนทุน	55

4.5.2	พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่เริ่มคืนทุน	56
4.5.3	พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสุทธิสูงสุด	57
4.5.4	พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสุทธิสูงสุด	58
4.6	ตัวอย่างแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	59
5.	สรุปและข้อเสนอแนะ	60
5.1	สรุปผลการดำเนินงาน	60
5.1.1	ข้อมูลการใช้พลังงานของโรงงาน	60
5.1.2	ระบบทำความเย็น	60
5.1.3	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	61
5.1.4	ผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน	62
5.2	ข้อเสนอแนะ	63
	เอกสารอ้างอิง	64
	ภาคผนวก	
ก	การคำนวณหาค่า COP_R ของระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอนก่อนการปรับปรุง	68
ข	การคำนวณหาขนาดของเครื่องควบแน่น	71
ค	การปรับปรุงระบบทำความเย็นใหม่ โดยลดความดันด้านสูงลงทีละ 0.1 bar	73
ง	การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น	94
จ	การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	96
ฉ	การคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	100
ช	การคำนวณหาผลประหยัดที่เกิดขึ้น ณ จุดทำงานต่างๆ	103
ซ	ราคาและข้อมูลจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ	106
	ประวัติผู้วิจัย	109

รายการตาราง

ตาราง	หน้า
2.1 ตัวอย่างสารทำความเย็นประเภทต่างๆ	19
2.2 ตัวอย่างสารทำความเย็นผสม	20
2.3 อุณหภูมิตู้แช่เยือกแข็งตามมาตรฐานของประเทศต่างๆ	21
4.1 ปริมาณและค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อเดือนที่ใช้ในโรงงานและสำนักงาน	37
4.2 ปริมาณการใช้น้ำและน้ำแข็งต่อตันผลิตภัณฑ์	38
4.3 ขนาดของเครื่องอัด ความดัน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบชั้นตอนเดียว	42
4.4 ขนาดของเครื่องอัด ความดัน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน	43
4.5 อุณหภูมิของน้ำประปាក่อนและหลังเข้าเครื่องควบแน่น	44
4.6 อุณหภูมิ อัตราการไหลของน้ำประปาและน้ำเย็นทิ้งขาเข้า อุณหภูมิน้ำประปาขาออก	47
4.7 ขนาด ราคา ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก CS Shell, SS316 Tube เมื่อเปลี่ยนแปลงความดันด้านสูง อุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น และ COP _R กำหนดให้ท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 25 mm.	48
4.8 ขนาด ราคา ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อเปลี่ยนแปลงความดันด้านสูง อุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น และ COP _R กำหนดให้ท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 25 mm.	49
4.9 สรุปผลการเปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก CS Shell, SS316 Tube และ PVC Shell, HDPE Tube	51
4.10 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)	52
4.11 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)	52
4.12 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)	54

ตาราง	หน้า
4.13 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)	54
4.14 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน	55
4.15 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน	56
4.16 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดคืนทุน	56
4.17 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน	57
4.18 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุด	57
4.19 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุด	58
4.20 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุด	58
4.21 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุด	59
ง.1 ผลการคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น	95
จ.1 ข้อมูลของของไหล	97
ฉ.1 ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก CS Shell, SS316 Tube ณ จุดทำงานต่างๆ	101
ฉ.2 ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ณ จุดทำงานต่างๆ	102
ช.1 ผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก CS Shell, SS316 Tube ณ จุดทำงานต่างๆ	104
ช.2 ผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ณ จุดทำงานต่างๆ	105

รายการรูปประกอบ

รูป	หน้า
2.1 กระบวนการแช่เยือกแข็งอาหารทะเลสุก	5
2.2 กระบวนการแช่เยือกแข็งอาหารทะเลสด	5
2.3 ระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลม	6
2.4 เครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น	6
2.5 อุปกรณ์หลักในระบบทำความเย็น	7
2.6 เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศ ด้วยน้ำ และอาศัยหลักการระเหยของน้ำ	7
2.7 แผนผังการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นด้วยการระเหยของน้ำ	8
2.8 การจำแนกชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	9
2.9 การแปรผันอุณหภูมิของของไหลที่ไหลสวนทางในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	10
2.10 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	11
2.11 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ	11
2.12 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใบมีดชุดผิว	11
2.13 ค่า Q_{Hot} , Q_{cold} และ W ในวัฏจักรการทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว	12
2.14 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ	13
2.15 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอที่เกิดขึ้นจริง	14
2.16 ขั้นตอนการทำงานและคุณสมบัติของสารทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีเครื่องระเหย 1 เครื่องและเครื่องอัด 2 เครื่อง	16
2.17 ขั้นตอนการทำงานและคุณสมบัติของสารทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีเครื่องระเหย 2 เครื่องและเครื่องอัด 2 เครื่อง	16
2.18 Cascade system	17
2.19 วิวัฒนาการของสารทำความเย็น	17
3.1 แผนผังโปรแกรมการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน	30
3.2 แผนผังโปรแกรมการคำนวณหาอุณหภูมิของน้ำประปาที่ใช้สำหรับระบายความร้อน ที่เครื่องควบแน่น	31
3.3 แผนผังโปรแกรมการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือก และท่อ เมื่อทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำประปาจากอุณหภูมิของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อน	32

รูป	หน้า
3.4 แผนภูมิความดัน-เอนทาลปีของสารทำความเย็น R-717	33
3.5 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ	34
3.6 เกจวัดความดัน	34
3.7 โปรแกรม MATLAB	35
3.8 โปรแกรม CoolPack	35
4.1 สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่างโรงงานกับสำนักงาน	37
4.2 สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าในโรงงาน	37
4.3 สัดส่วนการใช้ความเย็นในโรงงาน	38
4.4 กระบวนการแช่เยือกแข็งกุ้งสุก	40
4.5 กระบวนการแช่เยือกแข็งกุ้งดิบ	40
4.6 แผนผังการใช้งานระบบทำความเย็น	40
4.7 ตำแหน่งการตรวจวัดความดันและอุณหภูมิของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว	41
4.8 การทำงานของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวของโรงงานบน P-h diagram	41
4.9 ตำแหน่งการตรวจวัดความดันและอุณหภูมิของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน	42
4.10 การทำงานของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนของโรงงานบน P-h diagram	43
4.11 แผนผังเปรียบเทียบระบบทำความเย็นก่อนการปรับปรุง และระบบทำความเย็นหลังการปรับปรุง	44
4.12 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันด้านสูงกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน	45
4.13 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันด้านสูง ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นกับอุณหภูมิของน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น	46
4.14 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อ $n = 1$	48
4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและจำนวนท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อ $L = 1.8$ m.	48
4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อ $n = 1$	49
4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและจำนวนท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อ $L = 1.8$ m.	49
4.18 เปรียบเทียบขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	50

รูป	หน้า
4.19 เปรียบเทียบราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	50
4.20 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 6 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)	53
4.21 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 10 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)	53
4.22 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 5 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)	54
4.23 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 10 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)	55
4.24 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	59
ก.1 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack	69
ก.2 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอนของโรงงานบน P-h diagram ก่อนการปรับปรุง	70
ค.1 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 1	74
ค.2 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 1	75
ค.3 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 2	76
ค.4 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 2	77
ค.5 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 3	78
ค.6 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 3	79
ค.7 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 4	80
ค.8 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 4	81
ค.9 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 5	82
ค.10 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 5	83
ค.11 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 6	84
ค.12 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 6	85
ค.13 ผลการคำนวณหาค่า COP _R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 7	86
ค.14 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 7	87

รูป	หน้า
ค.15 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 8	88
ค.16 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 8	89
ค.17 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 9	90
ค.18 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 9	91
ค.19 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 10	92
ค.20 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 10	93
ซ.1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ	108

รายการสัญลักษณ์

Q_c	=	อัตราการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kJ/kg)
$Q_{c,kW}$	=	อัตราการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kW)
A_c	=	ขนาดของเครื่องควบแน่น (m^2)
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนรวม ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
TD	=	ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างของไหล 2 ชนิด ($^\circ C$)
T_r	=	อุณหภูมิของสารทำความเย็น ($^\circ C$)
T_c	=	อุณหภูมิของน้ำประปาก่อนปะทะขดท่อสารทำความเย็น ($^\circ C$)
T_1	=	อุณหภูมิของน้ำประปาหลังปะทะขดท่อสารทำความเย็น ($^\circ C$)
\dot{Q}	=	อัตราการถ่ายโอนความร้อนของของไหล (W)
\dot{m}	=	อัตราการไหลของของไหล (kg/s)
C_p	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ($J/kg \cdot ^\circ C$)
$T_{c,in}$	=	อุณหภูมิของของไหลเย็นขาเข้า ($^\circ C$)
$T_{c,out}$	=	อุณหภูมิของของไหลเย็นขาออก ($^\circ C$)
$T_{h,in}$	=	อุณหภูมิของของไหลร้อนขาเข้า ($^\circ C$)
$T_{h,out}$	=	อุณหภูมิของของไหลร้อนขาออก ($^\circ C$)
ΔT_{lm}	=	ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก
A	=	ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
COP_R	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น
W	=	กำลังขับเคลื่อนเครื่องอัด (kJ/kg)
h_i	=	เอนทัลปี (kJ/kg)
$W_{compressor}$	=	งานของเครื่องอัด (kW)
\dot{m}_r	=	อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)
Q_e	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kJ/kg)
$Q_{e,kW}$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kW)
\dot{m}_i	=	อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆ (kg/s) เมื่อ $i=1,2,3,\dots,8$

ประมวลคำศัพท์และคำย่อ

LMTD	=	Log Mean Temperature Difference
COP_R	=	Coefficient of Performance
NH_3 หรือ R-717	=	Ammonia
AS/NZS	=	Australian-New Zealand Standard
CAN	=	Canadian Test Procedure
JIS	=	Japanese Industrial Standard
KS	=	Korean Test Procedure
CNS	=	Chinese National Standard
STP	=	Sodium Tripolyphosphate
BLEND	=	Sodium Tripolyphosphate, Sodium Tetra Pyrophosphate, Sodium Chloride
LPG	=	Liquid Petroleum Gas
IQF	=	Individual Quick Freezer
SS316	=	Stainless Steel 316
PVC	=	Polyvinyl Chloride
HDPE	=	High density Polyethylene
S.D.	=	Standard Deviation

บทที่ 1 บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

อุตสาหกรรมถือเป็นภาคส่วนที่มีความสำคัญต่อระบบเศรษฐกิจของประเทศ ช่วยเพิ่มอัตราการจ้างงาน อัตราการผลิตวัตถุดิบ อัตราการซื้อขายระหว่างประเทศ และอื่นๆ ซึ่งจากอดีตจนถึงปัจจุบันรัฐบาลให้การสนับสนุนและส่งเสริมการผลิตของภาคอุตสาหกรรมอย่างต่อเนื่อง มีการจัดทำแผนพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติที่ให้ความสำคัญกับภาคอุตสาหกรรม จัดทำนโยบายเพื่อพัฒนาอุตสาหกรรม ให้การสนับสนุนทางการเงิน จึงส่งผลให้อุตสาหกรรมของประเทศไทยขยายตัวอย่างต่อเนื่อง เห็นได้จากแนวโน้มสัดส่วนของผลิตภัณฑ์มวลรวมในประเทศ มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นจากร้อยละ 15.8 เป็นร้อยละ 30.7 ในระยะเวลานับตั้งแต่แผนพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ ฉบับที่ 1 จนถึงแผนพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ ฉบับที่ 7 [1] อุตสาหกรรมของประเทศไทยถูกแบ่งออกเป็น 9 ประเภท คือ อุตสาหกรรมการผลิตอาหาร เครื่องดื่ม และยาสูบ อุตสาหกรรมการผลิตสิ่งทอและเครื่องหนัง อุตสาหกรรมการผลิตไม้ อุตสาหกรรมการผลิตกระดาษ อุตสาหกรรมการผลิตเคมีภัณฑ์ อุตสาหกรรมการผลิตผลิตภัณฑ์จากแร่ โลหะ อุตสาหกรรมโลหะขั้นมูลฐาน อุตสาหกรรมการผลิตผลิตภัณฑ์โลหะ เครื่องจักร และอุปกรณ์ และอุตสาหกรรมผลิตอื่นๆ อุตสาหกรรมทั้ง 9 ประเภทนี้ใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานหลักในการขับเคลื่อนระบบต่างๆ เมื่อพิจารณาถึงการที่ใช้พลังงานไฟฟ้าในปี พ.ศ. 2553 พบว่าอุตสาหกรรมทั้ง 9 ประเภทนี้มีการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมสูงถึง 63,630 Gwh [2] และเมื่อพิจารณาจำแนกตามประเภทอุตสาหกรรม พบว่า อุตสาหกรรมการผลิตอาหาร เครื่องดื่มและยาสูบมีปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงเป็นอันดับต้นๆ เมื่อเปรียบเทียบกับอุตสาหกรรมประเภทอื่น

ในปี พ.ศ. 2546 ประเทศไทยได้ประกาศนโยบายด้านอาหารและอุตสาหกรรมเกษตรในการเป็นครัวของโลก อุตสาหกรรมการผลิตอาหารจึงก้าวเข้ามาามีบทบาทสำคัญต่อประเทศทั้งในด้านของเศรษฐกิจและสังคม ในด้านของเศรษฐกิจถือว่าอุตสาหกรรมการผลิตอาหารมีส่วนสำคัญในการสร้างรายได้เข้าประเทศ การเจริญเติบโตของอุตสาหกรรมประเภทนี้ก่อให้เกิดประโยชน์ในด้านของการจ้างงานและอาชีพ ทั้งความต้องการพนักงานในองค์กรที่มีมากขึ้น หรืออาชีพเกษตรกรที่สามารถขายผลิตภัณฑ์เพื่อใช้เป็นวัตถุดิบในอุตสาหกรรมได้มากขึ้น ซึ่งถือเป็นตลาดการค้าที่ช่วยเพิ่มมูลค่าให้กับผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรได้ นอกจากนี้ในด้านของสังคม จะพบว่าอุตสาหกรรมการผลิตอาหารสามารถตอบสนองต่อความต้องการของประชาชนในประเทศได้มากขึ้น เนื่องจากอาหารเป็นปัจจัย 4

ที่มีความสำคัญต่อการดำรงชีวิตของมนุษย์ บางฤดูกาลผลผลิตทางการเกษตรล้นฤดู ไม่สามารถบริโภคได้ทันเวลา ก่อให้เกิดความสูญเสียโดยไม่ก่อให้เกิดประโยชน์ใดๆ แต่อุตสาหกรรมประเภนี้ จะช่วยแปรรูปผลิตภัณฑ์ให้เก็บไว้ได้นานมากขึ้นและมีอาหารบริโภคตลอดทั้งปี ตอบสนองต่อความต้องการของประชาชนได้ พร้อมทั้งก่อให้เกิดประโยชน์กับผู้บริโภคมากในช่วงที่ประสบกับวิกฤตการณ์ทางธรรมชาติ ดังวิกฤตการณ์น้ำท่วมประเทศไทย 2554 อุตสาหกรรมการผลิตอาหารถูกแบ่งแยกย่อยลงไปอีกหลายประเภท แต่มีอุตสาหกรรมประเภทหนึ่งที่สามารถสร้างรายได้ให้กับประเทศสูง นั่นคืออุตสาหกรรมอาหารทะเลแช่เยือกแข็งที่มีการผลิตที่ได้มาตรฐานตามหลักสากลและมีคุณภาพสูง จึงส่งผลให้มีปริมาณการส่งออกสูง โดยเฉพาะการส่งออกกุ้งสดและกุ้งแช่แข็งซึ่งสูงถึงร้อยละ 23 ของการส่งออกกุ้งทั้งโลก ประเทศไทยส่งออกกุ้งสดและกุ้งแช่แข็งไปยังตลาดคู่ค้าที่สำคัญ ได้แก่ สหรัฐอเมริกา ญี่ปุ่น และแคนาดา เป็นต้น เมื่อพิจารณาถึงมูลค่าการส่งออกกุ้งสดและกุ้งแช่แข็งพบว่า ในปี พ.ศ. 2553 ประเทศไทยมีการส่งออกกุ้งสดและกุ้งแช่แข็งสูงถึง 53,157.27 ล้านบาท คิดเป็น 56.6% ของการส่งออกสินค้าประมง จากตัวเลขดังกล่าว ทำให้ทราบว่ากุ้งสดและกุ้งแช่แข็งเป็นสินค้าที่มีความสำคัญของประเทศ ผู้ประกอบการส่วนใหญ่มีจุดมุ่งหมายในการพัฒนาการส่งออกผลิตภัณฑ์มากขึ้น และให้ความสำคัญกับการใช้พลังงานในโรงงาน เนื่องจากเป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้ผู้ประกอบการมีค่าใช้จ่ายลดลงและได้กำไรต่อหน่วยผลิตภัณฑ์มากขึ้น อีกทั้งยังช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซเรือนกระจก สร้างภาพลักษณ์ที่ดีต่อผู้ประกอบการ

ในด้านของพลังงาน อุตสาหกรรมอาหารเป็นอุตสาหกรรมที่มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานมากที่สุด เมื่อพิจารณาถึงการใช้พลังงานของอุตสาหกรรมอาหาร พบว่ามีการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงเป็นอันดับ 2 รองจากอุตสาหกรรมการผลิตโลหะ เครื่องจักร และอุปกรณ์ ซึ่งสูงถึง 11,643 Gwh [2] และเมื่อพิจารณาถึงอุตสาหกรรมอาหารทะเลแช่เยือกแข็งซึ่งเป็นประเภทหนึ่งของอุตสาหกรรมอาหารที่สร้างรายได้เข้าประเทศสูงดังกล่าวข้างต้น พบว่ามีมูลค่าการใช้พลังงานคิดเป็น 2% ของมูลค่าการส่งออก มีการใช้ทรัพยากรน้ำ ทั้งน้ำเย็น น้ำแข็ง และน้ำประปา ปริมาณสูงมาก มักใช้น้ำเย็นในการล้างทำความสะอาดวัตถุดิบ เพื่อคงคุณภาพของอาหารให้ได้ตามมาตรฐาน มีการใช้ปริมาณน้ำสูงถึง 3-83 m³/tons [3] ขึ้นอยู่กับขนาดของโรงงาน จากข้อมูลข้างต้นทราบว่าอุตสาหกรรมอาหารทะเลแช่เยือกแข็งมีปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูง โดยใช้ไปกับระบบการแช่เยือกแข็งวัตถุดิบเป็นสัดส่วนที่สูงที่สุด หากมีการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน จะช่วยทำให้ต้นทุนการผลิตและค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าลดลง แต่ปัจจุบันยังคงมีปัญหาทางด้านการอนุรักษ์พลังงานในอุตสาหกรรม เนื่องจากการประหยัดพลังงานบางวิธีการช่วยลดปริมาณการใช้พลังงานได้จริงแต่ส่งผลกระทบต่อคุณภาพของอาหารหรือปัจจัยอื่นๆ อาหารทะเลที่ส่งออกไปยังประเทศคู่ค้านั้น ต้องผ่านการถนอมอาหารด้วยวิธีต่างๆ เพื่อรักษาคุณภาพของอาหารให้คงความสดใหม่อยู่เสมอ ไม่ว่าจะเป็นการตากแห้ง การแช่เกลือ การแช่น้ำแข็ง การผลิตเป็นอาหารกระป๋องหรือการใช้สารกันบูดก็ตาม แต่วิธีหนึ่งที่สามารถรักษาคุณภาพของอาหารได้เป็น

ระยะเวลานาน คือ การแช่เยือกแข็ง ซึ่งช่วยยับยั้งการเกิดเชื้อจุลินทรีย์ในอาหาร ทำให้จุลินทรีย์ย่อยสลายอาหารช้าลง สามารถเก็บอาหารไว้ได้เป็นเวลานาน โดยที่ยังคงคุณภาพอยู่ ภายในกระบวนการแช่เยือกแข็ง ต้องใช้พลังงานไฟฟ้า น้ำ และน้ำแข็ง พร้อมทั้งมีของเสียเหลือทิ้ง คือ น้ำทิ้ง เศษวัตถุดิบ และเศษบรรจุภัณฑ์ต่างๆ เมื่อพิจารณาถึงปริมาณการใช้พลังงานและวัตถุดิบต่างๆ พบว่า มีการใช้พลังงานไฟฟ้าในห้องแช่แข็งสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกระบวนการอื่น โดยสูงถึง 65% [4] และมีการใช้น้ำน้ำเย็น และน้ำแข็งปริมาณสูง บางโรงงานอาจสูงถึง 1,000 m³ ต่อวัน โดยทรัพยากรน้ำเหล่านี้ จะนำไปใช้ทั้งกระบวนการแช่เยือกแข็ง เช่น นำไปล้างทำความสะอาดวัตถุดิบ กระบวนการเคลื่อนน้ำแข็ง หรือใช้ในการรักษาอุณหภูมิของวัตถุดิบ เป็นต้น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอุตสาหกรรมอาหารแช่เยือกแข็งมีปริมาณน้ำทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำประมาณ 10 °C ปริมาณสูง น้ำทิ้งเหล่านี้มักปล่อยทิ้งไปยังบ่อบำบัด โดยไม่ก่อให้เกิดประโยชน์ใดๆ แต่หากสังเกตถึงอุณหภูมิของน้ำเย็นทิ้ง จะพบว่ามีอุณหภูมิที่ค่อนข้างต่ำและมีศักยภาพมากพอที่จะนำมาลดอุณหภูมิของไหลประเภทอื่นๆ เพื่อเพิ่มความสามารถของการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนั้นจากข้อมูลดังกล่าวจะพบว่าสามารถนำน้ำเย็นทิ้งมาลดอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเครื่องควบแน่น เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น ลดค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงานไฟฟ้า เกิดผลกำไรมากขึ้น และสร้างภาพลักษณ์ที่ดีให้กับผู้ประกอบการด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นในโรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็งแห่งหนึ่ง โดยการใช้ประโยชน์จากน้ำเย็นทิ้งกลับมาใช้ใหม่

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ได้แนวทางและระบบต้นแบบที่นำน้ำทิ้งอุณหภูมิต่ำจากกระบวนการแช่เยือกแข็งอาหารมาใช้ในการประหยัดพลังงานของโรงงาน

1.4 ขอบเขตงานวิจัย

ศึกษาเฉพาะศักยภาพของน้ำเย็นทิ้งใน โรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็งขนาดเล็กแห่งหนึ่ง ที่มีระบบทำความเย็นโดยใช้แอมโมเนีย (NH₃) เป็นสารทำความเย็น

บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

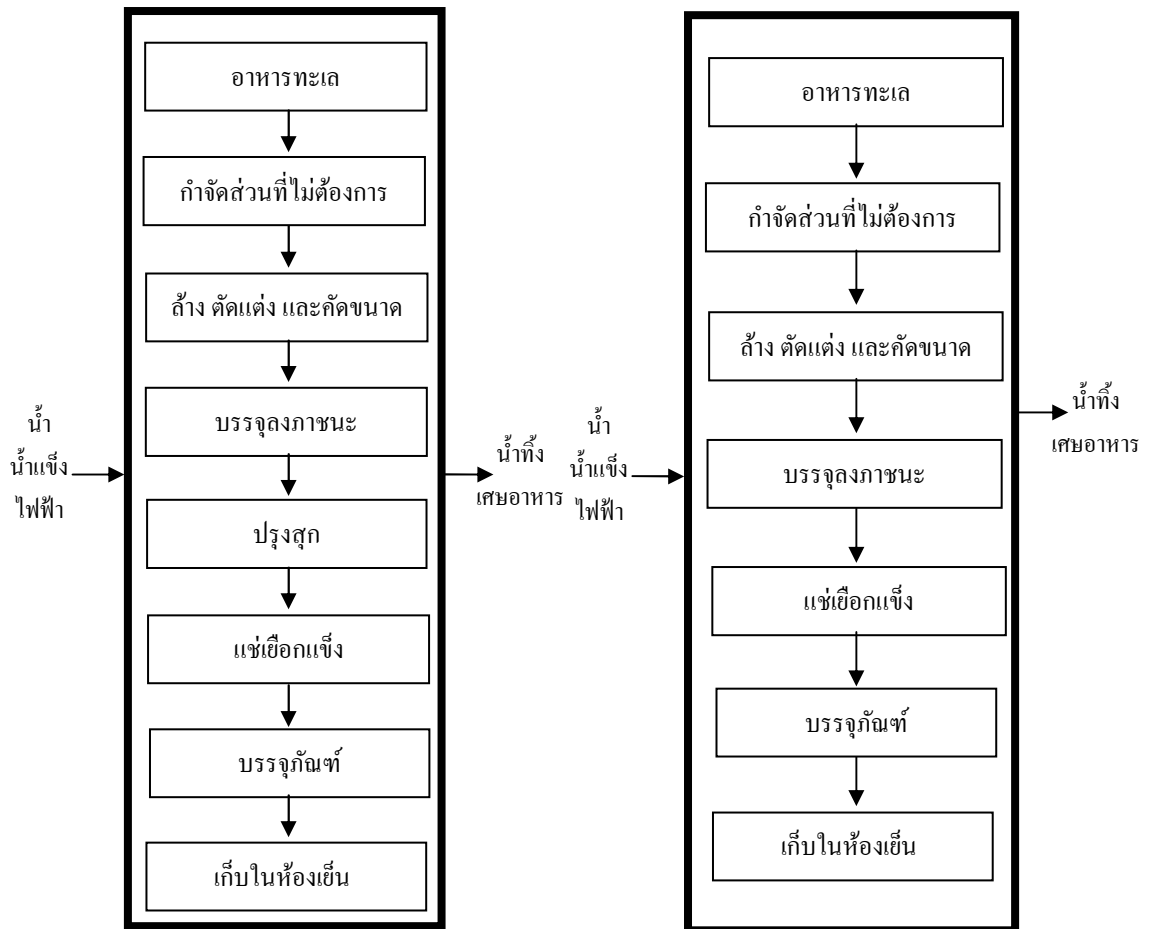
แบ่งออกเป็น 5 หัวข้อ ได้แก่ กระบวนการแช่เยือกแข็ง เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่เยือกแข็ง ระบบทำความเย็น สารทำความเย็น และคุณภาพของอาหาร

2.1.1 กระบวนการแช่เยือกแข็ง

กระบวนการแช่แข็งเป็นกระบวนการหนึ่งซึ่งช่วยในการถนอมอาหาร ให้อาหารมีคุณภาพ มีความสดใหม่ และเก็บได้เป็นระยะเวลานาน ซึ่งใช้ทรัพยากรและพลังงานในกระบวนการสูง ทั้งพลังงานไฟฟ้า น้ำ และน้ำแข็ง

2.1.1.1 ขั้นตอนการแช่เยือกแข็ง การส่งออกอาหารทะเล มักนำอาหารทะเลเข้าสู่กระบวนการแช่เยือกแข็งเพื่อให้อาหารทะเลยังคงความสด ใหม่ และมีคุณภาพอยู่เสมอ โดยอาหารที่รับเข้ามาผ่านขั้นตอนต่างๆ ดังนี้

- 1) การปลอกเปลือก ตัดหัว หรือกำจัดส่วนที่ไม่ต้องการออก
- 2) การล้าง ตัดแต่ง และคัดขนาด ซึ่งล้างโดยใช้น้ำเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำ ทำให้จุลินทรีย์เจริญเติบโตช้าลง และช่วยรักษาความสดของอาหารทะเล อาจล้างโดยการจุ่มลงในภาชนะ หรือนิดล้างบนสายพานที่มีอาหารทะเลวางอยู่ หลังจากนั้นนำไปตัดแต่งตามต้องการ ระหว่างการตัดแต่งอาจมีการล้างทำความสะอาดด้วยน้ำเย็น รวมถึงมีการใช้น้ำแข็งรักษาอุณหภูมิของอาหารทะเล เพื่อคงคุณภาพและความสด
- 3) การบรรจุลงภาชนะ
- 4) การปรุงสุก อาจปรุงสุกโดยการนึ่งด้วยไอน้ำร้อน
- 5) การแช่เยือกแข็ง มีการใช้เทคโนโลยีต่างๆ ช่วยในการแช่เยือกแข็ง โดยแช่แข็งจนกว่าอุณหภูมิจุดกึ่งกลางผลิตภัณฑ์เป็นไปตามที่มาตรฐานกำหนด
- 6) บรรจุภัณฑ์
- 7) การเก็บในห้องเย็น เพื่อรักษาอุณหภูมิจุดกึ่งกลางของผลิตภัณฑ์ ก่อนส่งต่อไปยังผู้รับซื้อต่อไป สามารถแบ่งกระบวนการแช่เยือกแข็งอาหารทะเลเป็น 2 ประเภท คือ การแช่เยือกแข็งอาหารทะเลสุก และการแช่เยือกแข็งอาหารทะเลสด สำหรับลำดับขั้นตอนของกระบวนการดังกล่าว แสดงเป็นแผนภูมิไว้ในรูปที่ 2.1 และ 2.2 ตามลำดับ



รูปที่ 2.1 กระบวนการแช่เยือกแข็งอาหารทะเลสุก [5] รูปที่ 2.2 กระบวนการแช่เยือกแข็งอาหารทะเลสด [5]

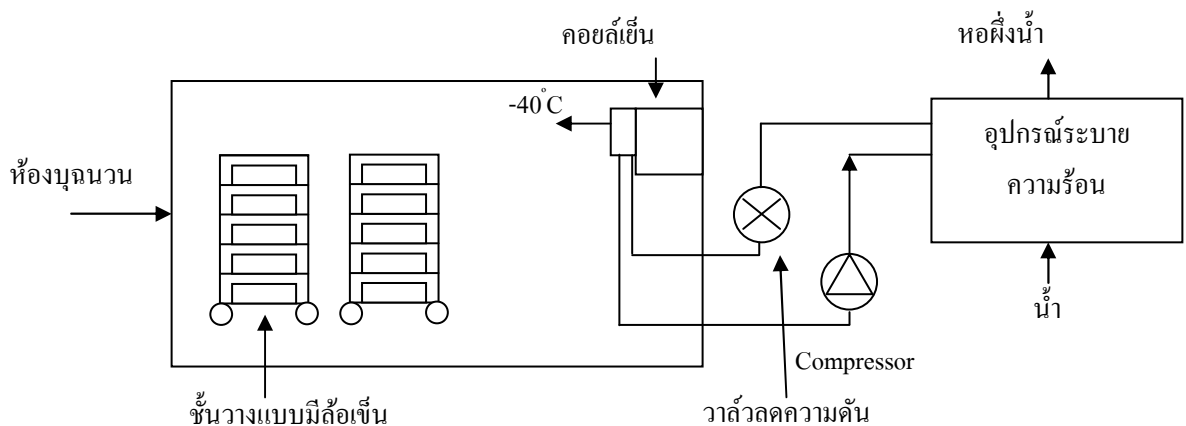
2.1.1.2 ปริมาณการใช้ทรัพยากรและพลังงาน [3] อุตสาหกรรมอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง มีการใช้ทรัพยากรและพลังงานในกระบวนการผลิตปริมาณสูง มีการใช้พลังงานไฟฟ้าไปกับการเดินเครื่องและอุปกรณ์ต่างๆ โดยมีปริมาณการใช้ไฟฟ้า 366-2491 kWh/tons เมื่อพิจารณาถึงทรัพยากรน้ำพบว่าใช้น้ำไปกับการทำความสะอาดวัตถุดิบ ล้างมือ ภาชนะ พื้น และอื่นๆ โดยมีปริมาณการใช้น้ำ 13-83 m³/tons มีปริมาณการใช้น้ำเย็น 7-39 m³/tons และมีการนำน้ำแข็งมาเพิ่มความเย็นให้กับน้ำล้างทำความสะอาดวัตถุดิบ โดยมีปริมาณการใช้น้ำแข็ง 1-11 m³/tons ขึ้นอยู่กับขนาดของอุตสาหกรรม

2.1.2 เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่เยือกแข็ง

เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่เยือกแข็งแบ่งออกเป็น 2 ส่วนที่สำคัญ คือ เทคโนโลยีที่ใช้ในการถนอมอาหาร และเทคโนโลยีต้นกำลัง เทคโนโลยีทั้ง 2 ส่วน เป็นส่วนสำคัญในกระบวนการแช่เยือกแข็ง โดยแต่ละเทคโนโลยีมีความเหมาะสมกับชนิดของวัตถุดิบแตกต่างกันไป การเลือกใช้เทคโนโลยีนั้นควรคำนึงถึงชนิด คุณภาพของวัตถุดิบ และค่าใช้จ่ายในการลงทุน

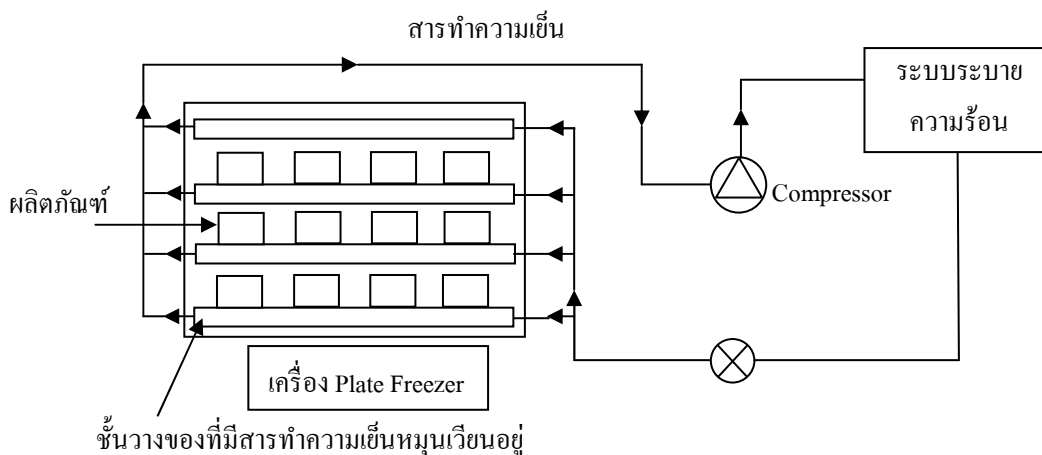
2.1.2.1 เทคโนโลยีที่ใช้ในการถนอมอาหาร แบ่งเป็น 2 เทคโนโลยีที่สำคัญ คือ ระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลม (Air blast freezer) และเครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น (Contact plate freezer) [4]

1) ระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลม เทคโนโลยีการแช่เยือกแข็งด้วยวิธีนี้ ทำได้โดย นำผลิตภัณฑ์จัดเรียงในชั้นวางแบบมีล้อเข็นภายในห้องบลูววน ดังรูปที่ 2.3 มีอุณหภูมิการทำความเย็นอยู่ที่ -40°C เพื่อรักษาอุณหภูมิจุดกึ่งกลางผลิตภัณฑ์ไว้ตามที่มาตรฐานกำหนด การแช่แข็งแบบนี้ใช้ระยะเวลาประมาณ 4-6 ชั่วโมงในการทำให้ผลิตภัณฑ์แข็งตัว แต่มีการสูญเสียน้ำหนักของผลิตภัณฑ์มากกว่าเทคโนโลยีการแช่เยือกแข็งอื่น ดังนั้นเพื่อลดปัญหาดังกล่าว จึงควรปิดภาชนะบรรจุภัณฑ์ให้สนิท



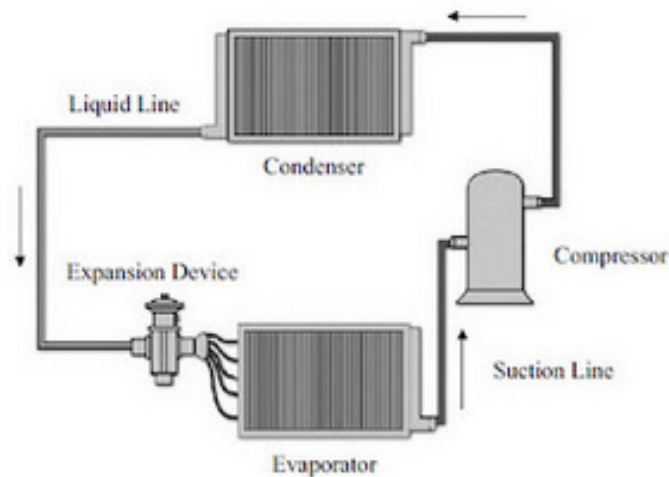
รูปที่ 2.3 ระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลม [4]

2) เครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น เทคโนโลยีการแช่เยือกแข็งด้วยวิธีนี้ ทำได้โดยจัดวางผลิตภัณฑ์ในถาดเฉพาะ แล้วนำไปวางไว้บนชั้นวางของที่มีสารทำความเย็นหมุนเวียนอยู่ ดังรูปที่ 2.4 เพื่อทำความเย็นให้กับผลิตภัณฑ์ เมื่อจัดวางผลิตภัณฑ์เสร็จแล้ว ทำการเลื่อนชั้นต่างๆ ให้ชิดกับผลิตภัณฑ์พอดี โดยแช่แข็งเพื่อรักษาอุณหภูมิจุดกึ่งกลางผลิตภัณฑ์ไว้ตามที่มาตรฐานกำหนด



รูปที่ 2.4 เครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น [4]

2.1.2.2 เทคโนโลยีต้นกำเนิด หมายถึง เทคโนโลยีที่ก่อให้เกิดความเย็น โดยความเย็นที่ผลิตได้นำไปใช้งานต่อไปในอุตสาหกรรมอาหารแช่เยือกแข็ง ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญ 4 ชนิด คือ เครื่องควบแน่น (Condenser), เครื่องระเหย (Evaporator), วาล์วขยายตัว (Expansion valve) และเครื่องอัด (Compressor) แสดงได้ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 อุปกรณ์หลักในระบบทำความเย็น [6]

1) **เครื่องควบแน่น** อุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน มีหน้าที่ในการระบายความร้อนออกจากไอสารทำความเย็นไปสู่อากาศหรือน้ำ เพื่อควบแน่นสารทำความเย็นให้เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว แล้วเข้าสู่กระบวนการในส่วนถัดไป โดยเครื่องควบแน่นที่นิยมใช้กันโดยทั่วไปมี 3 ชนิด คือ เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-cooled condenser), เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-cooled condenser) และเครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ (Evaporative condenser) แสดงได้ดังรูปที่ 2.6



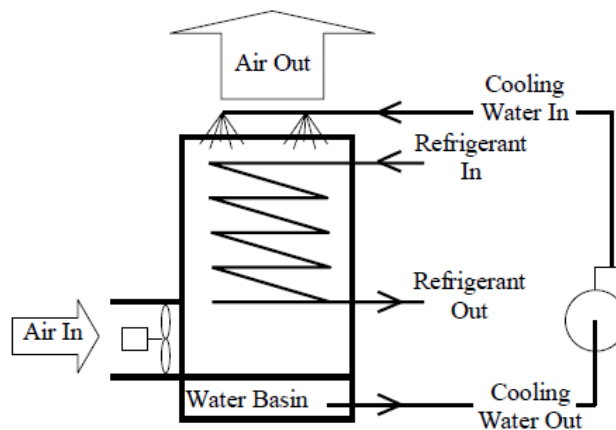
รูปที่ 2.6 เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศ ด้วยน้ำ และอาศัยหลักการระเหยของน้ำ [7]

การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นด้วยการระเหยของน้ำ จะระบายความร้อนโดยอาศัยการพ่นน้ำไปยังขดท่อที่บรรจุสารทำความเย็นอยู่ภายใน เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นลงจนเกิดการควบแน่น ดังรูปที่ 2.7 ซึ่งสามารถหาความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องควบแน่นได้จากสมการที่ 1 และ 2 [8]

$$Q_c = UA_c (TD) \quad (1)$$

$$TD = \frac{(T_r - T_e) - (T_r - T_l)}{\ln[(T_r - T_e)/(T_r - T_l)]} \quad (2)$$

เมื่อ	A_c	คือ	ขนาดของเครื่องควบแน่น (m^2)
	Q_c	คือ	อัตราการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kW)
	U	คือ	สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนรวม ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$)
	TD	คือ	ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างของไหล 2 ชนิด ($^\circ C$)
	T_r	คือ	อุณหภูมิของสารทำความเย็น ($^\circ C$)
	T_e	คือ	อุณหภูมิของน้ำประปาก่อนปะทะขดท่อสารทำความเย็น ($^\circ C$)
	T_l	คือ	อุณหภูมิของน้ำประปาหลังปะทะขดท่อสารทำความเย็น ($^\circ C$)



รูปที่ 2.7 แผนผังการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นด้วยการระเหยของน้ำ [9]

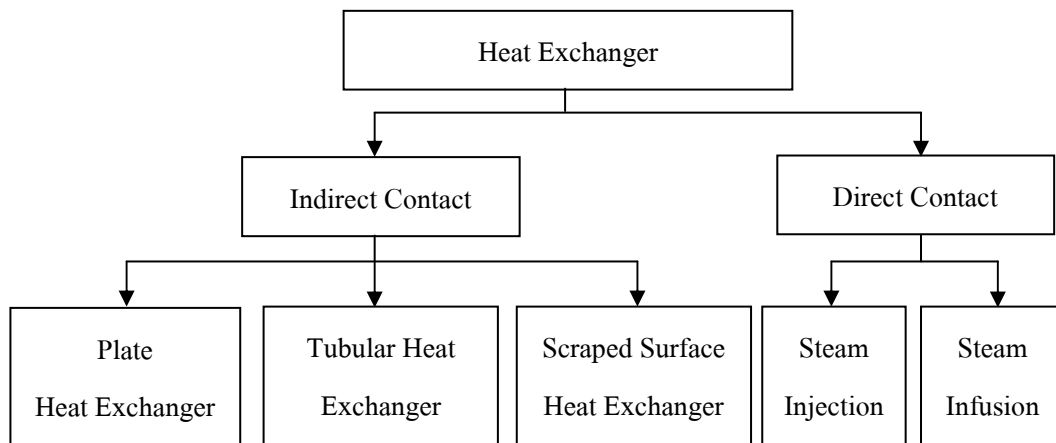
2) เครื่องระเหย เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ทำหน้าที่รับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมภายนอก เช่น อากาศ เพื่อทำให้สารทำความเย็นในระบบเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอก่อนเข้าสู่เครื่องอัดต่อไป

3) วาล์วขยายตัว มีหน้าที่ทำให้สารทำความเย็นในระบบที่มีความดันและอุณหภูมิสูงขยายตัวจนมีความดันและอุณหภูมิต่ำลง รวมถึงควบคุมปริมาณการไหลของสารทำความเย็นให้มีความเหมาะสมก่อนจะถูกส่งไปยังเครื่องระเหย

4) เครื่องอัด มีหน้าที่เพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็นในระบบ จนกลายเป็นสารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะของไอร้อนยวดยิ่ง (Superheated vapor)

2.1.2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ อุปกรณ์ที่ใช้เพิ่มหรือลดความร้อน โดยอาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด แบ่งเป็นชนิดต่างๆ ดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 การจำแนกชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [10]

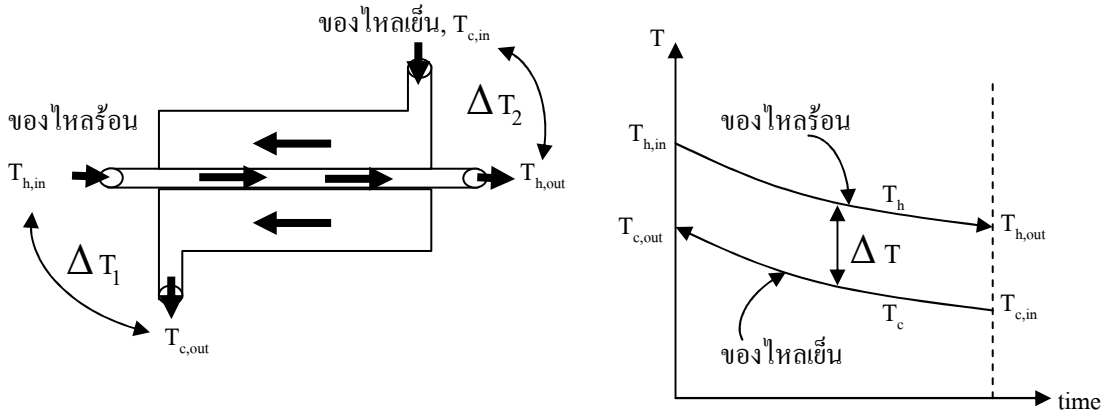
1) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สัมผัสโดยตรง (Direct contact) แบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ Steam Injection ประกอบด้วยหัวฉีดไอน้ำความดันสูง ใช้ฉีดไอน้ำไปสัมผัสกับผลิตภัณฑ์ที่ต้องการเพิ่มอุณหภูมิโดยตรง และ Steam Infusion

2) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สัมผัสทางอ้อม (Indirect contact) แบ่งออกเป็น 3 ชนิดคือ

(1) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger) ประกอบด้วยแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นโลหะบาง ซึ่งมีปะเก็นอยู่รอบแผ่น เพื่อช่วยในการป้องกันการรั่ว ใช้เป็นตัวกลางกั้นระหว่างของเหลว 2 ชนิดที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้น ดังรูปที่ 2.10

(2) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ (Tubular heat exchanger) ประกอบด้วยท่อซ้อนกัน มีของเหลวไหลอยู่ระหว่างท่อเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังรูปที่ 2.11 การหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ด้วยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

(LMTD) เมื่อกำหนดให้ของไหลทั้ง 2 ชนิด ไหลสวนทางกัน การแปรผันอุณหภูมิของของไหลทั้ง 2 ชนิดเป็นไปดังรูปที่ 2.9 [11]



รูปที่ 2.9 การแปรผันอุณหภูมิของของไหลที่ไหลสวนทางในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [11]

ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ สามารถหาได้จากสมการที่ 3 ถึง 8 [11]

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}C_p(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (4)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (6)$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (7)$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{lm}} \quad (8)$$

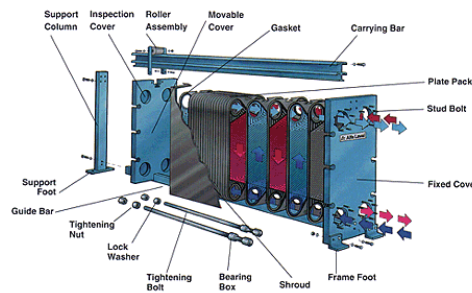
เมื่อ	\dot{Q}	คือ	อัตราการถ่ายโอนความร้อนของของไหล (W)
	\dot{m}	คือ	อัตราการไหลของของไหล (kg/s)
	C_p	คือ	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล (J/kg·°C)
	$T_{c,in}$	คือ	อุณหภูมิของของไหลเย็นขาเข้า (°C)
	$T_{c,out}$	คือ	อุณหภูมิของของไหลเย็นขาออก (°C)
	$T_{h,in}$	คือ	อุณหภูมิของของไหลร้อนขาเข้า (°C)
	$T_{h,out}$	คือ	อุณหภูมิของของไหลร้อนขาออก (°C)

ΔT_{lm} คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

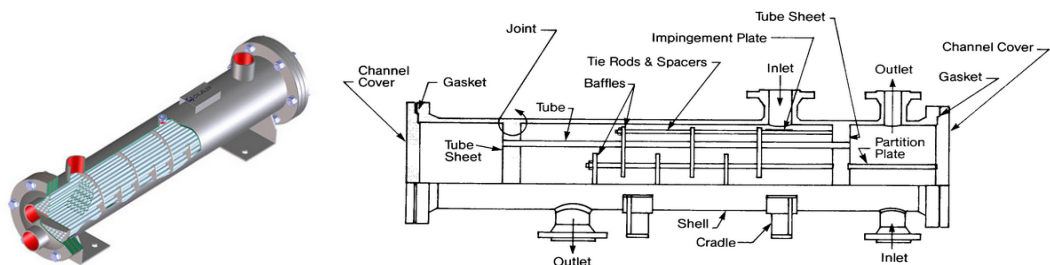
U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A คือ ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)

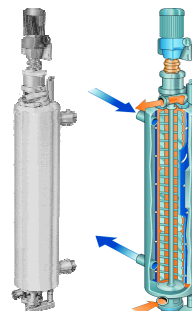
(3) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใบมีดขูดผิว (Scraped surface heat exchanger) ประกอบด้วยท่อ 2 ชั้น ท่อชั้นนอกบรรจุตัวกลางความร้อน เช่น น้ำร้อน ไอร้อน เป็นต้น ท่อชั้นในบรรจุอาหารเหลวและใบมีดขูด เพื่อช่วยให้อาหารไม่ติดบริเวณผิวท่อ เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.10 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น [10]



รูปที่ 2.11 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ [12]



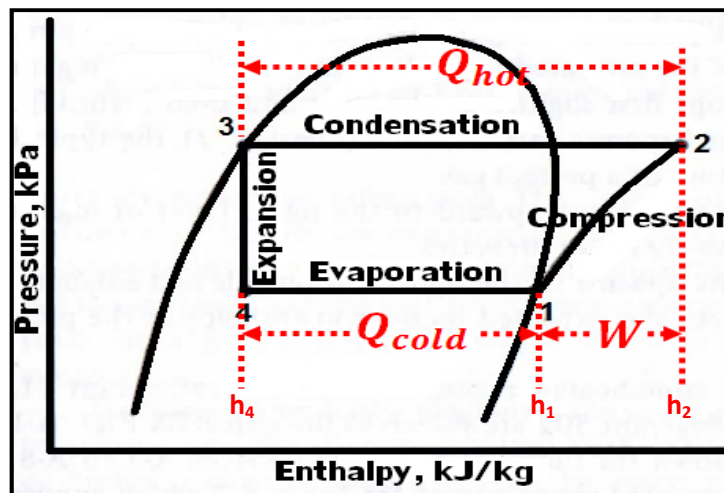
รูปที่ 2.12 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใบมีดขูดผิว [10]

2.1.3 ระบบทำความเย็น [13]

2.1.3.1 ระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว (Single stage compression system) ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพ (Coefficient of performance) ของระบบทำความเย็น (COP_R) เป็นค่าที่ใช้ในการบ่งบอกถึงประสิทธิภาพในการทำความเย็น โดยระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพได้จากสมการที่ 9 และรูปที่ 2.13 ค่า COP_R ที่ดีควรมีค่าสูง ซึ่งจะทำให้สามารถประหยัดพลังงานได้

$$COP_R = \frac{Q_e}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (9)$$

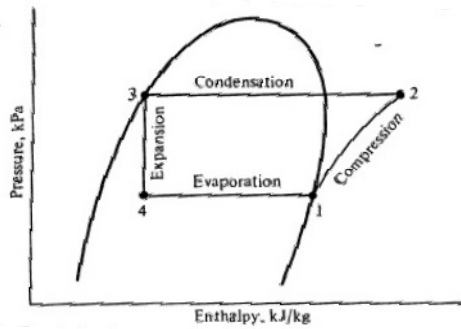
เมื่อ	Q_c	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kJ/kg)
	W	คือ	กำลังขับเคลื่อนเครื่องอัด (kJ/kg)
	h_i	คือ	เอนทัลปี (kJ/kg)



รูปที่ 2.13 ค่า Q_{Hot} , Q_{cold} และ W ในวัฏจักรการทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว

1) วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ (Ideal vapor-compression cycle) [14]

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ มีกระบวนการทำงาน 4 กระบวนการ ดังรูปที่ 2.14 คือ



รูปที่ 2.14 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ [13]

(1) กระบวนการทำงานจาก 1 ไป 2 เป็นกระบวนการอัดสารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะไออิ่มตัว ความดันต่ำให้เปลี่ยนเป็นไอร้อนยวดยิ่งความดันสูง โดยไม่ส่งถ่ายความร้อนคืนสภาพ (Isentropic Process)

$$W_{\text{compressor}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (10)$$

เมื่อ $W_{\text{compressor}}$ คือ งานของเครื่องอัด (kW)
 h_1, h_2 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกเครื่องอัด (kJ/kg)
 \dot{m}_r คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

(2) กระบวนการทำงานจาก 2 ไป 3 เป็นกระบวนการระบายความร้อนที่ความดันคงที่ ทำให้สารทำความเย็นคายความร้อนออกและเกิดการกลั่นตัว เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว

$$Q_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (11)$$

เมื่อ Q_c คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kW)
 h_2, h_3 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

(3) กระบวนการทำงานจาก 3 ไป 4 เป็นกระบวนการลดความดัน โดยสารทำความเย็นไหลผ่านลิ้นลดความดัน และไม่มีการถ่ายเทความร้อน มีค่าเอนทัลปีคงที่

$$Q = h_3 - h_4 \quad (12)$$

เมื่อ Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ลิ้นลดความดัน (kJ/kg)
 h_3, h_4 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกอุปกรณ์ลดความดัน (kJ/kg)

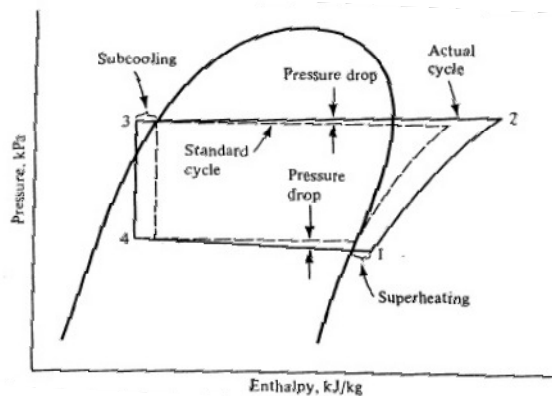
(4) กระบวนการทำงานจาก 4 ไป 1 เป็นกระบวนการดูดความร้อนที่ความดันคงที่ ทำให้สารทำความเย็นได้รับความร้อนและเกิดการระเหยกลายเป็นไออิ่มตัว

$$Q_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (13)$$

เมื่อ Q_e คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kW)
 h_1, h_4 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกเครื่องระเหย (kJ/kg)

2) วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอที่เกิดขึ้นจริง (Actual vapor-compression cycle)

มีกระบวนการทำงานเช่นเดียวกันกับการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ แต่ระบบจริงที่เกิดขึ้น มีการสูญเสียความดันในเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย มีการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกมาจากเครื่องควบแน่นให้กลายเป็นของเหลว มีการเพิ่มอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกมาจากเครื่องระเหยให้กลายเป็นไอ ดังแสดงในรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.15 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอที่เกิดขึ้นจริง [13]

2.1.3.2 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน (Two stage compression system) เป็นระบบที่เหมาะสมกับอุตสาหกรรมที่ต้องการอุณหภูมิการทำความเย็นต่ำ เช่น โรงงานอาหารแช่เยือกแข็ง โรงงานผลิตอาหารสำเร็จรูปแช่แข็ง โรงงานไอศกรีม เป็นต้น เนื่องจากระบบการทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนสามารถช่วยให้อุณหภูมิด้านออกของเครื่องอัดมีค่าที่ยอมรับได้ มีขนาดที่ไม่ใหญ่เกินไป และมีประสิทธิภาพการอัดที่ดีกว่า

1) ระบบทำความเย็นที่มีเครื่องระเหย 1 เครื่องและเครื่องอัด 2 เครื่อง

ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีเครื่องระเหย 1 เครื่องและเครื่องอัด 1 เครื่อง แสดงขั้นตอนการทำงานและคุณสมบัติของสารทำความเย็นได้ดังรูปที่ 2.16 ระบบนี้มีข้อดีคือ ใช้พลังงานน้อยกว่าระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว แต่มีข้อเสียในเรื่องของค่าใช้จ่ายที่เสียไปกับอุปกรณ์ที่เพิ่มเข้ามา คำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นได้จากสมการที่ 14 - 22

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{e,kW}}{h_1 - h_8} \quad (14)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (15)$$

สมดุลมวลและพลังงาน

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_3 h_3 \quad (16)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_6 \quad (17)$$

$$Q_e = h_1 - h_8 \quad (18)$$

$$Q_{e,kW} = \dot{m}_1 (h_1 - h_8) \quad (19)$$

$$Q_c = h_4 - h_5 \quad (20)$$

$$Q_{c,kW} = \dot{m}_3 (h_4 - h_5) \quad (21)$$

$$COP_R = \frac{\dot{m}_1 (h_1 - h_8)}{\dot{m}_1 (h_2 - h_1) + \dot{m}_3 (h_4 - h_5)} \quad (22)$$

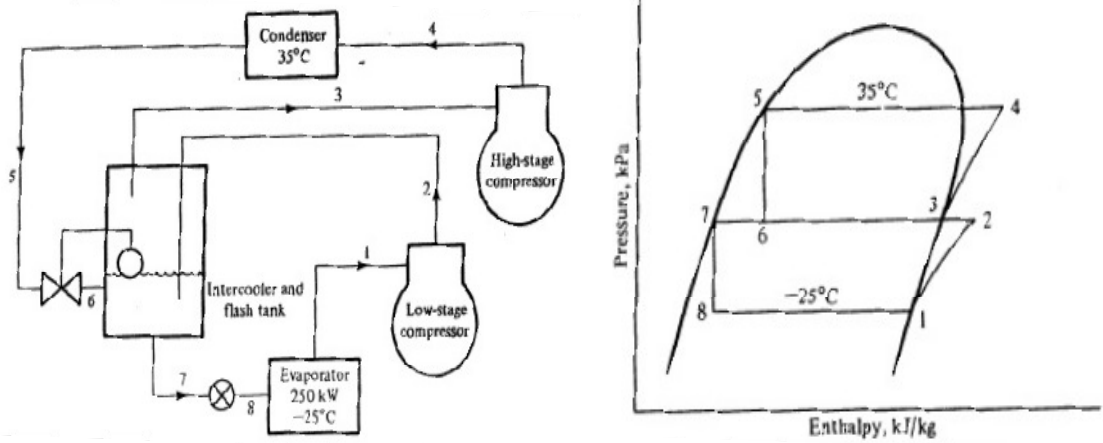
เมื่อ	Q_e	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kJ/kg)
	$Q_{e,kW}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kW)
	Q_c	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kJ/kg)
	$Q_{c,kW}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kW)
	h_i	คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็น (kJ/kg)
	\dot{m}_i	คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)
	Q_e	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kW)
	COP_R	คือ สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

2) ระบบทำความเย็นที่มีเครื่องระเหย 2 เครื่องและเครื่องอัด 2 เครื่อง

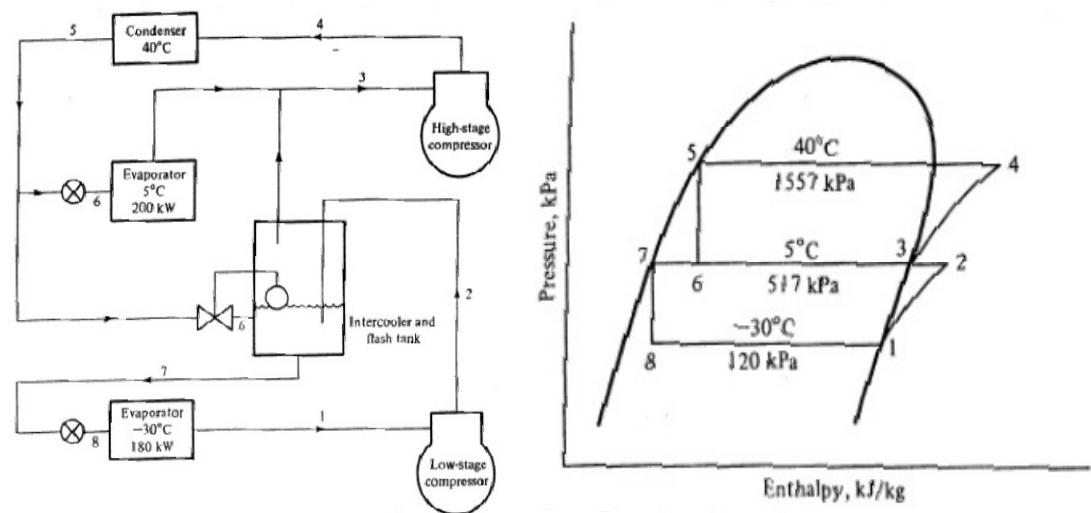
ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีเครื่องระเหย 2 เครื่อง ทำงานที่อุณหภูมิต่างกัน และเครื่องอัด 2 เครื่อง เหมาะกับอุตสาหกรรมที่ต้องการอุณหภูมิการทำความเย็นต่ำมาก เช่น โรงงานอาหารแช่เยือกแข็ง เนื่องจากอาหารเกิดการแช่เยือกแข็งอย่างรวดเร็ว สูญเสียมวลน้อย สามารถรักษาคุณภาพของอาหารได้ ระบบนี้มีข้อดีคือ มีอุณหภูมิทำความเย็นต่ำมาก มีความเย็นต่อหน่วยน้ำหนักสารทำความเย็น (Refrigeration effect) สูงกว่าระบบการทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว แต่มีข้อเสียในด้าน

ของค่าใช้จ่ายที่ต้องเสียไปกับอุปกรณ์ที่เพิ่มเข้ามา ระบบทำความเย็นแบบนี้สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance) ของระบบทำความเย็น ได้จากสมการที่ 23 และรูปที่ 2.17

$$COP_R = \frac{Q_{e1} + Q_{e2}}{W} = \frac{\dot{m}_1(h_1 - h_8) + \dot{m}_3(h_3 - h_6)}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} \quad (23)$$



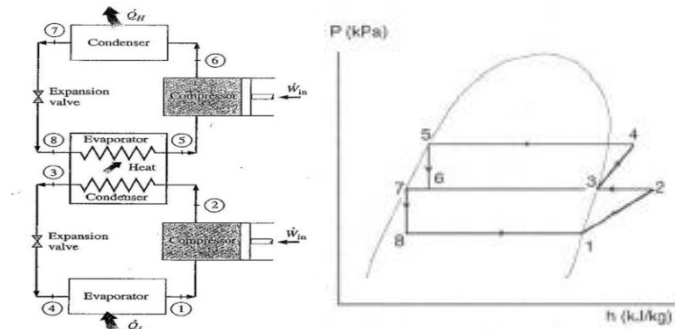
รูปที่ 2.16 ขั้นตอนการทำงานและคุณสมบัติของสารทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีเครื่องระเหย 1 เครื่องและเครื่องอัด 2 เครื่อง [13]



รูปที่ 2.17 ขั้นตอนการทำงานและคุณสมบัติของสารทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีเครื่องระเหย 2 เครื่องและเครื่องอัด 2 เครื่อง [13]

3) Cascade system

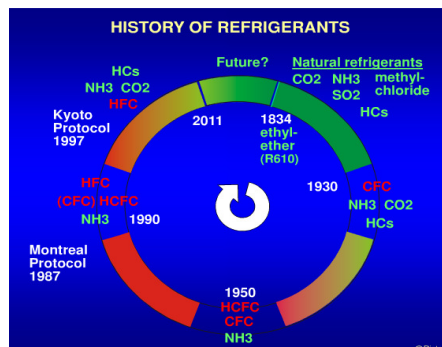
ระบบทำความเย็นแบบ Cascade system เป็นระบบทำความเย็นที่แยกออกจากกัน อาจใช้สารทำความเย็นชนิดเดียวกันหรือต่างชนิดกันก็ได้ ปัจจุบันสารทำความเย็นที่นิยมนำมาใช้มากที่สุดในอุตสาหกรรมอาหาร คือ แอมโมเนีย นอกจากนี้เครื่องอัดทั้ง 2 ชุดยังแยกออกจากกัน โดยที่เครื่องอัดของชุดที่ 1 ระบายความร้อนไปยังเครื่องระเหยของชุดที่ 2 ดังรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 Cascade system [15]

2.1.4 สารทำความเย็น

สารทำความเย็น คือ สารทำงานที่นำมาใช้ในอุปกรณ์ทำความเย็นและปรับอากาศระบบอัดไอ โดยสารทำความเย็นมีหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อน รับความร้อนที่เข้ามายังอุปกรณ์ ทำให้สารทำความเย็นนั้นๆ เปลี่ยนสถานะเป็นกลายเป็นไอ จากนั้นจึงถ่ายเทความร้อนไปสู่อากาศ ส่งผลต่อสถานะของสารทำความเย็นเปลี่ยนกลับมาเป็นของเหลวเช่นเดิม



รูปที่ 2.19 วิวัฒนาการของสารทำความเย็น [16]

สารทำความเย็นมีวิวัฒนาการดังรูปที่ 2.20 ในปี ค.ศ. 1850 มีการพัฒนาสารทำความเย็น Ethyl-ether (R610) ขึ้นมา ในขณะที่สารอื่นๆ เช่น CO₂, NH₃, SO₂ และ HCs ก็มีการนำมาใช้กันตามแต่ละ

อุตสาหกรรม สารทำความเย็น NH_3 นั้นมีการนำมาใช้ในอุตสาหกรรมจำพวกอาหารแช่แข็ง รวมถึงอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ เนื่องจากเป็นสารทำความเย็นที่มีราคาต่ำ มีค่า COP สูง จุดเยือกแข็งต่ำ แต่มีข้อเสียคือ เป็นสารพิษต่อมนุษย์และจุดติดไฟง่าย ในปี ค.ศ. 1920 มีเหตุการณ์การรั่วไหลของ NH_3 เกิดขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อมนุษย์ที่อาศัยอยู่ในพื้นที่ดังกล่าว จึงได้ริเริ่มพัฒนาสารทำความเย็นชนิดอื่นขึ้นมา นั่นคือ R21 ซึ่งถือเป็นสารทำความเย็นจำพวก CFCs ชนิดแรกที่ถูกนำมาใช้ทดแทน NH_3 โดยนำมาใช้ในหน่วยครัวเรือนเพื่อลดอันตรายที่เกิดกับมนุษย์ ต่อมาในปี ค.ศ. 1928 ได้มีการพัฒนาสาร CFCs อีกหลายชนิด สารที่มีความสำคัญ คือ R12 มักนำมาใช้กับอุปกรณ์ทำความเย็น อุปกรณ์แช่แข็ง และระบบปรับอากาศของยานพาหนะ ระหว่างปี ค.ศ. 1930 – 1950 สารทำความเย็นที่นำมาใช้ส่วนใหญ่ คือ สาร CFCs, NH_3 , CO_2 , HCs แม้ว่าสาร NH_3 เป็นพิษต่อมนุษย์ แต่ก็ยังมีการใช้งานกันอยู่ เพราะมีข้อดีดังที่กล่าวมา ในขณะเดียวกัน R12 ที่ถูกพัฒนาขึ้นมาถือเป็นสารทำความเย็นที่ได้รับความนิยมมากที่สุด ในปี ค.ศ. 1950 ได้มีการพัฒนาสารทำความเย็น HCFCs ขึ้นมาทดแทน CFCs เนื่องจากเริ่มมีการตระหนักถึงผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม เห็นได้จากการพัฒนาสารทำความเย็น R134a ขึ้นมาทดแทนการใช้ R12 ในระบบปรับอากาศของยานพาหนะและระบบขนาดเล็ก เนื่องจาก R134a นั้นมีความเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่า R12 มีฤทธิ์ทำลายชั้นโอโซนน้อยกว่า แต่เนื่องจากมีปัญหาในเรื่องของการกัดกร่อนอุปกรณ์บางตัวในระบบ ไม่สามารถใช้กับน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้กับสาร CFCs ได้ และมีประสิทธิภาพการทำงานต่ำกว่า จึงทำให้ R134a ไม่สามารถนำมาใช้ทดแทน R12 ได้ทันที

ในช่วงปี ค.ศ. 1950-1990 ได้มีการค้นพบอย่างชัดเจนว่า สารทำความเย็น CFCs เป็นสารที่ไม่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม มีการทำลายชั้นโอโซน ซึ่งส่งผลให้เกิดภาวะโลกร้อน จึงได้มีการนำพิธีสาร Montreal มาเป็นเครื่องมือลดการใช้สาร CFCs และ HCFCs โดยประเทศที่ร่วมลงนามในพิธีสารต้องลดการใช้สาร CFCs และ HCFCs ตามที่พิธีสารกำหนด ดังนั้นจากการลงนามในพิธีสารนี้ จึงส่งผลให้มีการคิดค้นสารทำความเย็นชนิดใหม่ขึ้นมา เช่น ในปี ค.ศ. 1990 มีการคิดค้นสารทำความเย็น R407C ขึ้นมาแทน R22 เนื่องจากเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่า นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาสาร R410a ขึ้นมาใช้แทน R22 โดยสารนี้มีความเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและมีประสิทธิภาพ ให้ค่า COP สูง ซึ่งนิยมใช้กันมากในประเทศญี่ปุ่น ในปัจจุบัน สาร CFCs ถูกยกเลิกการใช้งานตามพิธีสาร Montreal และพิธีสารเกียวโต ส่วนสาร HCFCs นั้นมีการใช้ลดลงถึง 65% และจะยกเลิกการใช้งานในปี ค.ศ. 2030 ในขณะที่สารทำความเย็น HCs, NH_3 , CO_2 และ HFCs ยังคงมีการใช้งานกันอยู่ตามอุตสาหกรรมต่างๆ

ตารางที่ 2.1 ตัวอย่างสารทำความเย็นประเภทต่างๆ

Number	Chemical Name	Chemical Formula
Methane Series		
11	trichlorofluoromethane	CCl_3F
12	dichlorodifluoromethane	CCl_2F_2
22	chlorodifluoromethane	CHClF_2
Number	Chemical Name	Chemical Formula
Ethane Series		
134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	CH_2FCF_3
170	ethane	CH_3CH_3
Number	Chemical Name	Chemical Formula
Ethers		
E170	Dimethyl Ether	CH_3OCH_3
Number	Chemical Name	Chemical Formula
Propane		
290	propane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$
Number	Chemical Name	Chemical Formula
Cyclic Organic Compounds		
C318	octafluorocyclobutane	$-(\text{CF}_2)_4-$
Miscellaneous Organic Compounds		
Number	Chemical Name	Chemical Formula
hydrocarbons		
600	butane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$ A3
601	Pentane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$
oxygen compounds		
610	ethyl ether	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{CH}_3$

ตารางที่ 2.1 ตัวอย่างสารทำความเย็นประเภทต่างๆ (ต่อ)

Miscellaneous Organic Compounds					
Number	Chemical Name			Chemical Formula	
<i>sulfur compounds</i>					
620 (Reserved for future assignment)					
Number	Chemical Name	Chemical Formula	Number	Chemical Name	Chemical Formula
Nitrogen Compounds			Nitrogen Compounds		
630	methyl amine	CH ₃ NH ₂	631	ethyl amine	CH ₃ CH ₂ (NH ₂)
Number	Chemical Name	Chemical Formula	Number	Chemical Name	Chemical Formula
Inorganic Compounds			Inorganic Compounds		
702	hydrogen	H ₂	704	helium	He
717	ammonia	NH ₃	718	water	H ₂ O
728	nitrogen	N ₂	732	oxygen	O ₂
740	argon	Ar	744	carbon dioxide	CO ₂
764	sulfur dioxide	SO ₂			

ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างสารทำความเย็นผสม

Number	Refrigerant Composition (Mass %)	Number	Refrigerant Composition (Mass %)
Zeotropes		Zeotropes	
401A	R-22/152a/124 (53.0/13.0/34.0)	402A	R-125/290/22 (60.0/2.0/38.0)
403A	R-290/22/218 (5.0/75.0/20.0)	404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0)
405A	R-22/152a/142b/C318 (45.0/7.0/5.5/42.5)	406A	R-22/600a/142b (55.0/4.0/41.0)
408A	R-125/143a/22 (7.0/46.0/47.0)	409A	R-22/124/142b (60.0/25.0/15.0)
409B	R-22/124/142b (65.0/25.0/10.0)	410A	R-32/125 (50.0/50.0)

ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างสารทำความเย็นผสม (ต่อ)

Number	Refrigerant Composition (Mass %)	Number	Refrigerant Composition (Mass %)
Azeotropes		Azeotropes	
500	R-12/152a (73.8/26.2)	501	R-22/12 (75.0/25.0)
502	R-22/115 (48.8/51.2)	503	R-23/13 (40.1/59.9)
504	R-32/115 (48.2/51.8)	505	R-12/31 (78.0/22.0)
506	R-31/114 (55.1/44.9)	507A	R-125/143a (50.0/50.0)

2.1.5 คุณภาพอาหาร

คุณภาพของอาหารเป็นปัจจัยหนึ่งที่ผู้ประกอบการต้องคำนึงถึงในกระบวนการแช่เยือกแข็ง เนื่องจาก วัตถุประสงค์ที่ผ่านขั้นตอนต่างๆ ภายในกระบวนการ เกิดการสูญเสียน้ำหนัก นอกจากนี้เมื่ออุณหภูมิของ วัตถุประสงค์สูงขึ้น จุลินทรีย์เจริญเติบโตได้ดีขึ้น ทำให้เกิดการย่อยสลายของวัตถุประสงค์นั้น ดังนั้นเพื่อยับยั้ง สาเหตุดังกล่าวจึงควรมีการแช่เยือกแข็งผลิตภัณฑ์ที่อุณหภูมิต่ำและรวดเร็ว ซึ่งอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อ การแช่เยือกแข็งแตกต่างกันไปตามแต่ละมาตรฐานของแต่ละประเทศ โดยตัวอย่างอุณหภูมิตู้แช่เยือก แข็งของประเทศต่างๆ แสดงได้ดังตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 อุณหภูมิตู้แช่เยือกแข็งตามมาตรฐานของประเทศต่างๆ

มาตรฐานตู้แช่เยือกแข็ง	อุณหภูมิ (องศาเซลเซียส)
CODEX, WHO [17]	-18
มกอช. [148]	-18
Australian-New Zealand Standard (AS/NZS) [19]	-15
Canadian Test Procedure (CAN) [19]	-17.8
Japanese Industrial Standard (JIS) [19]	-18
Korean Test Procedure (KS) [19]	-18
Chinese National Standard (CNS) [19]	-18

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องแบ่งออกเป็น 5 หัวข้อที่สำคัญ คือ ปริมาณน้ำที่ใช้ในกระบวนการแช่เยือกแข็ง เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่เยือกแข็ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น และคุณภาพของอาหาร

2.2.1 ปริมาณน้ำที่ใช้ในกระบวนการแช่เยือกแข็ง

อุตสาหกรรมอาหารแช่แข็ง เป็นอุตสาหกรรมหนึ่งที่มีการใช้พลังงานและทรัพยากรในกระบวนการผลิตปริมาณสูง โดยเฉพาะการใช้น้ำ เมื่อมีปริมาณการใช้น้ำสูง ปริมาณน้ำทิ้งจึงแปรผันไปทางเดียวกัน ทั้งนี้ น้ำทิ้งในอุตสาหกรรมอาหารแช่แข็งสามารถนำความเย็นที่เหลืออยู่มาใช้ประโยชน์ต่อได้

กรมโรงงานอุตสาหกรรม [3] ได้รวบรวมข้อมูลการใช้ทรัพยากรน้ำพบว่า มีการใช้น้ำในสถานประกอบการกึ่ง 28.51–51.06 m^3/tons สถานประกอบการปลาแล่ 25.78–29.27 m^3/tons สถานประกอบการปลาทูน่า 16.49–28.28 m^3/tons สถานประกอบการปลาหมึก 25.45–40.09 m^3/tons สถานประกอบการซูริมี 26.18–53.50 m^3/tons

นิชนันท์ นิมหนู [20] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการลดปริมาณน้ำเสียในโรงงานแปรรูปอาหารทะเลจำพวกปลาแช่แข็ง พบว่า มีการใช้น้ำสูงถึง 8.9 m^3/tons ดังนั้นจึงส่งผลให้มีปริมาณน้ำทิ้งสูงด้วยเช่นกัน คิดเป็นร้อยละ 63-80 ของน้ำใช้ทั้งหมด น้ำทิ้งส่วนใหญ่เกิดขึ้นจากขั้นตอนการผลิต โดยขั้นตอนที่มีการใช้น้ำปริมาณที่สูงคือ การล้างพื้นโรงงานและเครื่องมืออุปกรณ์ มีน้ำเสียเกิดขึ้นร้อยละ 32 ของปริมาณน้ำทิ้งทั้งหมด การลดปริมาณน้ำเสียโรงงานทำได้โดยเปลี่ยนแปลงการปฏิบัติงาน เช่น การทำความสะอาดโดยใช้ระบบความดันสูง และการติดตั้งหัวชำระล้างแบบปิดเปิดได้อัตโนมัติ พบว่าสามารถประหยัดปริมาณน้ำใช้และลดปริมาณน้ำเสียได้ร้อยละ 50

Uttamangkabovorn et al. [21] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการอนุรักษ์น้ำในโรงงานผลิตทูน่ากระป๋องของประเทศไทยพบว่า มีปริมาณการใช้น้ำสูงถึง 13 m^3/tons โดยขั้นตอนการทำความเย็นแบบฟั่นละองน้ำ ใช้ปริมาณน้ำมากที่สุดถึง 4.7 m^3/tons รองลงมาคือขั้นตอนการล้างทำความสะอาดพื้นและอุปกรณ์ใช้น้ำ 4.5 m^3/tons สามารถอนุรักษ์การใช้น้ำได้โดย ติดตั้งอุปกรณ์หัวฉีดแรงดันสูง โดยใช้น้ำร้อนแทนน้ำเย็นในการทำความสะอาด รวมถึงให้ข้อมูลแก่พนักงาน

Mannapperuma et al. [22] ได้ทำการสำรวจใช้น้ำในอุตสาหกรรมอาหารของแคลิฟอร์เนีย พบว่า อุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับไวน์ มีปริมาณการใช้น้ำ $5.94 \text{ m}^3/\text{tons}$ อุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับมะเขือเทศ มีปริมาณการใช้น้ำ $4 \text{ m}^3/\text{tons}$ อุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับลูกพีช มีปริมาณการใช้น้ำ $12.735 \text{ m}^3/\text{tons}$ และอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับมะกอก มีปริมาณการใช้น้ำ $32.625 \text{ m}^3/\text{tons}$

2.2.2 เทคโนโลยีที่ใช้ในกระบวนการแช่เยือกแข็ง

เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่แข็ง มีหลายรูปแบบ แต่รูปแบบที่นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมคือ ระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลมและเครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น ซึ่งการเลือกใช้วิธีการแช่แข็ง ควรเลือกใช้ให้เหมาะสมกับอุณหภูมิ ชนิดของผลิตภัณฑ์ และอุตสาหกรรม

Dempsey and Bansal [23] ได้ศึกษาถึงการออกแบบและการพิจารณาประสิทธิภาพระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลมพบว่า ระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลมเป็นระบบที่ใช้กันทั่วไปในอุตสาหกรรมอาหารแช่เยือกแข็ง มีข้อดีคือ มีความยืดหยุ่นในการใช้งาน สามารถใช้แช่แข็งผลิตภัณฑ์ได้หลายชนิด และหลายขนาด ใช้เงินลงทุนต่ำ นอกจากนี้ยังสามารถประหยัดพลังงานได้โดยการปรับความเร็วพัดลมซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้สูงถึง 44 เปอร์เซ็นต์

Cole [24] ได้กล่าวถึงระบบทำความเย็นพบว่า การแช่แข็งด้วยเครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น มีข้อดีคือ มีประสิทธิภาพการแช่เยือกแข็งสูงกว่าระบบแช่เยือกแข็งแบบเป่าลม เมื่อใช้ผลิตภัณฑ์ชนิดเดียวกัน ใช้เงินลงทุนต่ำ แต่มีข้อจำกัดในเรื่องขนาดของผลิตภัณฑ์ เมื่อแช่แข็งผลิตภัณฑ์ที่มีขนาดต่างกัน ต้องปรับขนาดช่องว่างในการแช่แข็งใหม่

2.2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น มีสิ่งที่ควรคำนึงถึง คือ การแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งแปรเปลี่ยนไปตามช่องว่างระหว่างแผ่นและอัตราการไหลของของไหล จากการศึกษาของ Faizal and Ahmed [25] พบว่า ถ้าเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อน ส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยระหว่างของไหลเย็นและร้อนเพิ่มขึ้นด้วย นอกจากนี้เมื่อทำการเปรียบเทียบช่องว่างระหว่างแผ่นที่ 6 มิลลิเมตร 9 มิลลิเมตร และ 12 มิลลิเมตรพบว่า ช่องว่างระหว่างแผ่น 6 มิลลิเมตร มีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด แม้ว่าเกิดความดันสูญเสียมากกว่าก็ตาม การทดลองนี้เหมาะสมกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิไม่มากนัก

2.2.4 การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น

การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน สามารถทำได้หลายวิธีทั้งที่มีการลงทุนสูง การลงทุนต่ำ หรือแม้กระทั่งปรับเปลี่ยนอุปกรณ์บางชนิด เช่น การลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าเครื่องอัด เป็นต้น

Manske et al. [26] ได้ศึกษาถึงการควบคุม evaporative condenser ในระบบทำความเย็นพบว่า การควบคุมเสถียรภาพ ความเร็วพัดลมของเครื่องควบแน่น และขนาดของเครื่องควบแน่น มีความสำคัญและสัมพันธ์กับการใช้พลังงานรวมในระบบทำความเย็น โดยทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิที่เครื่องควบแน่น เสถียรภาพ และการควบคุมพัดลมที่แตกต่างกัน แล้ววัดพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ไปพบว่า ที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่น 29.4 °C เสถียรภาพเหมาะสม ใช้ VFD ควบคุมความเร็วพัดลม มีค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำที่สุด

Hackett et al. [27] ได้ศึกษาถึงผลจากการสำรวจทางพลังงานของโรงงานผลไม้และผักสดในแคลิฟอร์เนียทั้งหมด 7 แห่งพบว่า ประสิทธิภาพการใช้พลังงานส่วนใหญ่ขึ้นอยู่กับระบบทำความเย็น หากปรับเปลี่ยนมาใช้อุปกรณ์ทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพสูง ทำการควบคุมและปรับปรุงระบบทำความเย็นให้เหมาะสม ทำให้ประหยัดพลังงานได้ นอกจากนี้ยังสามารถปรับปรุงระบบแสงสว่าง การควบคุมมอเตอร์ การเลื่อนโหลดการใช้ไฟฟ้า ก็เป็นอีกทางหนึ่งที่จะช่วยประหยัดพลังงานได้

Carbon Trust [28] ได้ให้ข้อมูลเกี่ยวกับการประหยัดพลังงานในอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่ม เพื่อสร้างโอกาสให้กับธุรกิจต่างๆ ตัวอย่างการประหยัดพลังงานเช่น เพิ่มอุณหภูมิการแช่เยือกแข็งจาก -25 °C เป็น -20 °C ช่วยประหยัดพลังงานได้ถึง 10-15% เป็นต้น

2.2.5 คุณภาพอาหาร

Mahlia and Saidur [19] ได้ทำการทบทวนการศึกษาเกี่ยวกับมาตรฐานตู้แช่เยือกแข็งของประเทศต่างๆ พบว่า มาตรฐานขององค์กรระหว่างประเทศ ว่าด้วยมาตรฐาน (International Standards Organization, ISO) กำหนดอุณหภูมิตู้แช่เยือกแข็งไว้ที่ -18 °C มาตรฐานของประเทศออสเตรเลียและนิวซีแลนด์ (Australian–New Zealand Standard, ANZS) กำหนดอุณหภูมิไว้ที่ -15 °C มาตรฐานของประเทศญี่ปุ่น (Japanese Industrial Standard, JIS) กำหนดอุณหภูมิไว้ที่ -18 °C มาตรฐานของจีน (Chinese National Standard, CNS) กำหนดอุณหภูมิไว้ที่ -18 °C มาตรฐานของประเทศเกาหลี (Korean test procedure, KS) กำหนดอุณหภูมิไว้ที่ -18 °C และมาตรฐานของประเทศแคนาดา (Canadian test procedure, CAN) กำหนดอุณหภูมิไว้ที่ -17.8 °C

Zanoni and Zavarella [29] ได้ศึกษาถึงประเด็นปัญหาที่เกิดขึ้นเกี่ยวกับอาหารแช่เยือกแข็งพบว่า คุณภาพของอาหารลดลงเรื่อยๆ เมื่อจำนวนวันแช่เยือกแข็งเพิ่มขึ้น และหากเปรียบเทียบอุณหภูมิการแช่เยือกแข็งที่แตกต่างกันพบว่า การแช่เยือกแข็งที่อุณหภูมิต่ำ คุณภาพของอาหารจะดีกว่า หรือเก็บได้นานมากขึ้น นอกจากนี้อุณหภูมิการแช่เยือกแข็งยังส่งผลต่อค่า COP ของระบบทำความเย็นด้วย โดยการเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้น ทำให้ COP เพิ่มขึ้น และประหยัดพลังงานมากขึ้น ซึ่งเห็นได้ว่า คุณภาพของอาหาร อุณหภูมิการแช่เยือกแข็ง และการประหยัดพลังงาน มีผลเกี่ยวข้องกัน ดังนั้นจึงควรพิจารณาระบบให้มีความเหมาะสมและไม่ก่อให้เกิดความเสียหายกับผลิตภัณฑ์

Kreuzer [30] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงคุณภาพของปลาสดเมื่อผ่านการแช่เยือกแข็งด้วยอุณหภูมิต่ำพบว่า การแช่เยือกแข็งที่อุณหภูมิต่ำๆ เป็นวิธีการที่ช่วยขยายเวลาการเก็บปลาสดไว้ได้นานมากขึ้น โดยยังคงคุณภาพตามที่มาตรฐานกำหนด เนื่องจากการแช่เยือกแข็งดังกล่าวช่วยลดการเจริญเติบโตของแบคทีเรียเมื่อเปรียบเทียบกับแช่ในน้ำแข็ง นอกจากนี้ยังพบว่า อัตราการสูญเสียน้ำก็น้อยกว่าเช่นกัน เพราะว่าเป็นการแช่เยือกแข็งอย่างรวดเร็ว

Goncalves and Ribeiro [31] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการปรับปรุงกระบวนการแช่เยือกแข็งกุ้งแดงให้เหมาะสม และศึกษาถึงผลของสารฟอสเฟตเปรียบเทียบกับน้ำหนักและคุณภาพของผลิตภัณฑ์พบว่า กุ้งที่แช่ด้วยสารฟอสเฟตที่เป็นสารผสม Sodium Tripolyphosphate, Sodium Tetra Pyrophosphate และ NaCl (BLEND) ช่วยรักษามวลกุ้งได้มากกว่าการแช่ด้วยน้ำและ Sodium Tripolyphosphate (STP) กุ้งที่ผ่านการแช่เยือกแข็งด้วยวิธีการแช่เยือกแข็งแบบเย็นขุดยิ่ง (cryogenic freezer) มีอุณหภูมิการทำความเย็นอยู่ที่ -86°C สูญเสียมวลกุ้งน้อยกว่าการแช่เยือกแข็งแบบสายพานเกลียว (spiral freezer) ที่มีอุณหภูมิการทำความเย็น -35°C ดังนั้นกระบวนการที่เหมาะสมที่ทำให้กุ้งมีการสูญเสียมวลน้อยที่สุดคือ การเคลือบผิวกุ้งด้วยสารผสมตามที่กล่าวไว้ มีความเข้มข้น 5% เป็นเวลา 120 นาที และนำไปแช่เยือกแข็งด้วยวิธีการแช่เยือกแข็งแบบเย็นขุดยิ่งเป็นเวลา 1 นาที

Martins and Silva [32] ได้ศึกษาเกี่ยวกับคุณภาพของถั่วเขียวแช่แข็งเมื่อผ่านการเก็บที่บ้านพบว่า การเก็บถั่วเขียวไว้ที่อุณหภูมิ 5, -6, -12 และ -18°C ช่วยรักษาคุณภาพต่างๆ เช่น สี ปริมาณแป้ง เป็นต้น แต่สารอาหารลดลง นอกจากนี้ เมื่อเปรียบเทียบการเก็บที่อุณหภูมิต่างกันพบว่า การแช่แข็งที่อุณหภูมิ -18°C ช่วยให้เก็บถั่วเขียวที่มีคุณภาพตามมาตรฐานได้เป็นเวลานานมากกว่าการแช่แข็งที่อุณหภูมิ 5, -6 และ -12°C

Tsironi et al. [33] ได้ศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบของการเก็บรักษาด้วยการแช่เยือกแข็งต่อระยะเวลาการเก็บกึ่งและคุณภาพของกึ่งพบว่า การแช่แข็งกึ่งด้วยอุณหภูมิต่ำ สามารถเก็บได้เป็นเวลานาน โดยมีคุณภาพตามมาตรฐานอยู่ เมื่อเปรียบเทียบกับกึ่งที่อุณหภูมิสูงกว่า นอกจากนี้ยังพบว่า การเก็บกึ่งด้วยการแช่แข็งเป็นเวลานาน ทำให้คุณภาพของกึ่งเปลี่ยนไป ทั้งสี สภาพผิว ค่าความเป็นกรดต่าง เป็นต้น

บทที่ 3 ขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1.1 ดำเนินการศึกษาค้นหาหาข้อมูลจากงานวิจัย บทความทางวิชาการ และหนังสือ เกี่ยวกับ

- 1) ขั้นตอนการแช่เยือกแข็งอาหารแช่เยือกแข็ง เพื่อให้ทราบถึงชนิดของพลังงานที่ใช้ ปริมาณพลังงานที่ใช้ในกระบวนการ และพลังงานเหลือทิ้ง
- 2) เทคโนโลยีที่ใช้ในการแช่เยือกแข็ง เป็นข้อมูลในการวิเคราะห์พลังงานที่ใช้ในอุปกรณ์ เข้าใจการทำงานของอุปกรณ์ เพื่อสร้างความเข้าใจระบบการแช่เยือกแข็ง
- 3) ระบบทำความเย็น ใช้ประกอบการพิจารณาระบบทำความเย็นของโรงงานอาหารแช่เยือกแข็ง พร้อมทั้งหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP_R) ของระบบทำความเย็นได้
- 4) สารทำความเย็น เพื่อให้ทราบถึงข้อดี ข้อเสีย และสารทำความเย็นที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมอาหารแช่เยือกแข็ง
- 5) คุณภาพของอาหาร เพื่อให้ทราบถึงมาตรฐานคุณภาพอาหารแช่เยือกแข็ง ซึ่งถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ต้องคำนึงถึงในการดำเนินการประหยัดพลังงาน การประหยัดพลังงานที่ดีควรประหยัดพลังงาน โดยที่อาหารแช่เยือกแข็งยังคงคุณภาพของอาหารตามที่มาตรฐานกำหนดไว้

3.1.2 พิจารณาข้อมูล พบว่า โรงงานอาหารแช่เยือกแข็งส่วนใหญ่มีปริมาณน้ำเย็นทิ้งสูง น้ำเย็นทิ้งดังกล่าวถูกนำไปบำบัดแล้วปล่อยทิ้งโดยไม่เกิดประโยชน์ใดๆ เมื่อพิจารณาระบบทำความเย็นและน้ำเย็นทิ้งแล้ว คาดว่าจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นได้โดยนำน้ำเย็นทิ้งมาลดอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับใช้ในการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น ช่วยให้เครื่องควบแน่นระบายความร้อนได้ดีขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นสูงขึ้น

3.1.3 ดำเนินการจัดเก็บข้อมูลการใช้พลังงานเบื้องต้นจากโรงงาน ได้แก่ ค่าไฟและค่าน้ำ กระบวนการแช่เยือกแข็ง ปริมาณน้ำประปาต่อผลิตภัณฑ์ ปริมาณน้ำแข็งต่อผลิตภัณฑ์ ปริมาณน้ำทิ้ง ระบบทำความเย็น ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของอุปกรณ์แต่ละชนิด อุณหภูมิน้ำก่อนและหลังเข้าเครื่องควบแน่น อัตราการไหลของน้ำ ขนาดของเครื่องอัด อัตราการไหลของน้ำประปา เพื่อนำมาใช้ประกอบการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น

3.1.4 ลดความดันด้านสูงของระบบทำความเย็นลงที่ละ **0.1 bar** คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น และคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาที่ใช้ระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นบันทึกผล

3.1.5 เลือกชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1.6 พิจารณาหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำประปาขาออก

3.1.7 แสดงผลความสัมพันธ์ในลักษณะกราฟ ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นกับขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1.8 ทหาระยะเวลาคืนทุน ในการลงทุนเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยใช้วิธีดังกล่าว

3.1.9 สรุปและวิจารณ์ผลการออกแบบ

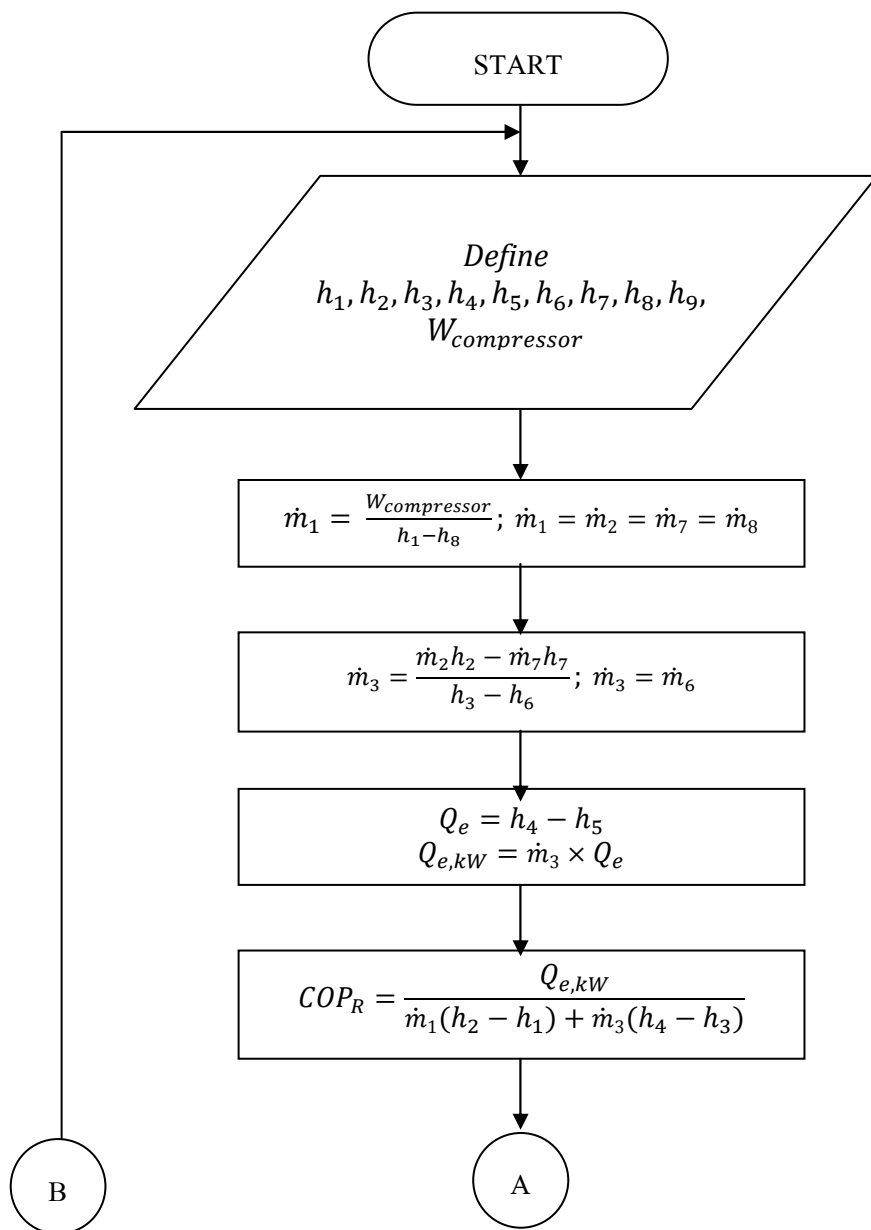
3.1.10 จัดทำรูปเล่มรายงาน นำเสนอวิทยานิพนธ์ และสอบวิทยานิพนธ์

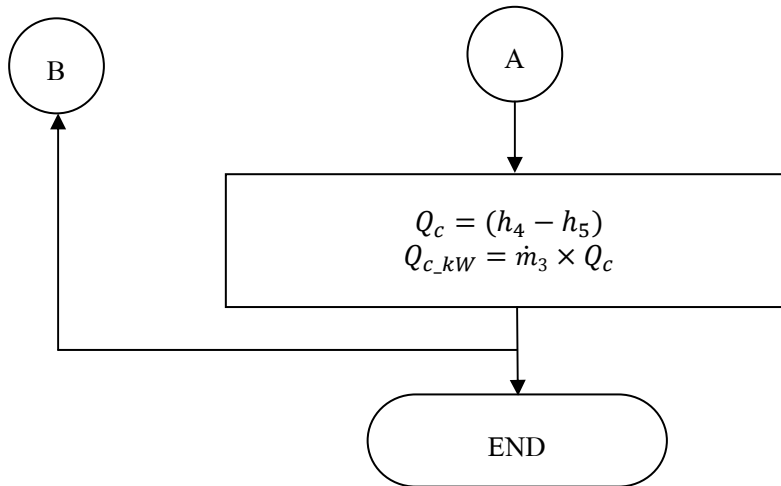
3.2 เครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ (Evaporative Condenser)

พิจารณาเครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ พบว่า ความร้อนที่คายออกจากเครื่องควบแน่นเป็นผลมาจากความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) และความร้อนแฝง (Latent Heat) [34] เนื่องจากการเก็บข้อมูลในช่วง 16 พฤศจิกายน 2555 – 7 ธันวาคม 2555 จึงพบว่าอัตราส่วนความชื้นของอากาศมีการเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง 0.0005 kg/kg [35] ซึ่งการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวมีค่าไม่มากนัก ดังนั้นในการศึกษานี้จึงกำหนดให้การคายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่นเป็นผลมาจากความร้อนสัมผัสเพียงสาเหตุเดียว

3.3 ขั้นตอนการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP_R) ของระบบทำความเย็น

ดำเนินการลดความดันด้านสูงลงทีละ 0.1 bar จำนวน 10 ค่า นำความดันด้านสูงและความดันด้านต่ำมาลงในแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีของสารทำความเย็น R-717 บันทึกค่าเอนทาลปีที่จุดต่างๆ พร้อมทั้งคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น [9] ดังแสดงในแผนผังโปรแกรมรูปที่ 3.1

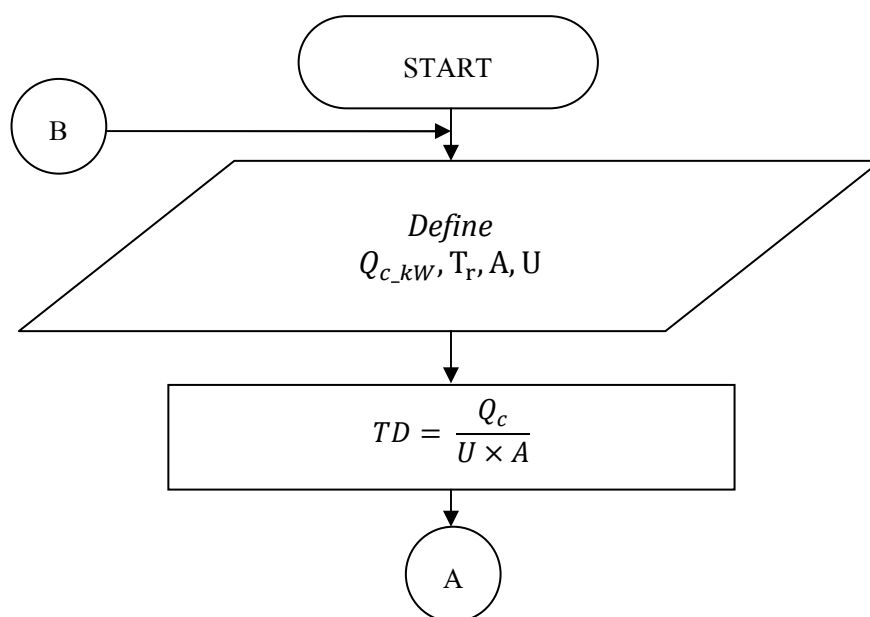


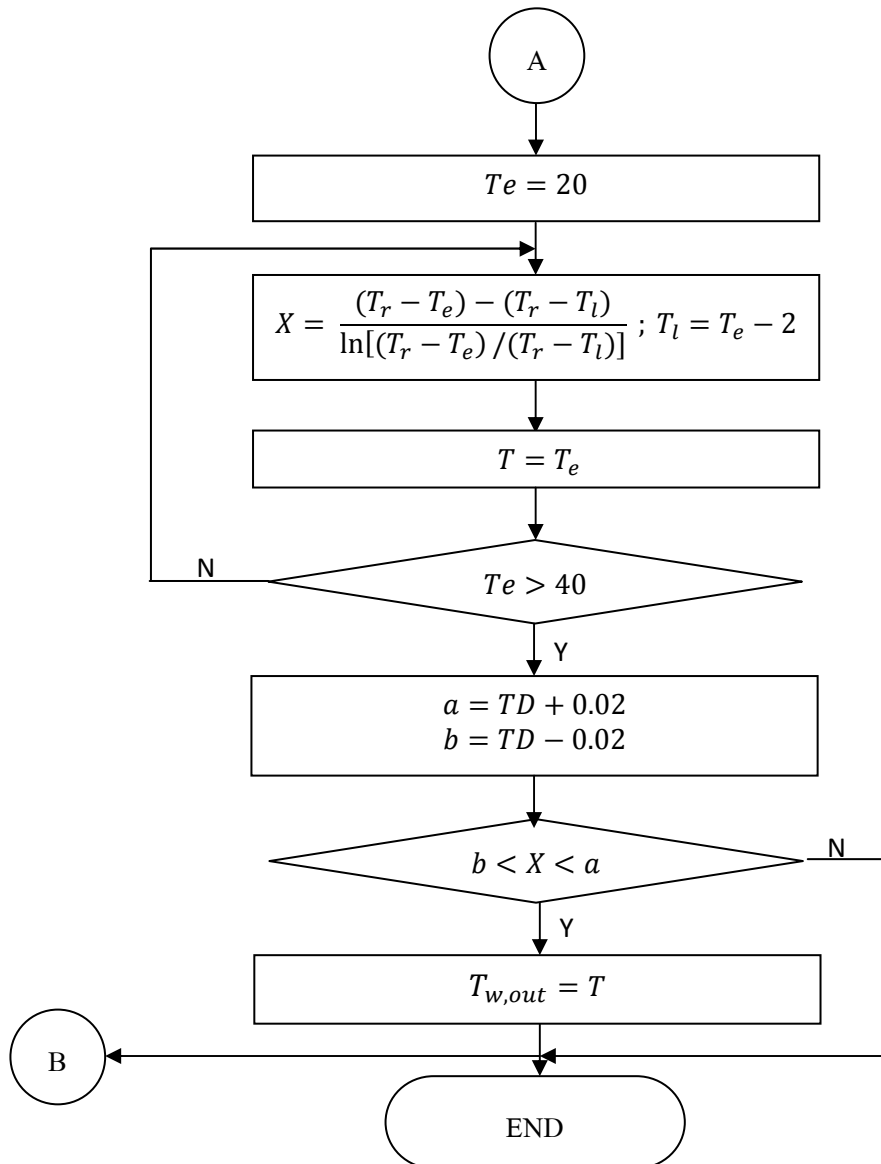


รูปที่ 3.1 แผนผังโปรแกรมการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน

3.4 ขั้นตอนการหาคำนวณอุณหภูมิของน้ำประปาที่ใช้สำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นโดยอาศัยการระเหยของน้ำ

การคำนวณหาอุณหภูมิของน้ำประปาที่ใช้สำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น เมื่อทำการเปลี่ยนแปลงความดันด้านสูงของระบบทำความเย็น มีวิธีการคำนวณ [5] ดังแสดงในแผนผัง โปรแกรม รูปที่ 3.2

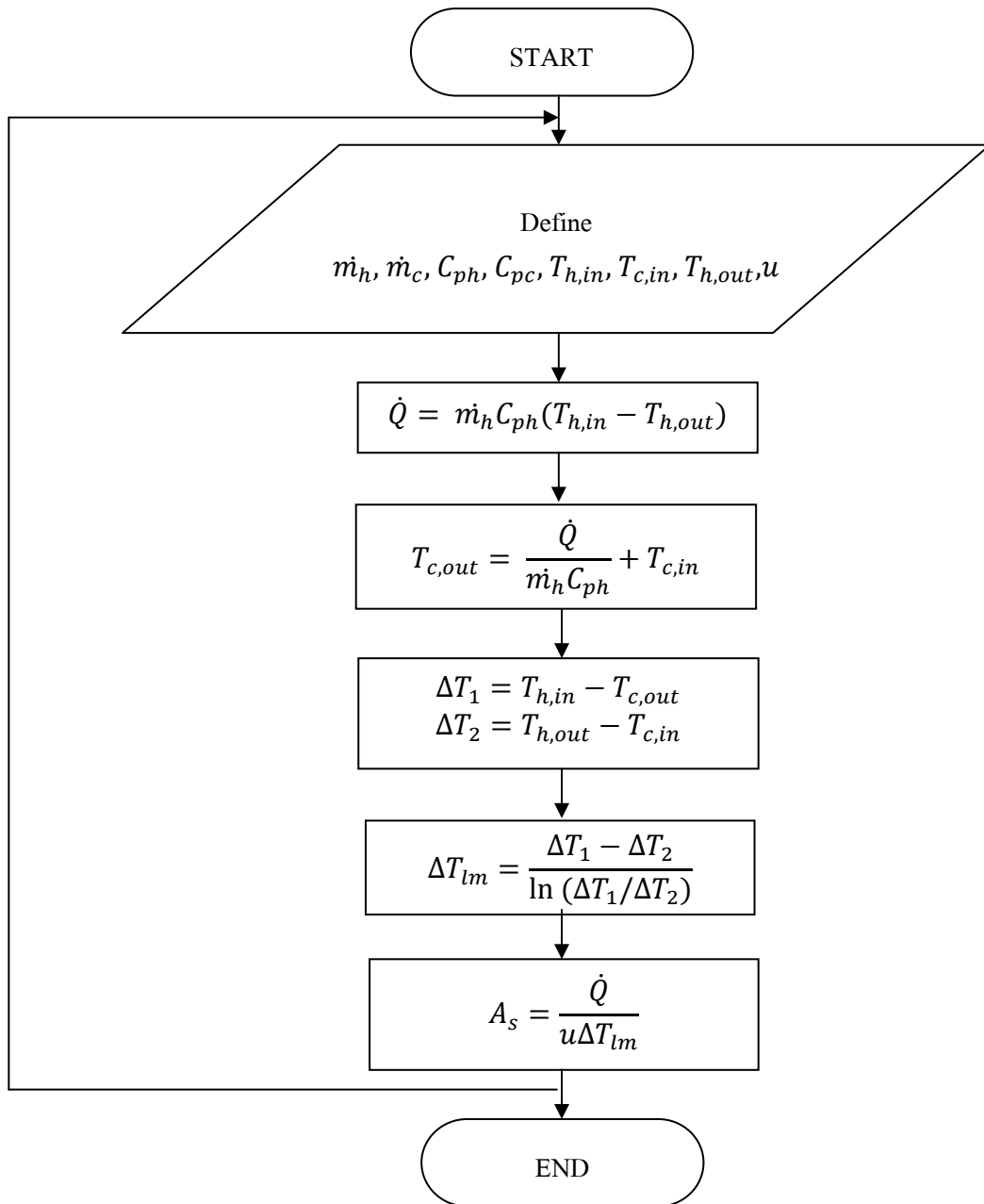




รูปที่ 3.2 แผนผังโปรแกรมการคำนวณหาหาอุณหภูมิของน้ำประปาที่ใช้สำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น

3.5 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยใช้วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

การหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยใช้วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก มีวิธีการคำนวณ [7] ดังแสดงในแผนผังโปรแกรมรูปที่ 3.3

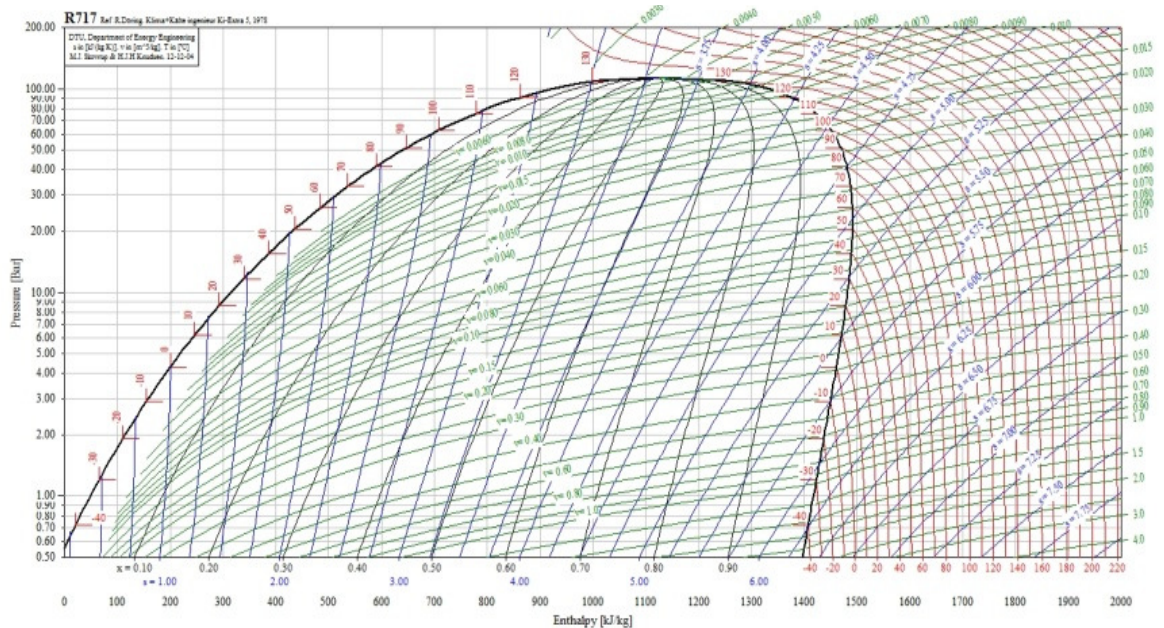


รูปที่ 3.3 แผนผังโปรแกรมการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ
เมื่อทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำประปาจากอุณหภูมิเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.6 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

3.6.1 แผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ของสารทำความเย็น R-717

แผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ดังรูปที่ 3.4 เป็นแผนภูมิที่ช่วยในการแสดงสถานะของสารทำความเย็น ณ ความดันและปริมาณความร้อนที่แตกต่างกัน รวมถึงสรุปให้เห็นถึงความสัมพันธ์ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอในขั้นตอนต่างๆ



รูปที่ 3.4 แผนภูมิความดัน-เอนทาลปีของสารทำความเย็น R-717

3.6.2 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออกจากเครื่องควบแน่น ใช้เครื่องมือวัดอุณหภูมิยี่ห้อ Kaise รุ่น SK-6820 ที่ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิ้ล (Thermocouple) ชนิด K ดังรูปที่ 3.5 สามารถเลือกแสดงผลอุณหภูมิได้ 2 หน่วย คือ องศาฟาเรนไฮต์ (°F) และองศาเซลเซียส (°C) โดยจะแสดงผลในรูปแบบของตัวเลข ขณะที่วัดอุณหภูมิ สามารถกดปุ่ม hold เครื่องจะค้างค่าอุณหภูมิ เพื่อสร้างความสะดวกในการบันทึกผลแก่ผู้ใช้



รูปที่ 3.5 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

3.6.3 เครื่องมือวัดความดัน

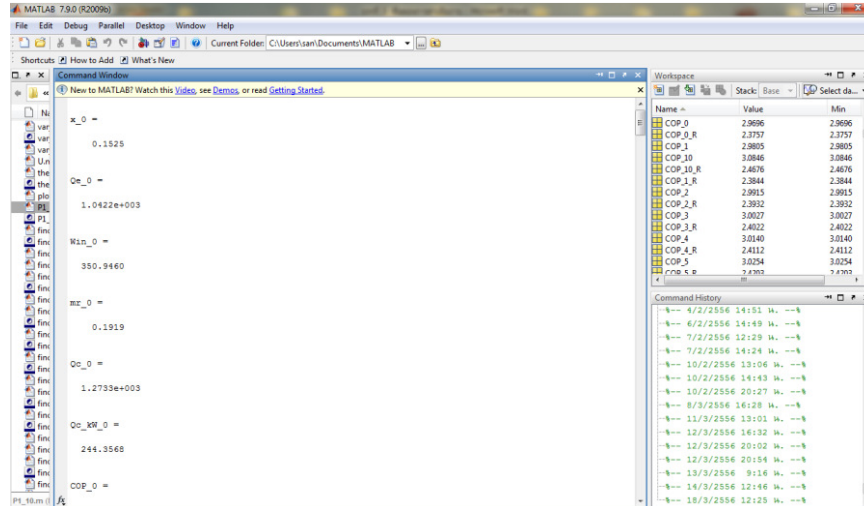
การวัดความดันที่เครื่องอัด สามารถวัดได้โดยใช้เกจวัดความดัน มีลักษณะดังรูปที่ 3.6 เกจวัดความดันดังกล่าวประกอบด้วยหน้าปัดแสดงผล และเข็มชี้ตำแหน่งของความดัน สามารถอ่านค่าความดันได้จากหน้าปัด มีหน่วยเป็นpsi หรือ bar



รูปที่ 3.6 เกจวัดความดัน

3.7 โปรแกรมการคำนวณ

เลือกใช้โปรแกรม MATLAB ในการคำนวณหาค่าตัวแปรต่างๆ ได้แก่ การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของระบบทำความเย็น การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาที่ใช้สำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น และการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โปรแกรมดังกล่าวสามารถทำงานได้โดยใส่คำสั่งการคำนวณตามแผนผังโปรแกรมในหัวข้อที่ 3.3-3.5 ผลการคำนวณจะแสดงในรูปแบบของตัวเลข ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 โปรแกรม MATLAB

เลือกใช้โปรแกรม CoolPack [36] ดังรูปที่ 3.8 ในการวาดกราฟ P-h Diagram ของระบบทำความเย็น และใช้ในการตรวจสอบข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่คำนวณได้จากโปรแกรม MATLAB เพื่อความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของข้อมูลที่คำนวณได้ เนื่องจากโปรแกรม CoolPack เป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่พัฒนาขึ้นจากผู้เชี่ยวชาญในด้านนั้นๆ ซึ่งพัฒนาโดยคณะวิศวกรรมเครื่องกล สาขาวิศวกรรมพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี



รูปที่ 3.8 โปรแกรม CoolPack

บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน

4.1 ข้อมูลเบื้องต้นของโรงงาน

โรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็งแห่งหนึ่ง ตั้งอยู่ที่จังหวัดสมุทรสาคร มีพนักงานจำนวน 600 คน ดำเนินงาน 8 ชั่วโมงต่อวัน ผลิตกุ้งสดแช่เยือกแข็งและกุ้งต้มสุกแช่เยือกแข็งเป็นผลิตภัณฑ์หลัก โรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็งจะรับซื้อกุ้งจากฟาร์มกุ้งที่มีการตกลงซื้อขาย จำนวน 40 ฟาร์ม เพื่อนำมาใช้เป็นวัตถุดิบในการผลิตกุ้งแช่เยือกแข็ง ในการดำเนินงานต่างๆของโรงงาน มีการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 180,245 หน่วยต่อเดือน คิดเป็นเงินจำนวน 527,829.32 บาทต่อเดือน มีการนำน้ำแข็งและน้ำมาใช้ในกระบวนการล้างทำความสะอาดผลิตภัณฑ์ รวมถึงมีการใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิงให้กับหม้อไอน้ำสำหรับต้มกุ้งสุก

4.1.1 ข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้า ก๊าซปิโตรเลียมเหลว น้ำ และน้ำแข็ง

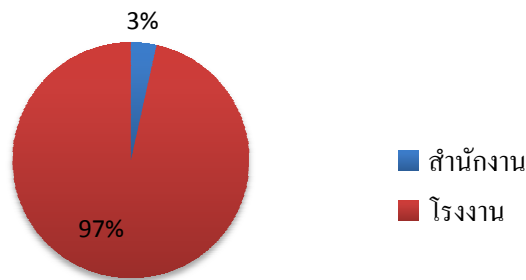
การใช้พลังงานของโรงงานแห่งนี้ ถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วนที่สำคัญ ได้แก่ การใช้พลังงานไฟฟ้า การใช้ ก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นเชื้อเพลิงแก่หม้อไอน้ำ การใช้น้ำและน้ำแข็งในกระบวนการล้างทำความสะอาดผลิตภัณฑ์ แสดงข้อมูลปริมาณการใช้ในหัวข้อ 4.1.2.1 ถึง 4.1.2.3

4.1.1.1 พลังงานไฟฟ้า

เมื่อทำการศึกษาถึงการใช้พลังงานไฟฟ้าของบริษัทแห่งนี้ พบว่า มีการใช้ไฟฟ้าใน 2 ส่วนหลัก ได้แก่ โรงงาน และสำนักงาน โดยมีปริมาณการใช้ไฟฟ้าเฉลี่ยรวมต่อเดือน เท่ากับ 180,245 หน่วย คิดเป็นเงิน 527,829.32 บาท แสดงในตารางที่ 4.1 ทั้งนี้เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์การใช้ไฟฟ้าระหว่างโรงงานกับสำนักงาน พบว่า สำนักงานใช้ไฟฟ้าเพียง 3% ในขณะที่โรงงานใช้ไฟฟ้าสูงถึง 97% ของปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 4.1 และเมื่อทำการเปรียบเทียบการใช้ไฟฟ้าต่อผลิตภัณฑ์ พบว่ามีการใช้พลังงานไฟฟ้า 379.22 kWh ต่อตันผลิตภัณฑ์

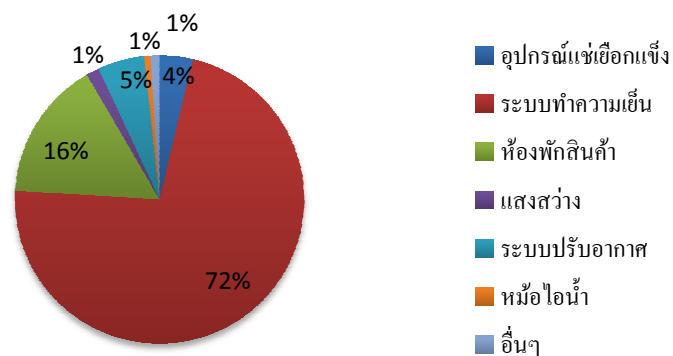
ตารางที่ 4.1 ปริมาณและค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อเดือนที่ใช้ในโรงงานและสำนักงาน

รายการ	พลังงานไฟฟ้า (kWh)	ค่าไฟฟ้า (บาท)
โรงงาน	175,130.65	513,649.75
สำนักงาน	5,114.35	14,224.90
รวม	180,245	527,655.61

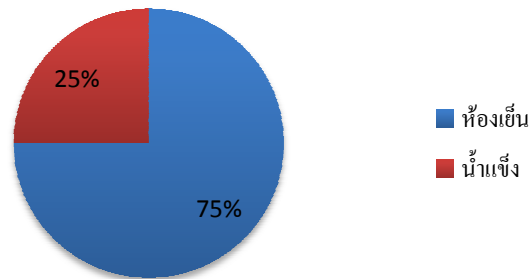


รูปที่ 4.1 สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่างโรงงานกับสำนักงาน

เมื่อพิจารณาการใช้ไฟฟ้าในโรงงาน สามารถแบ่งสัดส่วนการใช้พลังงานได้ดังรูปที่ 4.2 มีการใช้พลังงานไฟฟ้าไปกับระบบทำความเย็นสูงถึง 72% ของพลังงานทั้งหมด ใช้พลังงานไฟฟ้าไปกับห้องพักสินค้า (Anti-room) 16% ของพลังงานทั้งหมด และใช้พลังงานไฟฟ้าไปกับระบบปรับอากาศในโรงงาน 5% ของพลังงานทั้งหมด นอกจากนี้เมื่อพิจารณาถึงระบบทำความเย็นที่ผลิตความเย็นให้กับห้องเย็นและน้ำแข็ง สามารถแบ่งสัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ดังรูปที่ 4.3 โดยใช้พลังงานไฟฟ้าไปกับห้องเย็น 75% และใช้ไปกับการผลิตน้ำแข็งอีก 25%



รูปที่ 4.2 สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าในโรงงาน



รูปที่ 4.3 สัดส่วนการใช้ความเย็นในโรงงาน

4.1.1.2 ก๊าซปิโตรเลียมเหลว

ในกระบวนการผลิตกุ้งสุกแช่เยือกแข็ง มีใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลวเป็นเชื้อเพลิงแก๊มห้อไอน้ำ เพื่อผลิตไอน้ำสำหรับนึ่งกุ้งให้สุก ก่อนส่งผ่านไปยังกระบวนการแช่เยือกแข็ง ซึ่งพบว่ามีการใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว 0.044 กิโลกรัมต่อตันผลิตภัณฑ์สุก

4.1.1.3 น้ำ น้ำแข็ง และน้ำทิ้ง

มีปริมาณการใช้น้ำประปารวมทั้งโรงงานเฉลี่ย 2,300 ลูกบาศก์เมตรต่อเดือน คิดเป็นเงิน 61,118 บาท และมีปริมาณน้ำทิ้ง 76.7 ลูกบาศก์เมตรต่อวัน สำหรับน้ำและน้ำแข็ง จะนำไปใช้ในกระบวนการล้างทำความสะอาดกุ้งก่อนผ่านไปยังกระบวนการแช่เยือกแข็ง ซึ่งพบว่า มีปริมาณการใช้น้ำ 4.5-5.2 ตันต่อตันผลิตภัณฑ์ และน้ำแข็ง 1.5 ตันต่อตันผลิตภัณฑ์ ดังแสดงในตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 ปริมาณการใช้น้ำและน้ำแข็งต่อตันผลิตภัณฑ์

ทรัพยากร	ปริมาณการใช้ (ตัน) ต่อตันผลิตภัณฑ์
น้ำ	4.5 - 5.2
น้ำแข็ง	1.5

4.1.2 ขั้นตอนการแช่เยือกแข็งกุ้ง

ขั้นตอนการแช่เยือกแข็งกุ้งของโรงงานแห่งนี้ แบ่งกระบวนการแช่เยือกแข็งกุ้งเป็น 2 ประเภท คือ การแช่เยือกแข็งกุ้งสุก และการแช่เยือกแข็งกุ้งดิบ แสดงเป็นแผนภูมิไว้ในรูปที่ 4.4 และ 4.5 โดยมีขั้นตอนต่างๆ ดังนี้

4.1.2.1 การคัดขนาด เมื่อรับกึ่งจากฟาร์มกึ่งแล้ว ดำเนินการคัดขนาดกึ่งให้เหมาะสม เพื่อใช้เป็นวัตถุดิบในกระบวนการผลิตต่อไป

4.1.2.2 การปลอกเปลือก ตัดหัว ฝ่าหลัง และตัดแต่ง ดำเนินการปลอกเปลือก ตัดหัว ฝ่าหลัง และตัดแต่งตามความต้องการของผู้ซื้อ

4.1.2.3 การล้างทำความสะอาด นำน้ำแข็งมาลดอุณหภูมิน้ำประปา จนกระทั่งน้ำประปามีอุณหภูมิต่ำ เพื่อลดการเจริญเติบโตของจุลินทรีย์และรักษาความสดของกึ่ง นำน้ำประปาดังกล่าวไปล้างทำความสะอาด โดยการจุ่มกึ่งในภาชนะ

4.1.2.4 การปรุงสุก ใช้หม้อไอน้ำต้มน้ำ เพื่อนำไอน้ำมานิ่งกึ่งดิบให้สุกก่อนนำไปแช่เยือกแข็ง

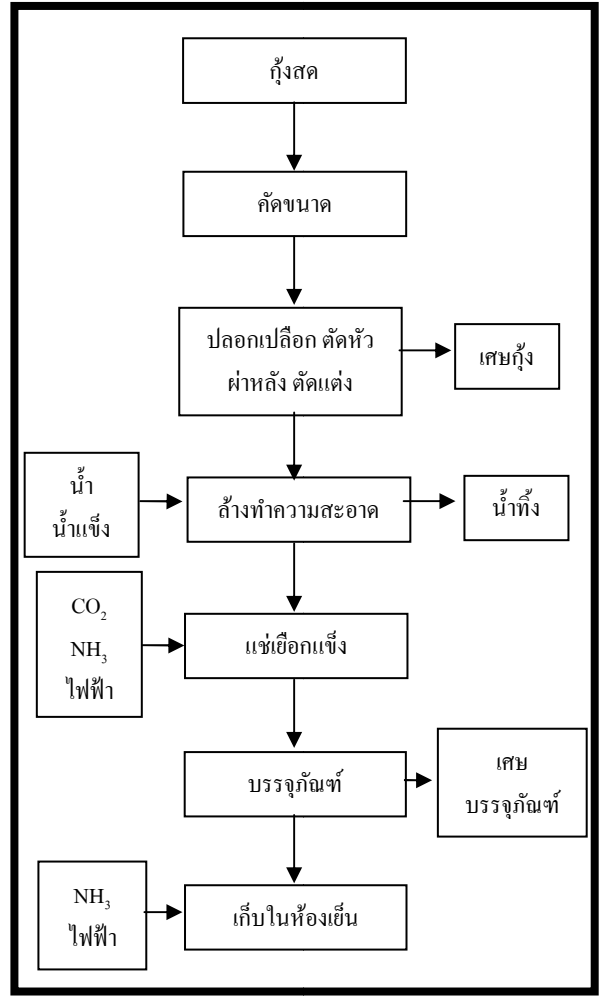
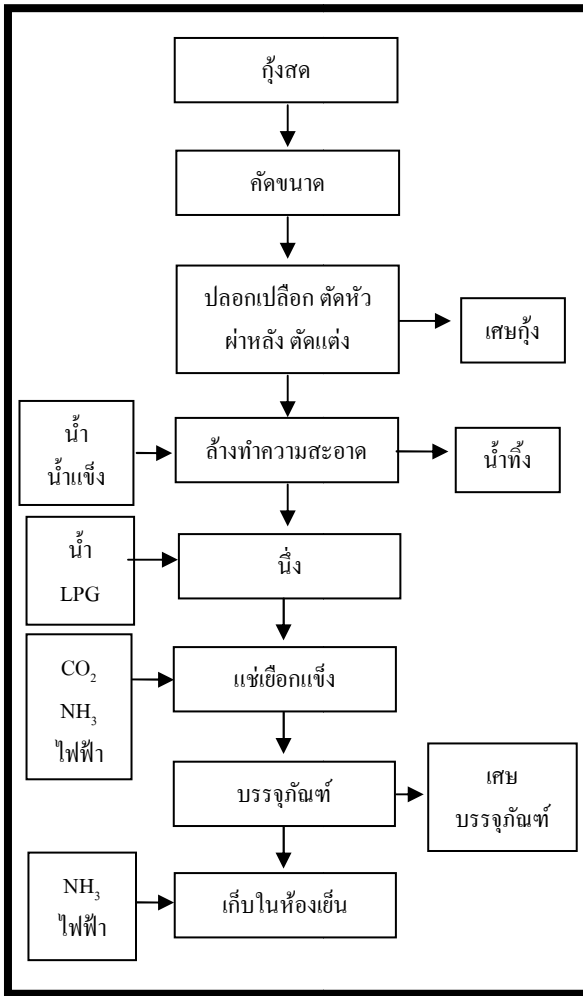
4.1.2.5 การแช่เยือกแข็ง แช่เยือกแข็งกึ่งดิบและกึ่งสุกจนกระทั่งกึ่งมีอุณหภูมิอยู่ระหว่าง -18°C หรือต่ำกว่าตามแต่กรณี โดยเครื่องแช่เยือกแข็งที่ใช้ในโรงงานมี 3 ชนิด คือ เครื่องแช่เยือกแข็งแบบ IQF เครื่องแช่เยือกแข็งแบบอุโมงค์ทำความเย็น (Tunnel Freezer) และเครื่องแช่เยือกแข็งแบบแผ่น (Contact Plate Freezer)

4.1.2.6 บรรจุภัณฑ์ ดำเนินการบรรจุภัณฑ์กึ่งที่ผ่านการแช่เยือกแข็งตามความต้องการของลูกค้า

4.1.2.7 การเก็บในห้องเย็น เพื่อรักษาอุณหภูมิของกึ่งก่อนส่งต่อไปยังผู้รับซื้อต่อไป

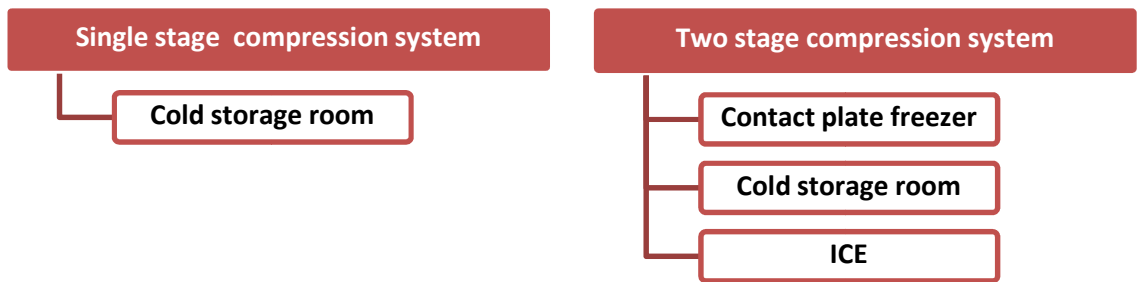
4.1.3 ระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นของโรงงานนี้มี 2 ระบบ ได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว (Single stage compression system) และระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน (Two stage compression system) ทั้ง 2 ระบบใช้เครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ (Evaporative Condenser) เครื่องเดียวกัน แต่ละระบบแบ่งช่วงเวลาดำเนินการ โดยเดินระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนในช่วงเวลากลางวัน มีหน้าที่ผลิตความเย็นให้กับห้องเก็บผลิตภัณฑ์ เครื่องแช่แข็งแบบแผ่น และใช้ในการผลิตน้ำแข็ง สำหรับระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว จะเดินเครื่องในเวลากลางคืน เพื่อผลิตความเย็นให้กับห้องเก็บผลิตภัณฑ์ แสดงเป็นแผนผังการใช้งานได้ดังรูปที่ 4.6



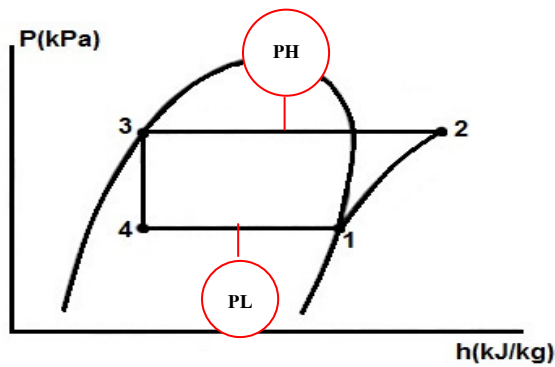
รูปที่ 4.4 กระบวนการแช่เยือกแข็งกุ้งสด

รูปที่ 4.5 กระบวนการแช่เยือกแข็งกุ้งดิบ

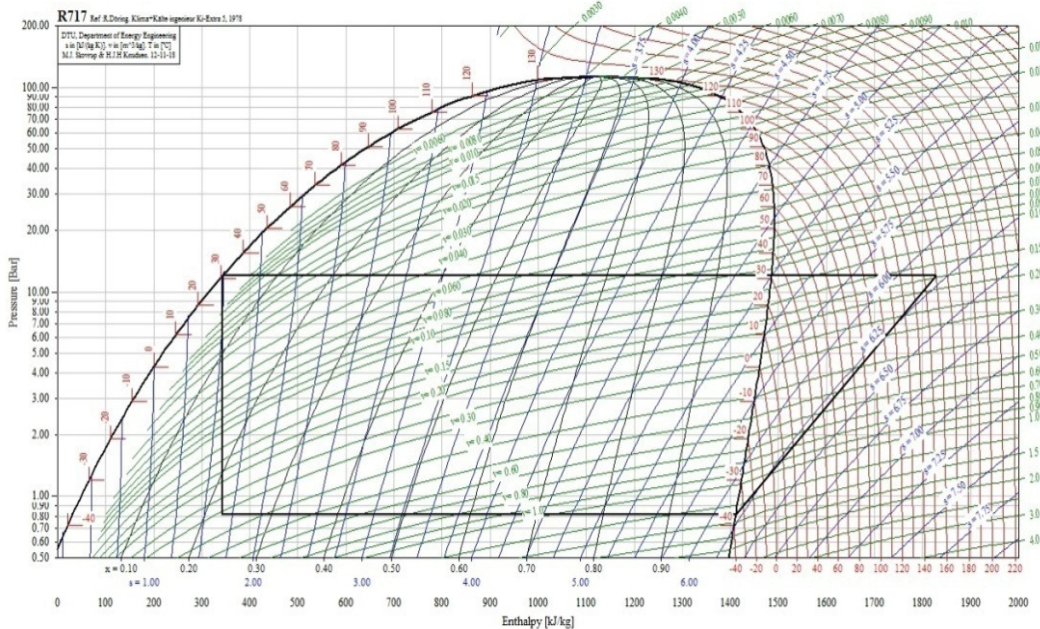


รูปที่ 4.6 แผนผังการใช้งานระบบทำความเย็น

4.1.3.1 ระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว (Single stage compression system) ใช้สารแอมโมเนีย (NH_3) เป็นสารทำความเย็นให้กับระบบ จากผลการตรวจวัดระบบทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 4.7 หากกำหนดให้ระบบทำความเย็นนี้เป็นระบบในอุดมคติ มีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic Efficiency) เท่ากับ 1 พบว่ามีค่าความดันและขนาดของเครื่องอัด (Compressor) ดังแสดงในตารางที่ 4.4 จากข้อมูลความดันและกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัด นำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP_R) ได้จากสมการที่ 9 โดยอาศัยแผนภูมิความดัน-เอนทัลปีสารทำความเย็น R-717 (NH_3) ในรูปที่ 4.8 และแสดงผลในตารางที่ 4.3



รูปที่ 4.7 ตำแหน่งการตรวจวัดความดันและอุณหภูมิของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว



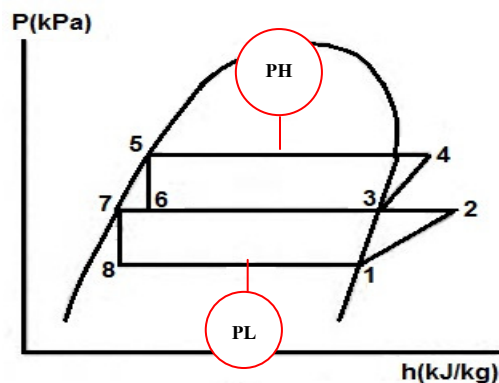
รูปที่ 4.8 การทำงานของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวของโรงงานบน P-h diagram

ตารางที่ 4.3 ขนาดของเครื่องอัด ความดัน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว

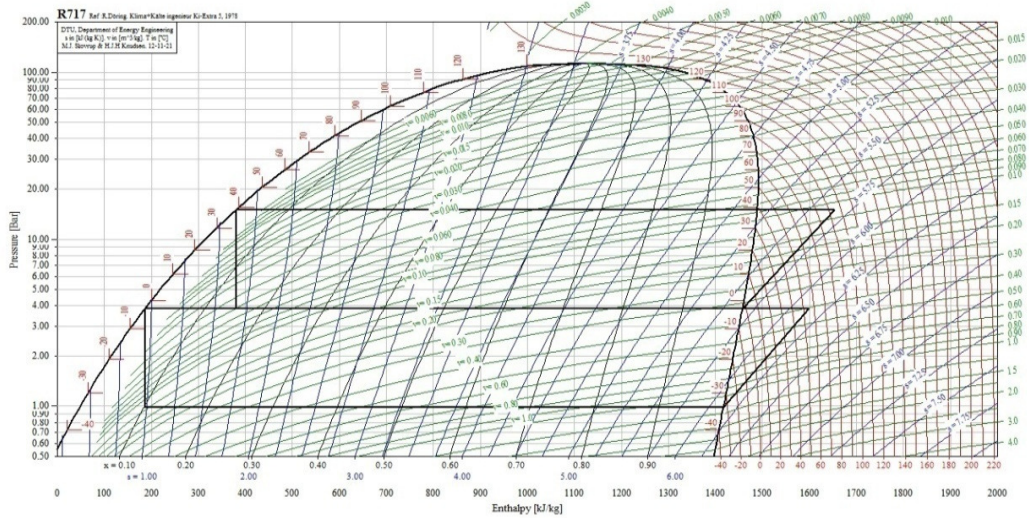
ขนาดของเครื่องอัด (kW)	
ขนาด	100
ความดันเกจ (Bar)	
P_H	10 – 13.87
P_L	(-0.42) – 0.38
P_H (เฉลี่ย) *	10.97
P_L (เฉลี่ย) **	-0.198
อุณหภูมิที่เครื่องระเหย (°C)	
$T_{\text{Evaporator}}$	(-44) – (-33)
COP_R ของระบบอุดมคติ	
COP_R	2.56

* S.D. = 0.23, ** S.D. = 0.75 ; N = 57

4.1.3.2 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน (Two stage compression system) ใช้สารแอมโมเนีย (NH_3) เป็นสารทำความเย็นให้กับระบบ จากผลการตรวจวัดในระบบทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 4.9 หากกำหนดให้ระบบทำความเย็นนี้เป็นระบบในอุดมคติ มีประสิทธิภาพไอเซนทรอปิก (Isentropic Efficiency) เท่ากับ 1 พบว่ามีค่าความดันและขนาดของเครื่องอัด (Compressor) ดังแสดงในตารางที่ 4.4 จากข้อมูลความดันและกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัด นำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP_R) ได้จากสมการที่ 14 โดยอาศัยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี สารทำความเย็น R-717 (NH_3) ในรูปที่ 4.10 และแสดงผลในตารางที่ 4.4



รูปที่ 4.9 ตำแหน่งการตรวจวัดความดันและอุณหภูมิของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน



รูปที่ 4.10 การทำงานของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนของโรงงานบน P-h diagram

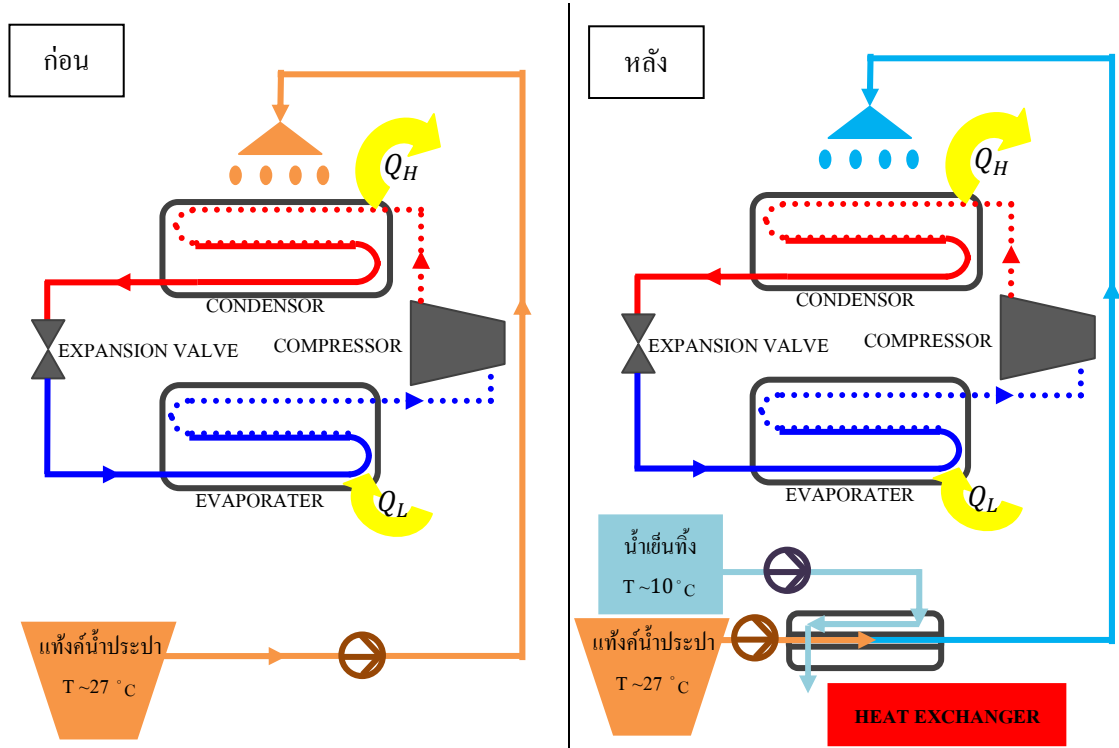
ตารางที่ 4.4 ขนาดของเครื่องอัด ความดัน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน

ขนาดของเครื่องอัด (kW)	
ขนาด	200
ความดันแกจ (Bar)	
P_H	12.19 - 15.13
P_L	(-0.42) – 0.41
P_H (เฉลี่ย) *	14.035
P_L (เฉลี่ย) **	-0.0254
อุณหภูมิที่เครื่องระเหย (°C)	
$T_{Evaporator}$	(-44) – (-27)
COP_R ของระบบอุดมคติ	
COP_R	2.80***

* S.D. = 0.18, ** S.D. = 0.78 ; N = 132, *** ภาคผนวก ก.

4.2 ออกแบบระบบทำความเย็นใหม่

ออกแบบปรับปรุงระบบทำความเย็นใหม่เปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นเดิม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น มีการนำน้ำเย็นทิ้งมาลดอุณหภูมิน้ำประปา ก่อนนำไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น แสดงเป็นแผนผังได้ดังรูปที่ 4.11 ส่วนที่เปลี่ยนแปลง คือ การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นเท่านั้น สำหรับระบบทำความเย็นหลักยังคงทำงานตามปกติ



รูปที่ 4.11 แผนผังเปรียบเทียบระบบทำความเย็นก่อนการปรับปรุง และระบบทำความเย็นหลังการปรับปรุง

4.3 การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น

เครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ สามารถระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้ โดยระบายความร้อนด้วยน้ำและอากาศ ทำการวัดค่าตัวแปรต่างๆ ตั้งแต่วันที่ 16 พฤศจิกายน 2555 – 7 ธันวาคม 2555 แสดงในตารางที่ 4.5 เพื่อเป็นข้อมูลประกอบการคำนวณต่อไป

ตารางที่ 4.5 อุณหภูมิของน้ำประปาก่อนและหลังเข้าเครื่องควบแน่น

น้ำ	
อุณหภูมิน้ำเข้า* (°C)	27
อุณหภูมิน้ำออก** (°C)	29.5

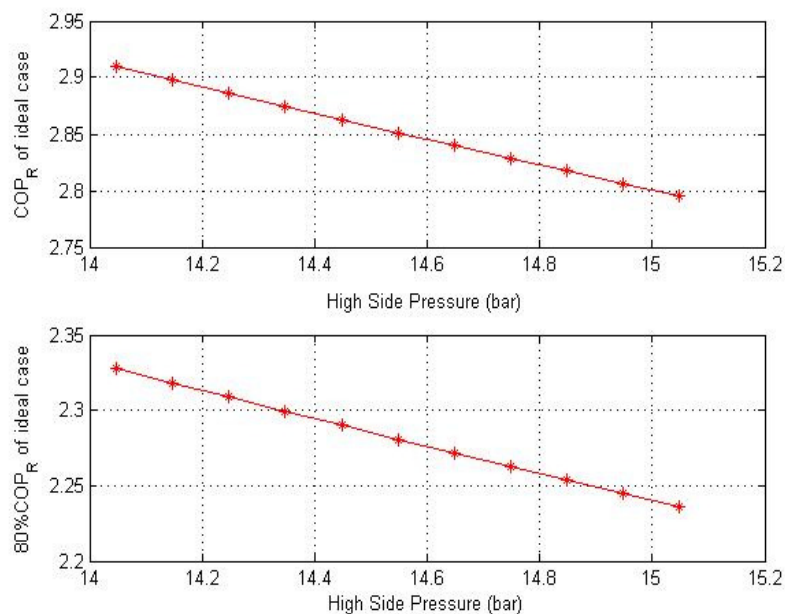
* S.D. = 0.32, ** S.D. = 0.36 ; N = 10

จากแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีสารทำความเย็น R-717 (NH₃) และระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ที่มีความดันด้านสูง 15.05 bar และความดันด้านต่ำ 0.99 bar พบว่า เมื่อใช้น้ำประปาที่มีอุณหภูมิ

27 °C ระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่น สามารถระบายความร้อนได้ 1,273 kJ/kg หรือ 271.55 kW โดยเครื่องควบแน่นมีขนาด 3.97 m²

4.3.1 การเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็น โดยการลดความดันด้านสูง

ลดความดันด้านสูงลงทีละ 0.1 bar คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และ 80% ของสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน พบว่า เมื่อลดความดันด้านสูงลงจาก 15.05 bar เป็น 14.05 bar ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นเพิ่มขึ้นจาก 2.80 เป็น 2.91 หรือในกรณีที่ระบบทำความเย็นมีสมรรถนะการทำความเย็น 80% ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะเพิ่มขึ้นจาก 2.24 เป็น 2.33 แสดงได้ดังรูปที่ 4.12 ทั้งนี้ได้เปรียบเทียบผลการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นจากโปรแกรม MATLAB และ โปรแกรม CoolPack ไว้ในภาคผนวก ค. ซึ่งพบว่าข้อมูลจากการคำนวณด้วยโปรแกรม MATLAB มีความถูกต้องตรงกับข้อมูลจากโปรแกรม CoolPack [36]

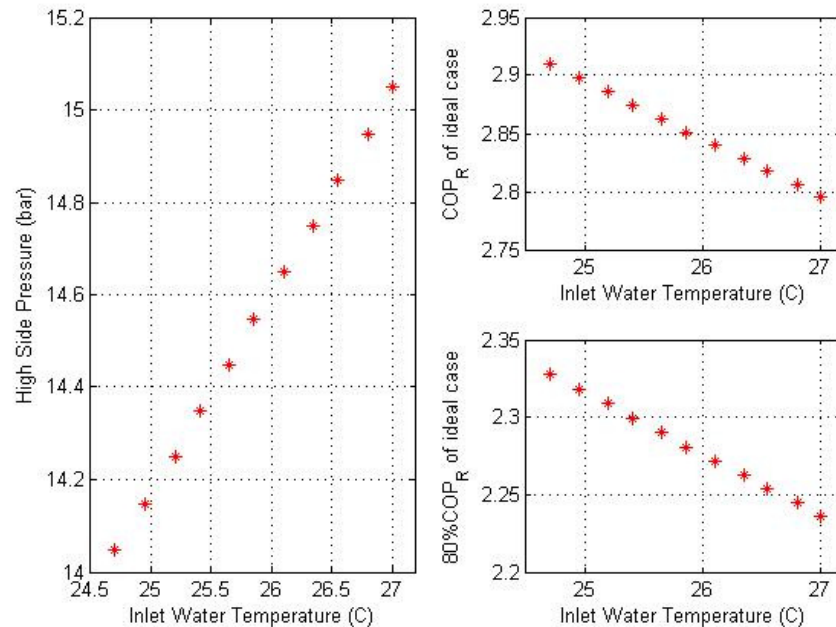


รูปที่ 4.12 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันด้านสูงกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้นตอน

4.3.2 การประเมินอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนเครื่องควบแน่น

ลดความดันด้านสูงลงทีละ 0.1 bar จาก 15.05 bar ถึง 14.05 bar คำนวณหาอุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ พบว่า เมื่อลดความดันด้านสูงลง 1 bar น้ำประปาที่ใช้ระบายความร้อนมีอุณหภูมิลดลงจาก 27 °C เป็น 24.7 °C แสดงให้เห็นว่าหากใช้น้ำประปาที่มีอุณหภูมิต่ำระบายความร้อนเครื่องควบแน่นที่อาศัยหลักการระเหยของน้ำ จะระบายความร้อนได้ดีขึ้น ความดัน

ด้านสูงลดลง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นเพิ่มขึ้น แสดงได้ดังรูปที่ 4.13 ทั้งนี้สามารถลดอุณหภูมิน้ำประปาได้โดยอาศัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นทิ้งและน้ำประปา



รูปที่ 4.13 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันด้านสูง ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นกับ อุณหภูมิของน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น

4.4 การประเมินขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

4.4.1 วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

เปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่ผลิตจากวัสดุต่างชนิดกัน ได้แก่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ส่วนของเปลือกและท่อทำจากวัสดุประเภท เหล็กกล้าไร้สนิม เกรด 316 (Stainless Steel 316, SS316) และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เปลือกและท่อ ส่วนของเปลือกทำจากวัสดุประเภทพอลิไวนิลคลอไรด์ (Polyvinylchloride, PVC) ส่วนของท่อทำจากวัสดุประเภทโพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง (High Density Polyethylene) เนื่องจาก มีความแข็งแรงและทนทานต่อการกัดกร่อนของน้ำเย็นทิ้ง

4.4.2 ข้อมูลที่ใช้ประกอบการหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

พิจารณาตัวแปรที่สำคัญ ได้แก่ อุณหภูมิของน้ำ และอัตราการไหลของน้ำ แสดงได้ดังตารางที่ 4.6

ตารางที่ 4.6 อุณหภูมิ อัตราการไหลของน้ำประปาและน้ำเย็นทิ้งขาเข้า อุณหภูมิน้ำประปาขาออก

น้ำขาเข้า		
อุณหภูมิน้ำประปาขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)		27
อุณหภูมิน้ำเย็นทิ้งขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)		10
อัตราการไหลของน้ำประปา (kg/s)		0.8
อัตราการไหลของน้ำเย็นทิ้ง (kg/s)		0.3
น้ำขาออก		
อุณหภูมิน้ำประปาขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	(1)	26.8
	(2)	26.55
	(3)	26.35
	(4)	26.1
	(5)	25.85
	(6)	25.6
	(7)	25.4
	(8)	25.2
	(9)	24.95
	(10)	24.7

กำหนดให้น้ำประปาและน้ำเย็นทิ้งไหลสวนทางกัน เนื่องจากสามารถลดอุณหภูมิของน้ำประปาได้มากกว่า

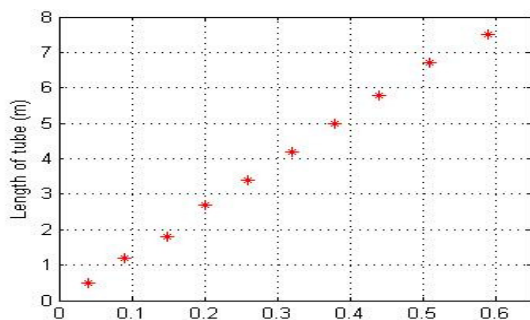
4.4.3 ขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

นำข้อมูลจากหัวข้อ 4.3 และ 4.4.2 มาหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า สามารถลดอุณหภูมิน้ำประปาได้โดยนำน้ำเย็นทิ้งไหลสวนทางกับน้ำประปาในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีพื้นที่เพิ่มมากขึ้น จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิดได้ดีขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำประปาลดลง และเมื่อนำน้ำประปาดังกล่าวไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะช่วยให้เครื่องควบแน่นระบายความร้อนได้ดีขึ้น ความดันด้านสูงของระบบทำความเย็นลดลง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงขึ้น

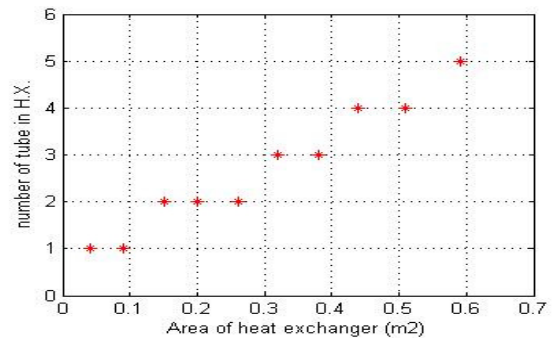
4.4.3.1 กรณีที่ 1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 25 mm. หนา 1.7 mm. [37] หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ได้ 982 W/m²°C ประเมินขนาดและราคา [38] ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังตารางที่ 4.7 ทั้งนี้สามารถออกแบบการเลือกใช้ความยาวและจำนวนท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังรูปที่ 4.14 – 4.15 โดยรูปที่ 4.14 กำหนดให้จำนวนท่อคงที่เท่ากับ 1 และรูปที่ 4.15 กำหนดให้ความยาวท่อคงที่เท่ากับ 1.8 m.

ตารางที่ 4.7 ขนาด ราคา ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อเปลี่ยนแปลงความดันด้านสูง อุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น และ COP_R กำหนดให้ท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm.

จุดที่	COP _R	80% COP _R	P (bar)	Inlet Temperature Water (°C)	Outlet Temperature Water (°C)	Area of H.X. (m ²)	Cost (Baht)
เดิม	2.80	2.24	15.05	27	27	-	-
1	2.81	2.25	14.95	27	26.8	0.04	31,211
2	2.82	2.25	14.85	27	26.55	0.09	36,413
3	2.83	2.26	14.75	27	26.35	0.14	41,615
4	2.84	2.27	14.65	27	26.1	0.20	46,817
5	2.85	2.28	14.55	27	25.85	0.26	52,019
6	2.86	2.29	14.45	27	25.6	0.32	57,221
7	2.87	2.30	14.35	27	25.4	0.38	59,822
8	2.89	2.31	14.25	27	25.2	0.44	62,423
9	2.90	2.32	14.15	27	24.95	0.51	67,625
10	2.91	2.33	14.05	27	24.7	0.59	70,225



รูปที่ 4.14 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อ n = 1

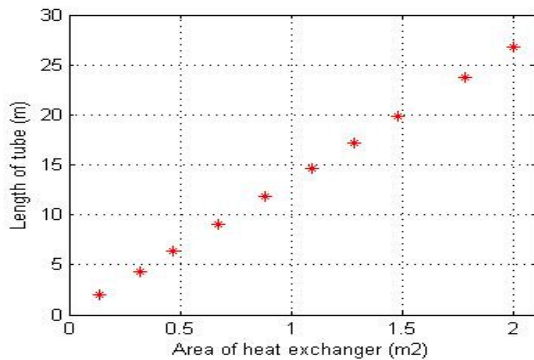


รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและจำนวนท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อ L = 1.8 m.

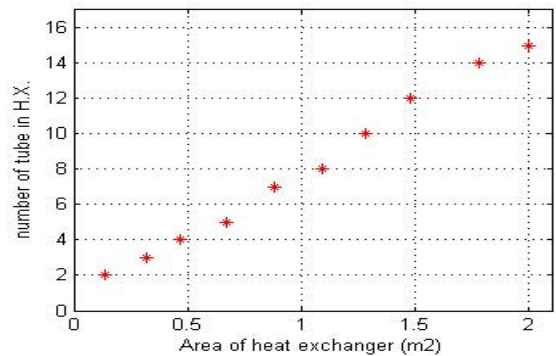
4.4.3.2 กรณีที่ 2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 25 mm, มีความหนา 2.3 mm, หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ได้ 290 W/m²°C ประเมินขนาดและราคา [39] ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังตารางที่ 4.8 ทั้งนี้สามารถออกแบบการเลือกใช้ความยาวและจำนวนท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แสดงได้ดังรูปที่ 4.16 – 4.17 โดยรูปที่ 4.16 กำหนดให้จำนวนท่อคงที่เท่ากับ 1 และรูปที่ 4.17 กำหนดให้ความยาวท่อคงที่เท่ากับ 1.8 m.

ตารางที่ 4.8 ขนาด ราคา ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อเปลี่ยนแปลงความดันด้านสูง อุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น และ COP_R กำหนดให้ท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm.

จุดที่	COP _R	80% COP _R	P (bar)	Inlet Temperature Water (°C)	Outlet Temperature Water (°C)	Area of H.X. (m ²)	Cost (Baht)
เดิม	2.80	2.24	15.05	27	27	-	-
1	2.81	2.25	14.95	27	26.8	0.14	2,256
2	2.82	2.25	14.85	27	26.55	0.32	2,381
3	2.83	2.26	14.75	27	26.35	0.47	2,494
4	2.84	2.27	14.65	27	26.1	0.67	4,413
5	2.85	2.28	14.55	27	25.85	0.88	4,564
6	2.86	2.29	14.45	27	25.6	1.09	4,716
7	2.87	2.30	14.35	27	25.4	1.28	13,596
8	2.89	2.31	14.25	27	25.2	1.48	13,736
9	2.90	2.32	14.15	27	24.95	1.78	13,952
10	2.91	2.33	14.05	27	24.7	2.00	14,114

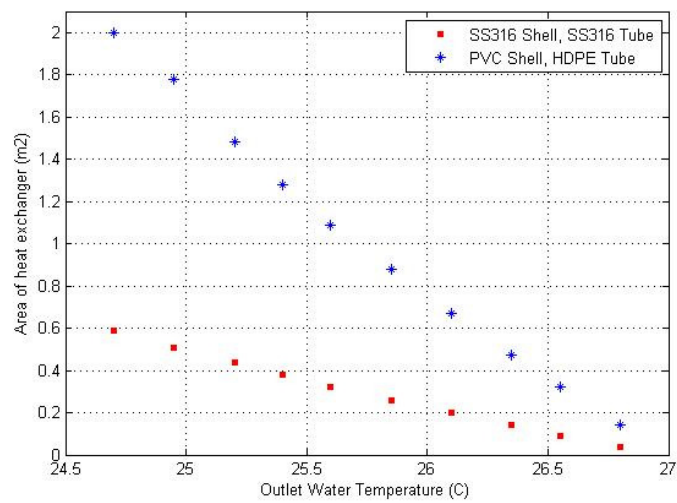


รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อ n = 1

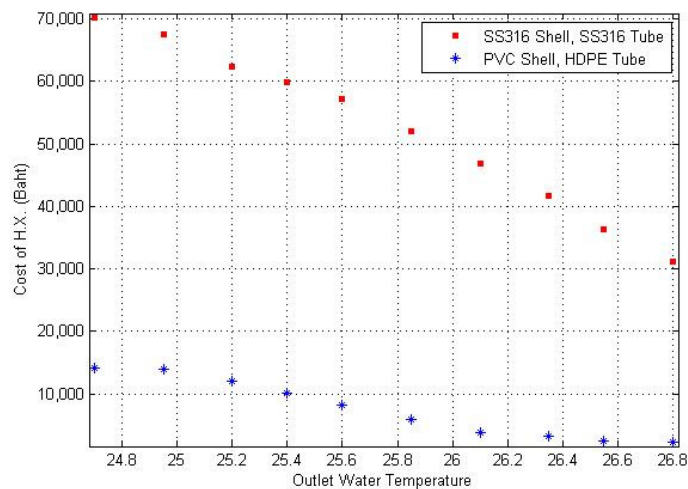


รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและจำนวนท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อ L = 1.8 m.

4.4.3.3 เปรียบเทียบขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และ PVC Shell, HDPE Tube พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube มีค่าสูงกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube จึงส่งผลให้ เมื่อเปรียบเทียบที่อุณหภูมิ น้ำขาออกเท่ากัน ขนาดของอุปกรณ์และเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube มีขนาดเล็กกว่า ดังรูปที่ 4.18 แต่เมื่อเปรียบเทียบกับราคาของอุปกรณ์ พบว่าอุปกรณ์และเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube มีราคาต่ำกว่า ซึ่งราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแปรผันไปตามขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.18 เปรียบเทียบขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 4.19 เปรียบเทียบราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

4.4.3.4 สรุปผลการเปรียบเทียบขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ประกอบจากวัสดุต่างชนิดกัน ได้แก่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ข้อมูลจากหัวข้อ

4.4.3.1 และ 4.4.3.2 สรุปได้ดังตารางที่ 4.9

ตารางที่ 4.9 สรุปผลการเปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และ PVC Shell, HDPE Tube

80% COP _R	ΔP Reduction (bar)	Outlet Water Temp. (°C)	SS316			HDPE-PVC		
			Øท่อ (mm.)	Area (m ²)	Cost (B)	Øท่อ (mm.)	Area (m ²)	Cost (B)
เดิม	-	27	-	-	-	-	-	-
2.25	0.1	26.8	25	0.04	31,211	25	0.14	2,256
2.25	0.2	26.55	25	0.09	36,413	25	0.32	2,381
2.26	0.3	26.35	25	0.14	41,615	25	0.47	2,494
2.27	0.4	26.1	25	0.20	46,817	25	0.67	4,413
2.28	0.5	25.85	25	0.26	52,019	25	0.88	4,564
2.29	0.6	25.6	25	0.32	57,221	25	1.09	4,716
2.30	0.7	25.4	25	0.38	59,822	25	1.28	13,596
2.31	0.8	25.2	25	0.44	62,423	25	1.48	13,736
2.32	0.9	24.95	25	0.51	67,625	25	1.78	13,952
2.33	1	24.7	25	0.59	70,225	25	2.00	14,114

4.5 ประเมินผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน

เมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นทิ้งกับน้ำประปาในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะทำให้อุณหภูมิน้ำประปาลดลง เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะทำให้เครื่องควบแน่นระบายความร้อนได้ดีขึ้น ส่งผลให้ความดันด้านสูงของระบบทำความเย็นลดลง และสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น ดังนั้นระบบทำความเย็นจึงใช้พลังงานได้คุ้มค่ามากขึ้น ซึ่งได้ดำเนินการลดความดันลงทีละ 0.1 bar เป็นจำนวน 10 ค่าการทดลอง แล้วคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมและผลประหยัดที่เกิดขึ้น โดยพิจารณาผลประหยัดใน 2 กรณี คือ กรณีที่ 1 โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และกรณีที่ 2 โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง ในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นทิ้งและน้ำประปา จะมีปริมาณน้ำเย็นทิ้งเพียงพอต่อการดำเนินการ 16 ชั่วโมงตามระยะเวลาการเดินระบบ

ทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน แต่ในกรณีที่โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นทิ้งและน้ำประปา จะดำเนินการได้เพียง 8 ชั่วโมง

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube ในกรณีที่ 1 โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้งและกรณีที่ 2 โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง พบว่า ควรเลือกลงทุนที่จุดการทำงานที่ 6 เป็นต้นไป และหากเปรียบเทียบผลตอบแทนสุทธิทั้ง 10 จุดการทำงาน จุดการทำงานที่ 10 จะให้ผลตอบแทนสุทธิสูงสุด สรุปผลได้ดังตารางที่ 4.10 – 4.11 และรูปที่ 4.20-4.21 โดยตัวอย่างการคำนวณหาระยะเวลาคืนทุน แสดงได้ดังสมการที่ 24

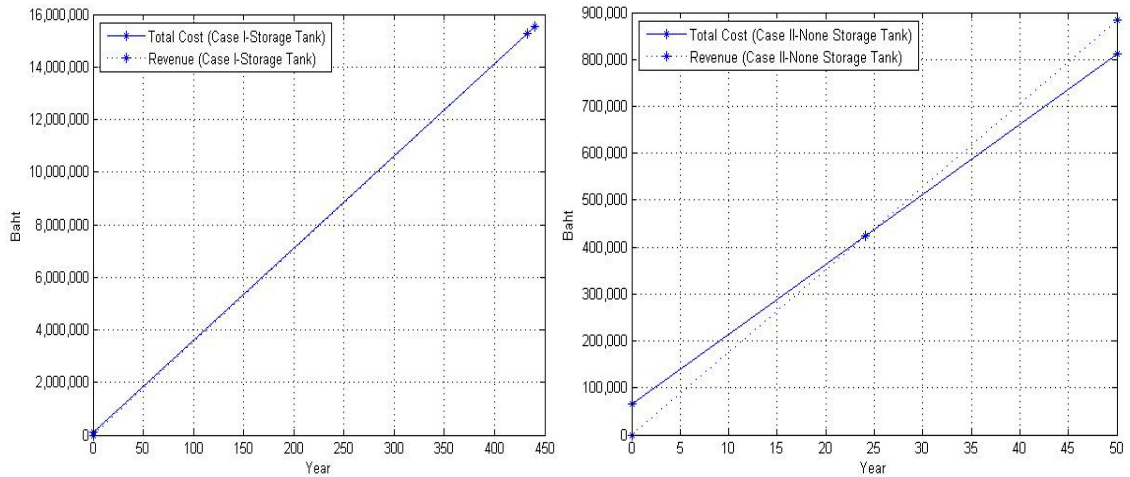
$$\begin{aligned} \text{ต้นทุนรวม} &= \text{ผลตอบแทนสุทธิ} & (24) \\ 114,025+37,024n &= 62,461n \\ 114,025 &= 62,461n - 37,024n \\ n &= 4.5 \end{aligned}$$

ตารางที่ 4.10 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)

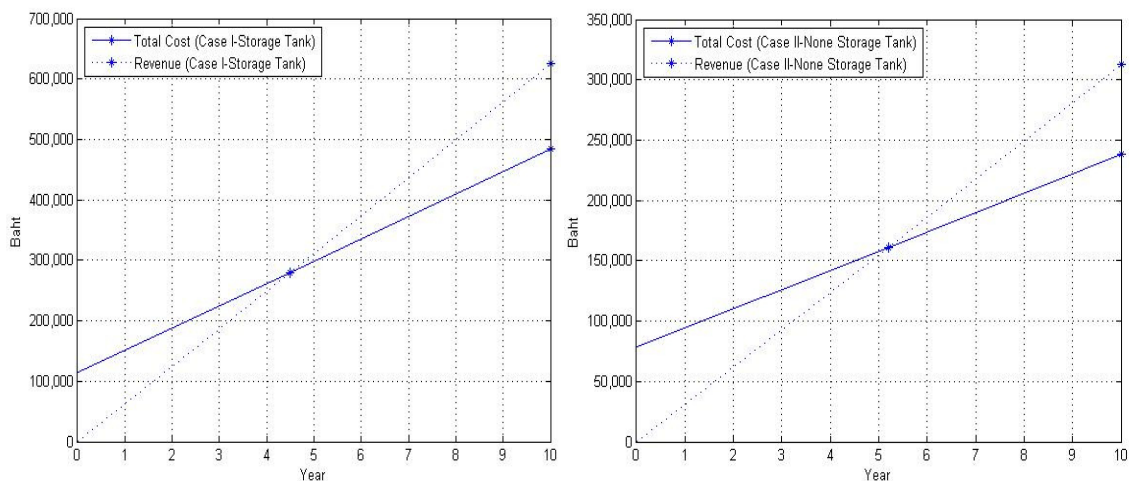
จุดที่	COP _R	P (bar)	A (m ²)		เมื่อ n คือ ปี
6	2.29	14.45	0.32	ต้นทุนรวม	101,021+35,073n
				ผลตอบแทนสุทธิ	35,307n
				ระยะเวลาคืนทุน	432.7
10	2.33	14.05	0.59	ต้นทุนรวม	114,025+37,024n
				ผลตอบแทนสุทธิ	62,461n
				ระยะเวลาคืนทุน	4.5

ตารางที่ 4.11 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)

จุดที่	COP _R	P (bar)	A (m ²)		เมื่อ n คือ ปี
6	2.29	14.45	0.32	ต้นทุนรวม	66,021+14,912n
				ผลตอบแทนสุทธิ	17,653n
				ระยะเวลาคืนทุน	24.1
10	2.33	14.05	0.59	ต้นทุนรวม	79,025+15,887n
				ผลตอบแทนสุทธิ	31,230n
				ระยะเวลาคืนทุน	5.2



รูปที่ 4.20 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 6 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)



รูปที่ 4.21 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 10 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube)

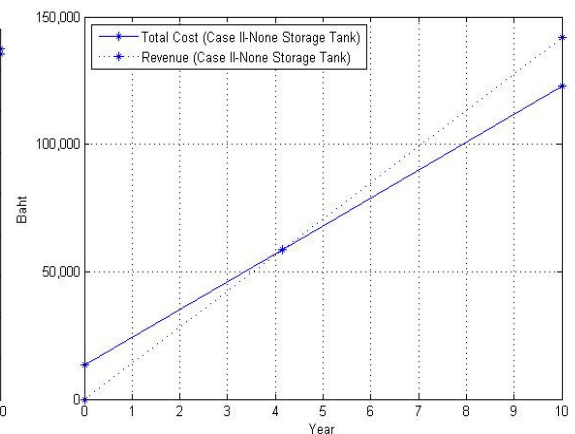
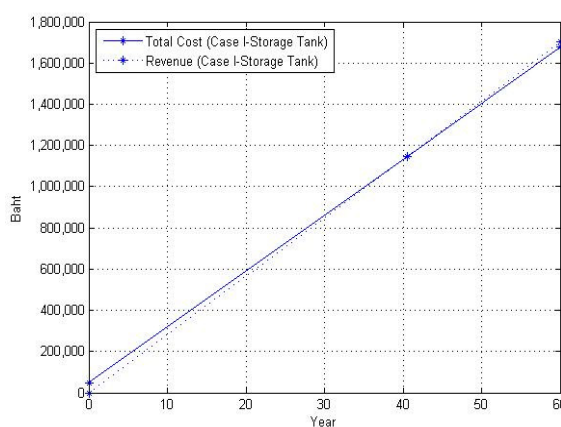
สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ในกรณีที่ 1 โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้งและกรณีที่ 2 โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง พบว่า ควรเลือกลงทุนที่จุดการทำงานที่ 5 เป็นต้นไป ไป และหากเปรียบเทียบผลตอบแทนสุทธิทั้ง 10 จุดการทำงาน จุดการทำงานที่ 10 จะให้ผลตอบแทนสุทธิสูงที่สุด สรุปผลได้ดังตารางที่ 4.12 – 4.13 และรูปที่ 4.22-4.23

ตารางที่ 4.12 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
(ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)

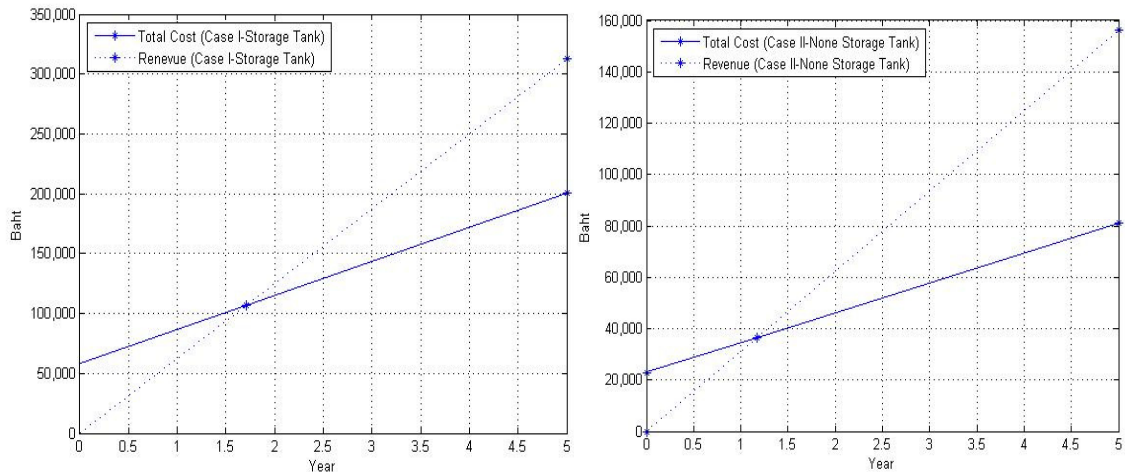
จุดที่	COP _R	P (bar)	A (m ²)		เมื่อ n คือ ปี
5	2.28	14.55	0.88	ต้นทุนรวม	48,364+27,175n
				ผลตอบแทนสุทธิ	28,349n
				ระยะเวลาคืนทุน	40.5
10	2.33	14.05	2.00	ต้นทุนรวม	57,914+28,607n
				ผลตอบแทนสุทธิ	62,461n
				ระยะเวลาคืนทุน	1.71

ตารางที่ 4.13 ผลตอบแทนสุทธิและระยะเวลาคืนทุนในกรณีที่โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
(ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)

จุดที่	COP _R	P (bar)	A (m ²)		เมื่อ n คือ ปี
5	2.28	14.55	0.88	ต้นทุนรวม	13,364+10,962n
				ผลตอบแทนสุทธิ	14,185n
				ระยะเวลาคืนทุน	4.15
10	2.33	14.05	2.00	ต้นทุนรวม	22,914+11,679n
				ผลตอบแทนสุทธิ	31,230n
				ระยะเวลาคืนทุน	1.17



รูปที่ 4.22 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 5 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มี
อุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)



รูปที่ 4.23 ระยะเวลาคืนทุน เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 10 ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง (ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube)

4.5.1 พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน

จุดดำเนินการนี้ เป็นจุดแรกที่ได้ผลตอบแทนสุทธิมากกว่าเงินลงทุน ซึ่งผลตอบแทนสุทธินั้นมีค่ามากกว่าเงินลงทุนเล็กน้อย จึงส่งผลให้มีระยะเวลาคืนทุนสูง ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้งและไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะดำเนินการที่จุดที่ 6 โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีพื้นที่ 0.32 m^2 ซึ่งจะช่วยลดอุณหภูมิน้ำประปาจาก 27°C เป็น 25.6°C เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 0.6 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.29 มีผลประหยัดดังตารางที่ 4.14 สามารถประเมินระยะเวลาคืนทุนได้ดังตารางที่ 4.15

ตารางที่ 4.14 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน

กรณีที่	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (kW)	1.95	1.95
จำนวนชั่วโมงทำงาน (ชั่วโมง)	16	8
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อวัน (kWh/วัน)	31.19	15.6
ค่าไฟฟ้า (บาท/หน่วย)	3.7731	3.7731
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/วัน)	117.69	58.84
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/เดือน) *คิดที่วันทำงาน 25 วันต่อเดือน	2,942.22	1,471.11
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	35,307	17,653

ตารางที่ 4.15 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน

ค่าใช้จ่าย/ผลประหยัด	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	35,307	17,653
ค่าไฟฟ้า (บาท/ปี)	19,920	9,960
ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา (บาท/ปี)	15,153.15	4,951.58
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้สุทธิ (บาท/ปี)	233.46	2,741.73
ค่าใช้จ่ายในการลงทุน (บาท)		
· อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	57,221	57,221
· เครื่องสูบน้ำ	8,800	8,800
· ถังเก็บน้ำ	35,000	-
ค่าใช้จ่ายในการลงทุนสุทธิ	101,021	66,021
ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	432.7	24.1

4.5.2 พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน

จุดดำเนินการนี้ เป็นจุดแรกที่ได้ผลตอบแทนสุทธิมากกว่าเงินลงทุน ซึ่งผลตอบแทนสุทธินั้น มีค่ามากกว่าเงินลงทุนเล็กน้อย จึงส่งผลให้มีระยะเวลาคืนทุนสูง ในกรณีที่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้งและไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะดำเนินการที่จุดที่ 5 โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีพื้นที่ 0.88 m^2 ซึ่งจะช่วยลดอุณหภูมิน้ำประปาจาก $27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เป็น $25.85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 0.5 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.28 มีผลประหยัดดังตารางที่ 4.16 สามารถประเมินระยะเวลาคืนทุนได้ดังตารางที่ 4.17

ตารางที่ 4.16 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดคืนทุน

กรณี	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (kW)	1.57	1.57
จำนวนชั่วโมงทำงาน (ชั่วโมง)	16	8
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อวัน (kWh/วัน)	25.06	12.53
ค่าไฟฟ้า (บาท/หน่วย)	3.7731	3.7731
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/วัน)	94.6	47.3
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/เดือน) *คิดที่วันทำงาน 25 วันต่อเดือน	2,364	1,182
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	28,369	14,185

ตารางที่ 4.17 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดแรกที่เริ่มคืนทุน

ค่าใช้จ่าย/ผลประหยัด	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	28,369	14,185
ค่าไฟฟ้า (บาท/ปี)	19,920	9,960
ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา (บาท/ปี)	7,254.6	1,002.3
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้สุทธิ (บาท/ปี)	1,194.57	3,222.29
ค่าใช้จ่ายในการลงทุน (บาท)		
· อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	4,564	4,564
· เครื่องสูบน้ำ	8,800	8,800
· ถังเก็บน้ำ	35,000	
ค่าใช้จ่ายในการลงทุนสุทธิ	48,364	13,364
ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	40.5	4.15

4.5.3 พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสุทธิสูงสุดใน 10 จุดการทำงาน

จุดดำเนินการนี้ เป็นจุดที่ให้ผลตอบแทนสุทธิสูงกว่าเงินลงทุนมาก จึงส่งผลให้ระยะเวลาคืนทุนต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับหัวข้อที่ 4.5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาด 0.59 m^2 ซึ่งจะช่วยลดอุณหภูมิ น้ำประปาจาก 27°C เป็น 24.7°C เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 1 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.33 ซึ่งจะมีผลประหยัดดัง ตารางที่ 4.18 สามารถประเมินระยะเวลาคืนทุนได้ดังตารางที่ 4.19

ตารางที่ 4.18 ผลประหยัดที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุดใน 10 จุดการทดลอง

กรณีที่	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (kW)	3.45	3.45
จำนวนชั่วโมงทำงาน (ชั่วโมง)	16	8
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อวัน (kWh/วัน)	55.18	27.59
ค่าไฟฟ้า (บาท/หน่วย)	3.7731	3.7731
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/วัน)	208.2	104.1
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/เดือน) *คิดที่วันทำงาน 25 วันต่อเดือน	5,205.07	2,602.5
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	62,461	31,230

ตารางที่ 4.19 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุดใน 10 จุดการทดลอง

ค่าใช้จ่าย/ผลประหยัด	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	62,461	31,230
ค่าไฟฟ้า (บาท/ปี)	19920	9960
ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา (บาท/ปี)	17,104	5,927
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้สุทธิ (บาท/ปี)	25,437.13	15,343.57
ค่าใช้จ่ายในการลงทุน (บาท)		
· อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	70,225	70,225
· เครื่องสูบน้ำ	8,800	8,800
· ถังเก็บน้ำ	35,00	-
ค่าใช้จ่ายในการลงทุนสุทธิ	114,025	79,025
ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	4.5	5.2

4.5.4 พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสุทธิสูงสุดใน 10 จุดการทำงาน

จุดดำเนินการนี้ เป็นจุดที่ให้ผลตอบแทนสุทธิสูงกว่าเงินลงทุนมาก จึงส่งผลให้ระยะเวลาคืนทุนต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับหัวข้อที่ 4.5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาด 2 m² ซึ่งจะช่วยลดอุณหภูมิ น้ำประปาจาก 27 °C เป็น 24.7 °C เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 1 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.33 ซึ่งจะมีผลประหยัดดัง ตารางที่ 4.20 สามารถประเมินระยะเวลาคืนทุนได้ดังตารางที่ 4.21

ตารางที่ 4.20 ผลประโยชน์ที่เกิดขึ้นจากการปรับปรุงระบบทำความเย็น เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุดใน 10 จุดการทดลอง

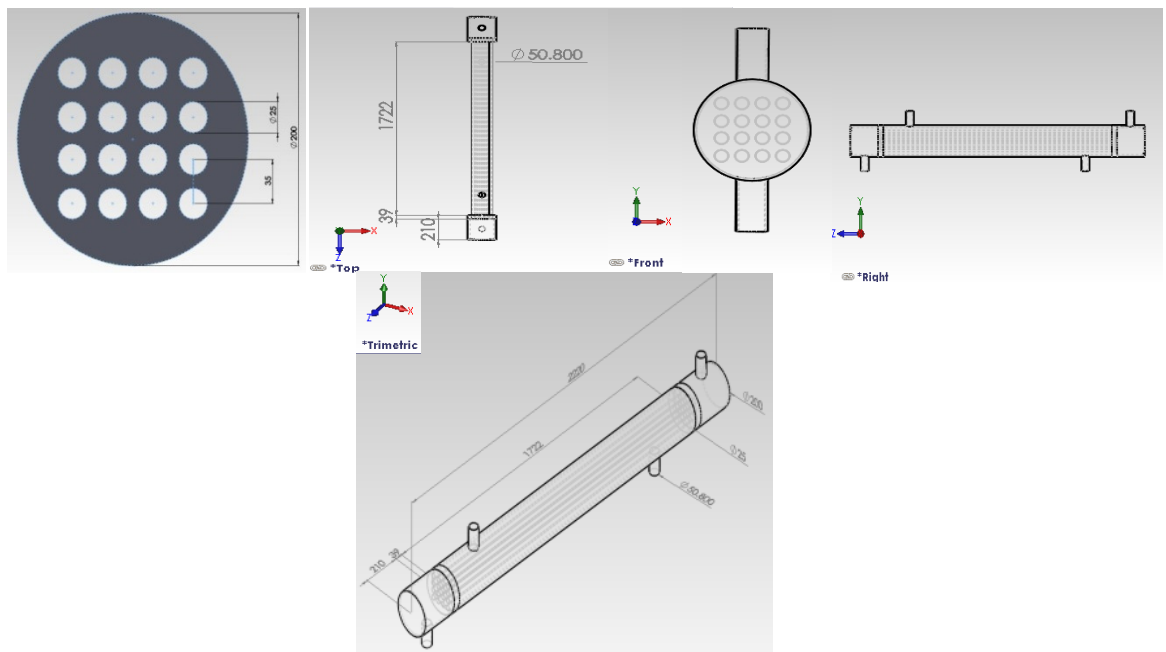
กรณี	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (kW)	3.45	3.45
จำนวนชั่วโมงทำงาน (ชั่วโมง)	16	8
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อวัน (kWh/วัน)	55.18	27.59
ค่าไฟฟ้า (บาท/หน่วย)	3.7731	3.7731
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/วัน)	208.2	104.1
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/เดือน) *คิดที่วันทำงาน 25 วันต่อเดือน	5,205.07	2,602.5
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	62,461	31,230

ตารางที่ 4.21 ประเมินระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube และดำเนินการที่จุดที่ให้ผลประหยัดสูงสุดใน 10 จุดการทดลอง

ค่าใช้จ่าย/ผลประหยัด	มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง	ไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ (บาท/ปี)	62,461	31,230
ค่าไฟฟ้า (บาท/ปี)	19,920	9,960
ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา (บาท/ปี)	8,687.1	1,718.55
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้สุทธิ (บาท/ปี)	33,853.78	19,551.89
ค่าใช้จ่ายในการลงทุน (บาท)		
· อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	14,114	14,114
· เครื่องสูบน้ำ	8,800	8,800
· ถังเก็บน้ำ	35,000	
ค่าใช้จ่ายในการลงทุนสุทธิ	1.71	1.17
ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	1.71	1.17

4.6 ตัวอย่างแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนของเปลือกประกอบจาก PVC และส่วนของท่อประกอบจาก HDPE เมื่อเลือกดำเนินการที่จุดที่ 10 ซึ่งพบว่าพื้นที่ของอุปกรณ์ควรมีขนาด 2 m² สามารถออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังรูปที่ 4.24



รูปที่ 4.24 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

บทที่ 5 รูปและข้อเสนอแนะ

5.1 รูปผลการดำเนินงาน

จากผลการดำเนินงานการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นในโรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง โดยอาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นทิ้งนั้น พบว่า

5.1.1 ข้อมูลการใช้พลังงานของโรงงาน

จากการเก็บข้อมูลการใช้พลังงานของโรงงาน สามารถแบ่งการใช้พลังงานออกเป็น 3 ส่วน คือ (1) การใช้พลังงานไฟฟ้า มีการใช้พลังงานไฟฟ้าไปกับระบบทำความเย็นสูงถึง 72% ของการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งหมด (2) การใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว มีการใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว 0.044 กิโลกรัมต่อตันกุ้งสด และ (3) การใช้น้ำ น้ำแข็ง และน้ำทิ้ง มีการใช้น้ำ 4.5 - 5.2 ตันต่อตันกุ้ง ใช้น้ำแข็ง 1.5 ตันต่อตันกุ้ง และมีปริมาณน้ำทิ้ง 76.7 m³/วัน

5.1.2 ระบบทำความเย็น

โรงงานนี้ประกอบด้วยระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวและระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ซึ่งระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว มีขนาด 100 kW มีสัมประสิทธิ์สมรรถนะ 2.56 เมื่อกำหนดให้เป็นระบบในอุดมคติ หรือ มีค่าเท่ากับ 2.05 เมื่อกำหนดให้ระบบมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะ 80% สำหรับระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน มีขนาด 200 kW และมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะ 2.8 เมื่อกำหนดให้เป็นระบบในอุดมคติ มีค่าเท่ากับ 2.24 เมื่อกำหนดให้ระบบมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะ 80%

5.1.2.1 การออกแบบระบบทำความเย็นใหม่ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น สามารถทำได้โดยติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ และเครื่องสูบน้ำ โดยน้ำเย็นทิ้งจะไหลเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิน้ำประปา ส่งผลให้น้ำประปามีอุณหภูมิลดลง เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะระบายความร้อนได้ดีขึ้น ความดันด้านสูงของระบบทำความเย็นลดต่ำลง และสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าสูงขึ้น ซึ่งช่วยประหยัดพลังงานได้มากขึ้น

5.1.2.2 การประเมินอุณหภูมิของน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น เมื่อเครื่องควบแน่นมีขนาด 3.97 m^2 น้ำประปามีอุณหภูมิ $27 \text{ }^\circ\text{C}$ อัตราการไหล 0.8 kg/s และน้ำเย็นทิ้งมีอุณหภูมิ $10 \text{ }^\circ\text{C}$ อัตราการไหล 0.3 kg/s พบว่า หากใช้น้ำประปาที่มีอุณหภูมิ $24.7 \text{ }^\circ\text{C}$ สามารถลดความดันด้านสูงของระบบทำความเย็นลงได้ 1 bar ทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนเพิ่มขึ้นจาก 2.24 เป็น 2.33

5.1.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่เพิ่มเข้ามาในระบบใหม่ เพื่อลดอุณหภูมิน้ำประปาค่อนนำไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น เมื่อพื้นที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น ส่งผลให้ลดอุณหภูมิน้ำประปาได้มากขึ้นด้วย ดำเนินการเปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube และ PVC Shell, HDPE Tube ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ 25 mm .

5.1.3.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube เมื่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อเท่ากับ 25 mm . พบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $982 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น จะลดอุณหภูมิน้ำประปาได้มากขึ้นด้วย โดยราคาของอุปกรณ์จะแปรผันตามขนาดของพื้นที่

5.1.3.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube เมื่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อเท่ากับ 25 mm . พบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $290 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น จะลดอุณหภูมิน้ำประปาได้มากขึ้น โดยราคาของอุปกรณ์จะแปรผันตามขนาดของพื้นที่

5.1.3.3 เปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุ 2 ชนิด เมื่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบจากท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากันที่ 25 mm . พบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube มีพื้นที่ต่ำกว่าแต่ราคาสูงกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube

5.1.4 ผลประหยัดและระยะเวลากู้ทุน

5.1.4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube

จุดการดำเนินงานจุดแรกที่ทำให้ผลตอบแทนสุทธิสูงกว่าเงินลงทุน คือจุดที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด 0.88 m^2 ซึ่งช่วยลดอุณหภูมิน้ำประปาลงเหลือ $25.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อน ที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 0.6 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.29 ในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดเงินได้ $35,307$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 432.7 ปี แต่หากโรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดเงินได้ $17,653$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 24.1 ปี

หากโรงงานต้องการให้ระบบทำความเย็นดังกล่าวมีผลประหยัดมากที่สุดใน 10 จุดการทดลอง ควรเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาด 0.59 m^2 ช่วยลดอุณหภูมิน้ำประปาลงเหลือ $24.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 1 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.33 ในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดเงินได้ $62,461$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 4.5 ปี แต่หากโรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดเงินได้ $31,230$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 5.2 ปี

5.1.4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube

จุดการดำเนินงานจุดแรกที่ทำให้ผลตอบแทนสุทธิสูงกว่าเงินลงทุน คือจุดที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาด 0.88 m^2 ในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง ซึ่งช่วยลดอุณหภูมิน้ำประปาลงเหลือ $25.85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 0.5 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.28 ในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดเงินได้ $28,369$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 40.5 ปี แต่หากโรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดเงินได้ $14,185$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 4.15 ปี

หากโรงงานต้องการให้ระบบทำความเย็นดังกล่าวมีผลประหยัดมากที่สุดใน 10 จุดการทำงาน ควรเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาด 2 m^2 ช่วยลดอุณหภูมิน้ำประปาลงเหลือ $24.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อนำน้ำประปาไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ความดันด้านสูงลดลง 1 bar และสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเป็น 2.33 ในกรณีที่โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดได้ $62,461$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 1.71 ปี แต่หากโรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง จะประหยัดได้ $31,230$ บาทต่อปี ซึ่งจะคืนทุนใน 1.17 ปี

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

เนื่องจากในวิทยานิพนธ์นี้ ออกแบบ โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ ซึ่งการสามารถเปลี่ยนแปลงไปใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่น อาจแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น มีราคาของอุปกรณ์ต่ำ ซึ่งจะส่งผลให้เกิดผลตอบแทนสุทธิมากขึ้น

5.2.2 ชนิดวัสดุของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ประเภทของวัสดุที่ใช้ในการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีราคาสูง หากสามารถเปลี่ยนไปใช้วัสดุประเภทอื่นที่สามารถทนการกัดกร่อนของเกลือ และมีราคาต่ำ จะส่งผลให้ผลตอบแทนสุทธิมากขึ้น

5.2.3 ท่อ

ส่วนของการนำน้ำเย็นทิ้งมาแลกเปลี่ยนความร้อน ในวิทยานิพนธ์นี้ไม่ได้พิจารณาถึงระยะทางเดินท่อ และราคา เนื่องจากข้อจำกัดของข้อมูลที่มีอยู่ ดังนั้นหากสามารถคำนึงถึงข้อจำกัดนี้ จะส่งผลให้ผู้ประกอบการสามารถเตรียมเงินลงทุนได้เหมาะสมมากขึ้น

เอกสารอ้างอิง

1. สำนักงานคณะกรรมการพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ, 2013, **แผนพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: <http://www.nesdb.go.th/Default.aspx?tabid=62> [20 เมษายน 2556].
2. กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2553, **รายงานไฟฟ้าของประเทศไทย 2553** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: http://www.dede.go.th/dede/images/stories/060554_circular/report_electric_%202553_3.pdf [20 เมษายน 2556].
3. กรมโรงงานอุตสาหกรรม, 2551, **หลักปฏิบัติเทคโนโลยีการผลิตที่สะอาด อุตสาหกรรมอาหารทะเลแช่แข็ง**, เชียงใหม่, หน้า 6-7, 47-51.
4. สำนักเทคโนโลยีความปลอดภัย กรมโรงงานอุตสาหกรรม, 2547, **คู่มือการอนุรักษ์พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมประเภทห้องเย็น**, กรุงเทพมหานคร, หน้า 3-1 ถึง 3-8.
5. Thrane, M., Nielsen, E.H. and Christensen, P., 2009, “Cleaner Production in Danish Fish Processing-Experiences, Status and Possible Future Strategies”, **Journal of Cleaner Production**, Vol. 17, No. 3, pp. 380-390.
6. Aemarine, 2012, **ระบบทำความเย็น (Refrigeration System)** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: <http://refrigerations.blogspot.com/2012/01/vapor-compression-system.html> [12 มีนาคม 2555].
7. นิรนาม, ไม่ปรากฏปีพิมพ์, **2-8 ระบบทำความเย็น** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: http://teenet.tei.or.th/Knowledge/Paper/012_EEH.pdf [1 พฤศจิกายน 2555].
8. ตระการ ก้าวกลิกรรม, 2555, **การทำความเย็น** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: www.ebooks.in.th/download/6444/การทำความเย็น [21 พฤศจิกายน 2555].
9. Manske, K.A., Reindl, D.T. and Klein, S.A., 2001, “Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems”, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 24, No. 7, pp. 676-691
10. Food Network Solution Co., Ltd., ไม่ปรากฏปีพิมพ์, **heat exchanger** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: <http://www.foodnetworksolution.com/vocab/wordcap/heat%20exchanger> [12 มีนาคม 2555].
11. ผ่องศรี ศิวราศักดิ์, 2554, **การถ่ายเทความร้อน**, ครั้งที่ 2, บริษัท ทริปเพ็ด กรุ๊ป จำกัด, กรุงเทพฯ, หน้า 259-302
12. OLAER, no date, **Tubular heat exchangers for oil and water** [Online], Available: <http://www.olaer.ch/en/ch-produkte/ch-prod-kuehler/ch-prod-kuehl-rohrbund.htm> [12 มีนาคม 2555].

13. Stoecker, W.F. and Jones, J.W., 1982, **Refrigeration and Air Conditioning**, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co, Singapore, pp. 187-327.
14. ชนวนรา ทองล้วน, 2547, การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นน้ำ, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 11-15.
15. Anonymous, no date, **Consider a two-stage cascade refrigeration system** [Online], Available: <http://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/consider-stage-cascade-refrigeration-operating-pressure-limits-12-mpa-200-kpa-refrigerant-q879821?frbt=1> [12 มีนาคม 2555].
16. UNEP OzonAction, 2011, **History of refrigerants** [Online], Available: <http://www.slideshare.net/ozonaction/history-of-refrigerant-use-risto-ciconkov-english> [12 มีนาคม 2555].
17. Codex Alimentarius, 1995, **Codex Standard for Quick Frozen Shrimps or Prawns** [Online], Available: http://www.codexalimentarius.net/web/more_info.jsp?id_sta=107 [12 มกราคม 2555].
18. สำนักงานมาตรฐานสินค้าเกษตรและอาหารแห่งชาติ, 2549, **มาตรฐานสินค้าเกษตรและอาหารแห่งชาติ มกอช. 7017-2549 กุ้งเยือกแข็ง** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: http://www.acfs.go.th/standard/list_standard_std.php?pageid=2 [12 มกราคม 2555].
19. Mahlia, T.M.I. and Saidur, R., 2010, "A Review on Test Procedure, Energy Efficiency Standards and Energy Labels for Room Air Conditioners and Refrigerator-Freezers", **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Vol. 14, No. 7, pp. 1888-1900.
20. นิชนันท์ นิ่มหนู, 2541, การลดปริมาณน้ำเสียในโรงงานประเภทห้องเย็น กรณีศึกษาโรงงานแปรรูปอาหารทะเลจำพวกปลาแช่แข็ง, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีสิ่งแวดล้อม คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
21. Uttamangkabovorn, M., Prasertsan, P. and Kittikun, A.H., 2005, "Water Conservation in Canned Tuna (Pet Food) Plant in Thailand", **Journal of Cleaner Production**, Vol. 13, No. 6, pp. 547-555.
22. Mannapperuma, J.D., Yates, E.D. and Singh, R.P., 1993, "Survey of Water Use in the California Food Processing Industry", **Food Industry Environmental Conference**.
23. Dempsey, P. and Bansal, P., 2012, "The Art of Air Blast Freezing: Design and Efficiency Considerations", **Applied Thermal Engineering**, Vol. 41, No. 8, pp. 71-83.

24. Cole, R.A., 2004, **Cold Storage Warehouses—An Engineering Overview** [Online], Available: <http://www.slideshare.net/ozonaction/history-of-refrigerant-use-risto-ciconkov-english> [12 มีนาคม 2555].
25. Faizal, M. and Ahmed, M.R., 2012, “Experimental Studies on a Corrugated Plate Heat Exchanger for Small Temperature Difference Applications”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 36, No. 1, pp. 242-248.
26. Manske, K.A., Reindl, D.T. and Klein, S.A., 2001, “Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 7, pp. 676-691.
27. Hackett, B., Chow, S. and Ganji, A.R., 2005, **Energy Efficiency Opportunities in Fresh Fruit and Vegetable Processing/Cold Storage Facilities** [Online], Available: http://www.eceee.org/conference_proceedings/ACEEE_industry/2005/Panel_1/p1_8 [12 มีนาคม 2555].
28. Carbon Trust, 2006, **Food and drink processing**, England, pp. 3-9.
29. Zaroni, S. and Zavanella, L., 2012, “Chilled or Frozen? Decision Strategies for Sustainable Food Supply Chains”, **International Journal of Production Economics**, Vol. 140, No. 2, pp. 731-736.
30. Kreuzer, R., 1969, **Freezing and Irradiation of Fish**, Fishing News (Books) Limited, England, pp. 104-113.
31. Goncalves, A.A. and Ribeiro, J.L.D., 2008, “Optimization of the Freezing Process of Red Shrimp (*Pleoticus Muelleri*) Previously Treated with Phosphates”, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 31, No. 7, pp. 1134-1144.
32. Martins, R.C. and Silva, C.L.M., 2004, “Frozen Green Beans (*Phaseolus Vulgaris*, L.) Quality Profile Evaluation During Home Storage”, **Journal of Food Engineering**, Vol. 64, No. 4, pp. 481–488.
33. Tsironi, T., Dermesonlouoglou, E., Giannakourou, M. and Taoukis, P., 2009, “Shelf Life Modelling of Frozen Shrimp at Variable Temperature Conditions”, **LWT-Food Science and Technology**, Vol. 42, No. 2, pp. 664–671.
34. มนูญ สุขตลอดกาล, 2546, การระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศโดยการใช้ น้ำและอากาศเป็นตัวระบาย, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

35. TMD AWS, 2013, **Dayly Statistics Reports** [Online], Available: http://www.aws-observation.tmd.go.th/web/reports/weather_days.asp [28 พฤษภาคม 2556].
36. IPU Technology Development, CoolPack [Online], Available: <http://www.ipu.dk/English/IPU-Manufacturing/Refrigeration-and-energy-technology/Downloads/CoolPack.aspx> [28 พฤษภาคม 2556].
37. Engineering Page, 2013, **Standard Pipe Sizes** [Online], Available: <http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/tubesize.html> [27 กุมภาพันธ์ 2556].
38. Matches, 2003, **Matches provides heat exchanger capital cost** [Online], Available: <http://matche.com/EquipCost/Exchanger.htm> [27 กุมภาพันธ์ 2556].
39. บริษัท อุดมกิจ ฟิตติ้ง วาล์ว จำกัด, 2553, **ราคาอุปกรณ์ พีวีซี** [ออนไลน์], แหล่งที่มา: http://www.udomkit.com/images/column_1244103715/Price%20list%20fitting%20pvc%20blue.pdf [27 กุมภาพันธ์ 2556].

ภาคผนวก ก

การคำนวณหาค่า COP_R ของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนก่อนการปรับปรุง

ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน

ระบบเดิม

$$P_h = 15.048 \text{ bar}, P_l = 0.9876 \text{ bar}$$

$$h_1 = 1416.746 \quad h_2 = 1598.94 \quad h_3 = 1457.569 \quad h_4 = 1654.111$$

$$h_5 = 380.796 \quad h_6 = 380.796 \quad h_7 = 186.996 \quad h_8 = 186.996$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1626 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1626 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2133 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,229.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

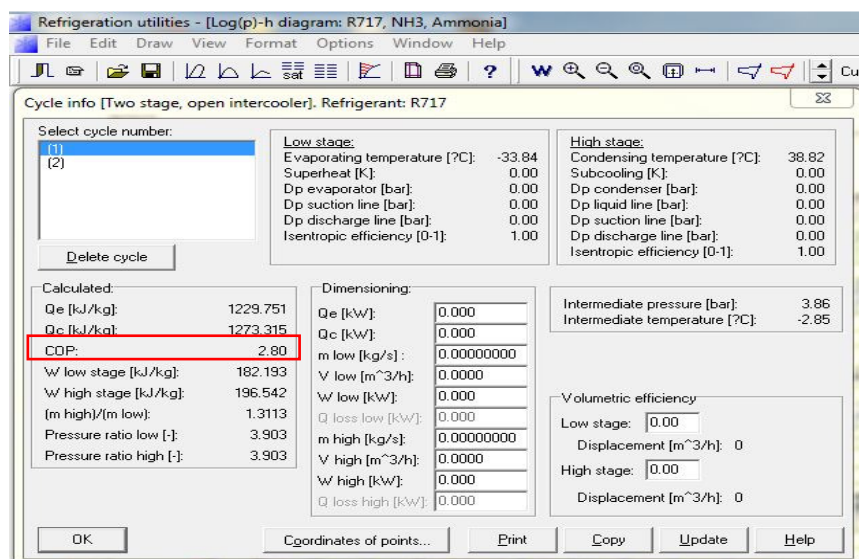
$$Q_{e,kW} = 1,229.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,229.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1626 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,273.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

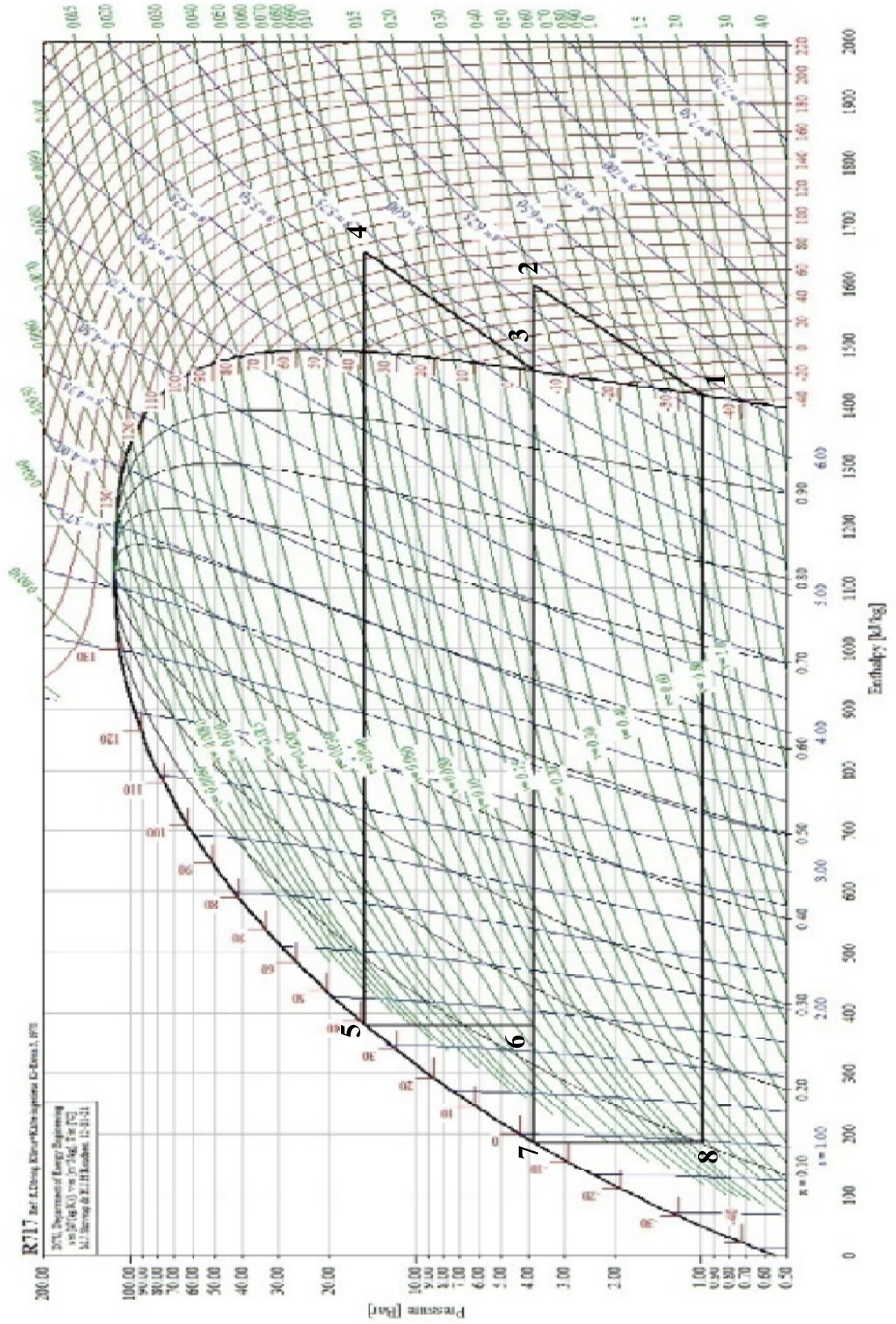
$$Q_{c,kW} = 1,273.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,273.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2133 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 271.55 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.8$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.24$$



รูปที่ ก.1 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack



รูปที่ ก.2 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนของ โรงงานบน P-h diagram ก่อนการปรับปรุง

ภาคผนวก ข

การคำนวณหาขนาดของเครื่องควบแน่น

การคำนวณหาขนาดของเครื่องควบแน่น

ทำการวาด cycle การทำงานของระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอนลงในแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีของสารทำความเย็น R-717 (NH₃) เมื่อระบบมีความดันด้านสูง 15.05 bar และความดันด้านต่ำ 0.99 bar พบว่า สารทำความเย็นมีอุณหภูมิ 38.8 °C อุณหภูมิของน้ำประปาก่อนปะทะจุดต่อสารทำความเย็นมีอุณหภูมิ 27 °C อุณหภูมิของน้ำประปาหลังปะทะจุดต่อสารทำความเย็นมีอุณหภูมิ 29.5 °C และสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนรวม 6,500 W / m² • °C กำหนดหาขนาดพื้นที่ของเครื่องควบแน่นได้โดย

$$Q_c = UA(TD)$$

$$TD = \frac{(T_r - T_e) - (T_r - T_1)}{\ln[(T_r - T_e) / (T_r - T_1)]}$$

$$TD = \frac{(38.8 - 27) - (38.8 - 29.5)}{\ln[(38.8 - 27) / (38.8 - 29.5)]}$$

$$A = \frac{271.5453}{6.5 \times 10.52} = 3.97 \text{ m}^2$$

ภาคผนวก ค

การปรับปรุงระบบทำความเย็นใหม่ โดยลดความดันด้านสูงลงทีละ 0.1 bar

ระบบทำความเย็นที่ปรับปรุงใหม่

จุดที่ 1 $P_h = 14.948 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1598.42 & h_3 &= 1457.473 & h_4 &= 1653.428 \\ h_5 &= 379.657 & h_6 &= 379.657 & h_7 &= 186.599 & h_8 &= 186.599 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1626 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1626 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.213 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,230.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

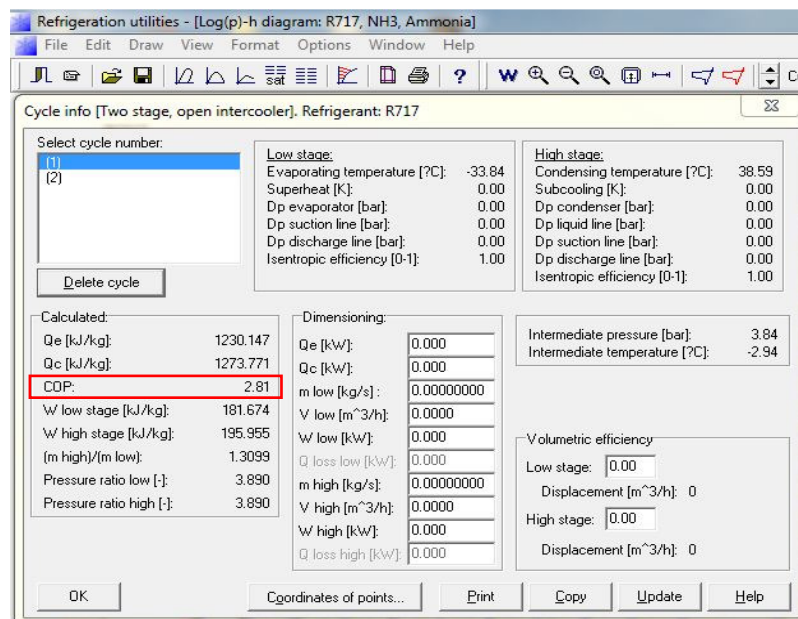
$$Q_{e,kW} = 1,230.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,230.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1626 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,273.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{c,kW} = 1,273.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,273.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.213 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 271.27 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.81$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.25$$



รูปที่ ค.1 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 1

จุดที่ 2 $P_h = 14.848 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1597.898 & h_3 &= 1457.376 & h_4 &= 1652.741 \\ h_5 &= 378.512 & h_6 &= 378.512 & h_7 &= 186.2 & h_8 &= 186.2 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1625 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1625 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2127 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,230.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

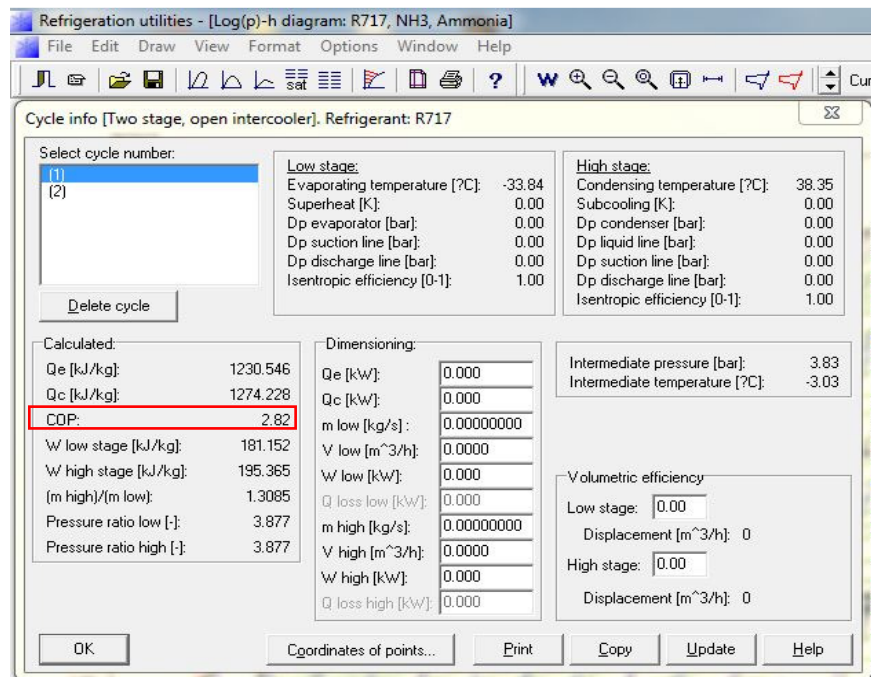
$$Q_{e,kW} = 1,230.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,230.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1625 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,274.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

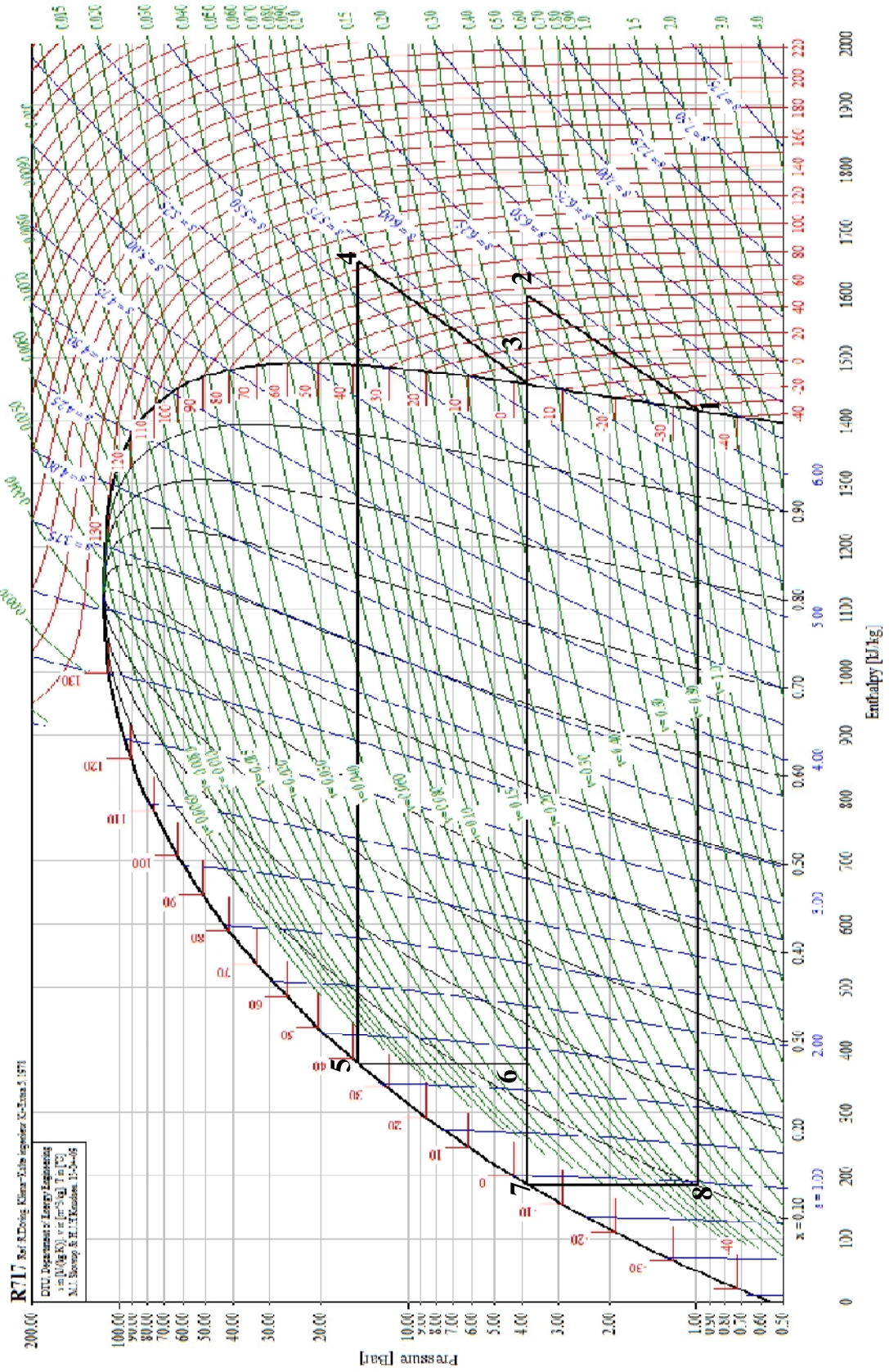
$$Q_{c,kW} = 1,274.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,274.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2127 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 270.9909 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.82$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.25$$



รูปที่ 3 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 2



รูปที่ ค.4 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 2

จุดที่ 3 $P_n = 14.748 \text{ bar}$, $P_i = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1597.373 & h_3 &= 1457.278 & h_4 &= 1652.049 \\ h_5 &= 377.362 & h_6 &= 377.362 & h_7 &= 185.799 & h_8 &= 185.799 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1625 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1625 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2124 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,230.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

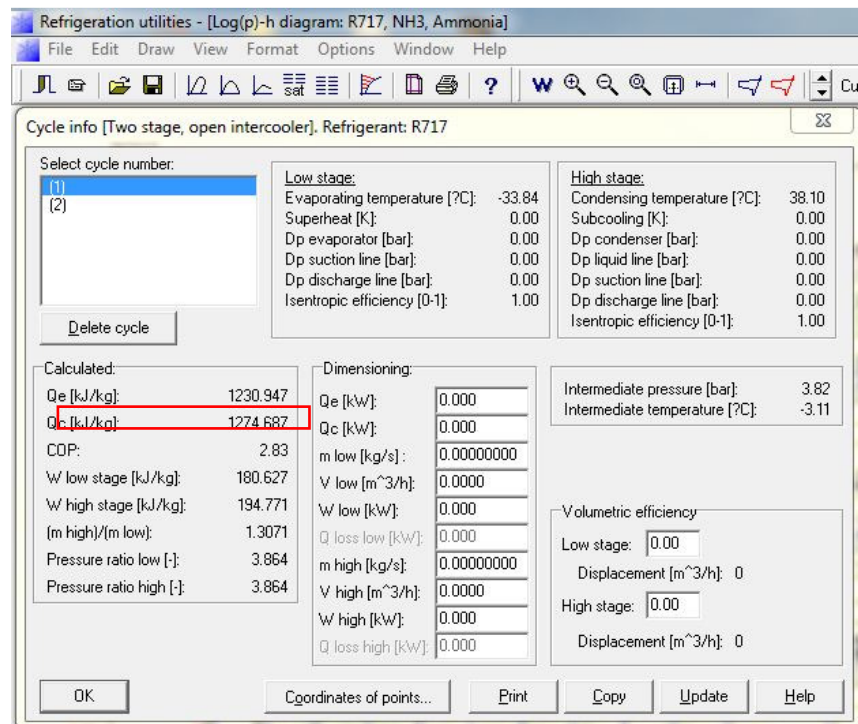
$$Q_{e,kW} = 1,230.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,230.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1625 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,274.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

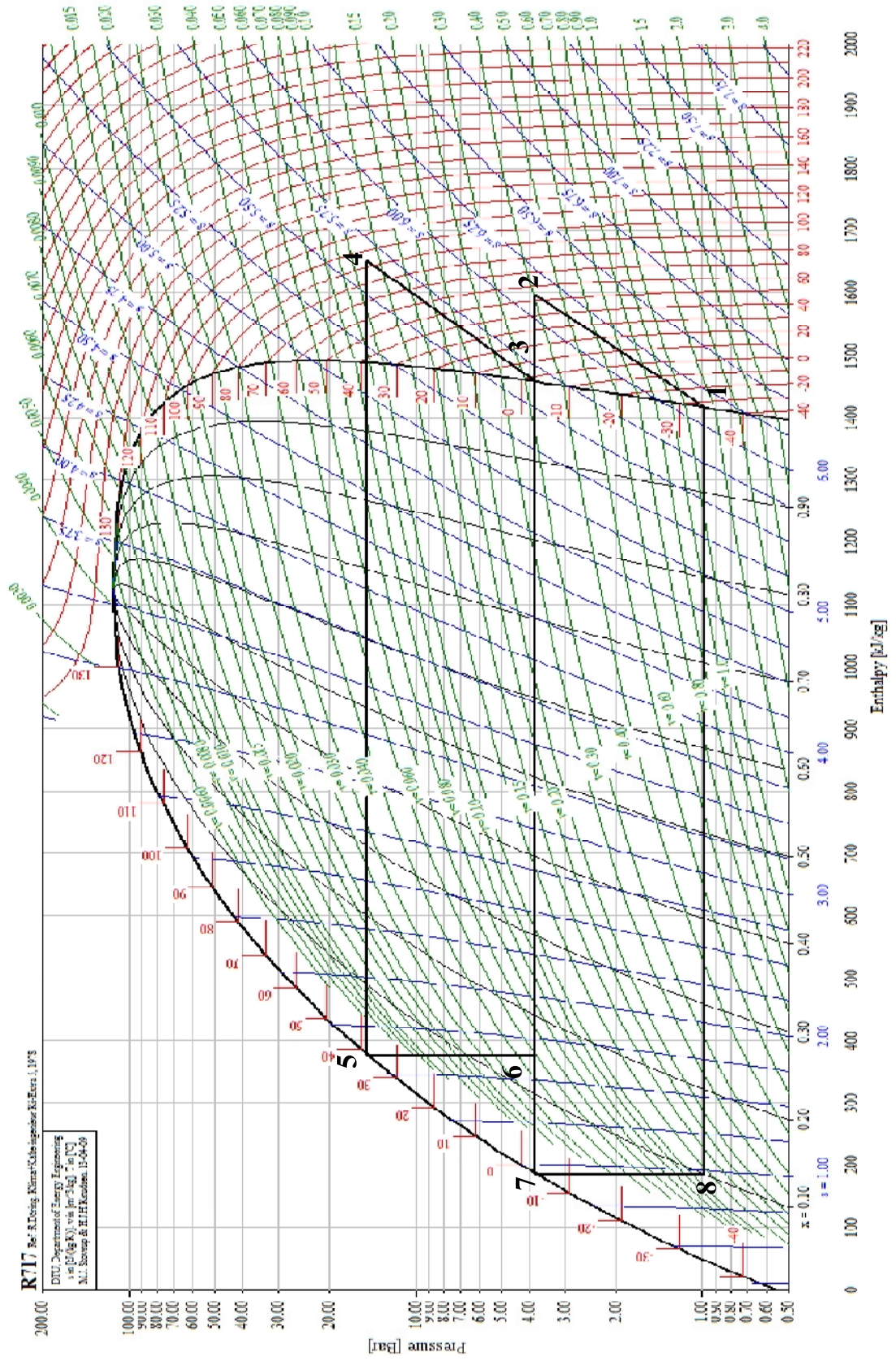
$$Q_{c,kW} = 1,274.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,274.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2124 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 270.7122 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.83$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.26$$



รูปที่ ๓.5 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 3



รูปที่ ค.6 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 3

จุดที่ 4 $P_h = 14.648 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$h_1 = 1416.746 \quad h_2 = 1596.844 \quad h_3 = 1457.179 \quad h_4 = 1651.353$$

$$h_5 = 376.207 \quad h_6 = 376.207 \quad h_7 = 185.395 \quad h_8 = 185.395$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1624 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1624 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2121 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,231.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

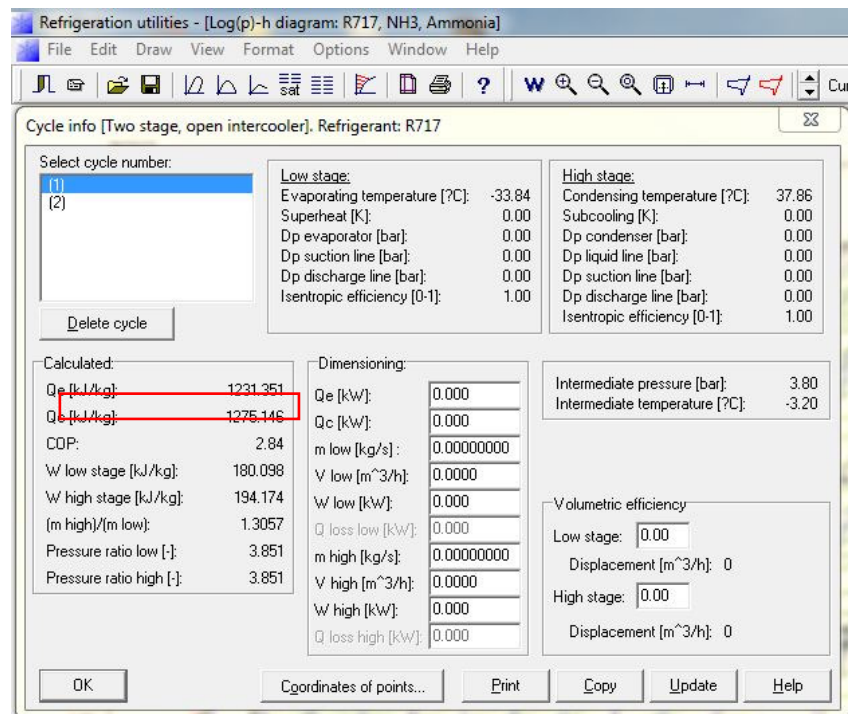
$$Q_{e,kW} = 1,231.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,231.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1624 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,275.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

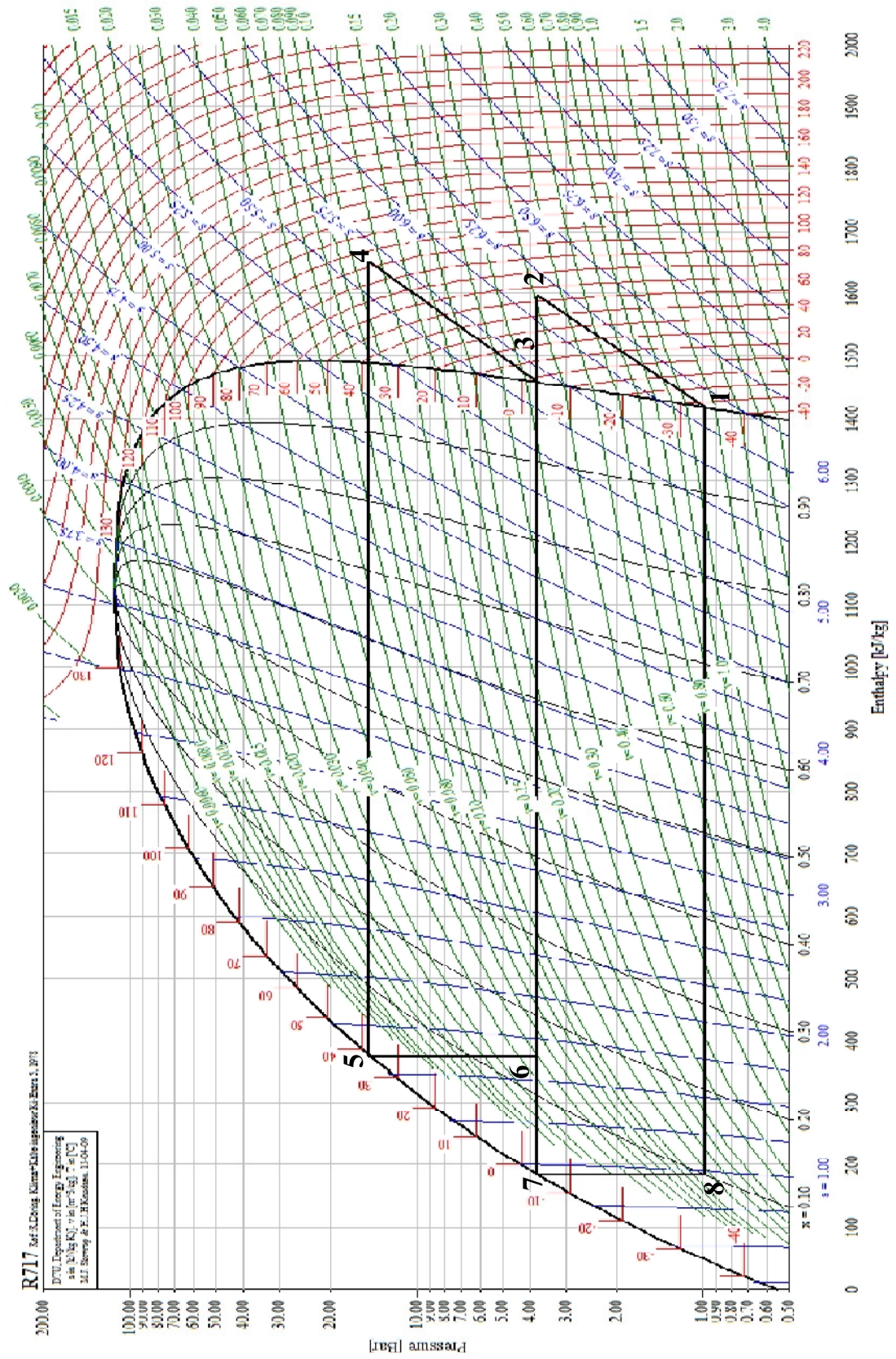
$$Q_{c,kW} = 1,275.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,275.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2121 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 270.4324 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.84$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.27$$



รูปที่ ๗ ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 4



รูปที่ ค.8 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 4

จุดที่ 5 $P_h = 14.548 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1596.312 & h_3 &= 1457.080 & h_4 &= 1650.653 \\ h_5 &= 375.046 & h_6 &= 375.046 & h_7 &= 184.989 & h_8 &= 184.989 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1624 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1624 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2118 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,231.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

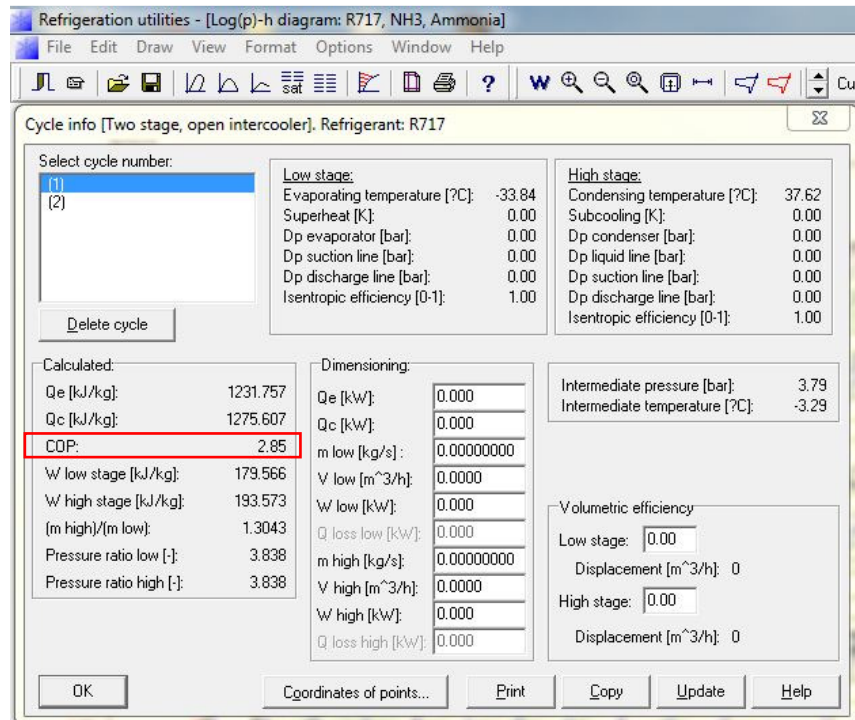
$$Q_{e, \text{kW}} = 1,231.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,231.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1624 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,275.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{c, \text{kW}} = 1,275.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,275.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2118 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 270.1515 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e, \text{kW}}}{\dot{m}_1 (h_2 - h_1) + \dot{m}_3 (h_4 - h_3)} = 2.85$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.28$$



รูปที่ ๙.๑ ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 5

จุดที่ 6 $P_h = 14.448 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1595.777 & h_3 &= 1456.980 & h_4 &= 1649.949 \\ h_5 &= 373.880 & h_6 &= 373.880 & h_7 &= 184.580 & h_8 &= 184.580 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1623$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1623 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2115 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,232.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

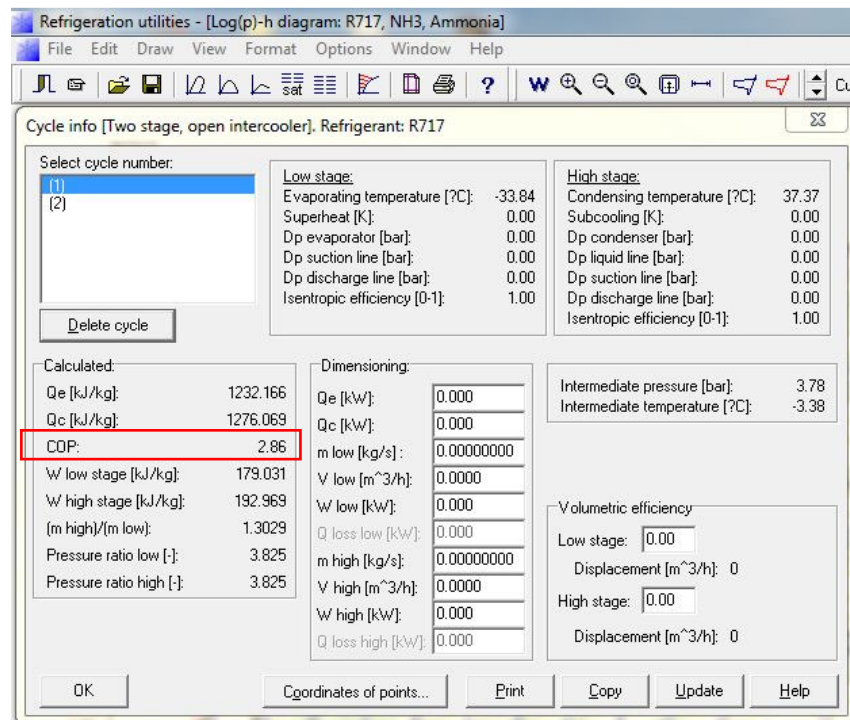
$$Q_{e,kW} = 1,232.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,232.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1623 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,276.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{c,kW} = 1,276.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,276.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2115 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 269.8696 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.86$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.29$$



รูปที่ ๑.11 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 6

จุดที่ 7 $P_h = 14.348 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1595.239 & h_3 &= 1456.880 & h_4 &= 1649.240 \\ h_5 &= 372.708 & h_6 &= 372.708 & h_7 &= 184.169 & h_8 &= 184.169 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1623 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1623 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2112 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,232.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

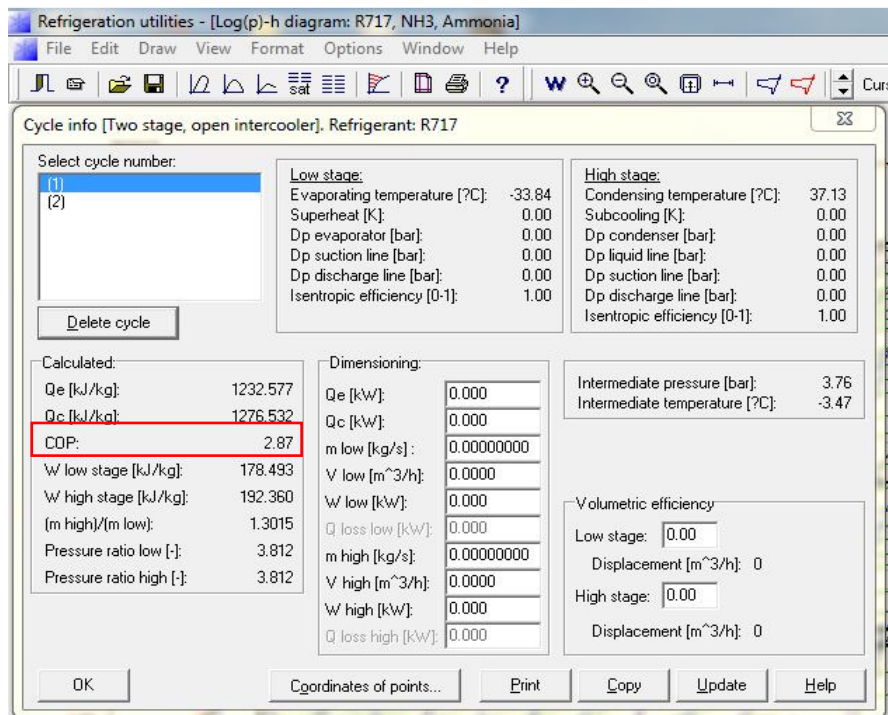
$$Q_{e,kW} = 1,232.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,232.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1623 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,276.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

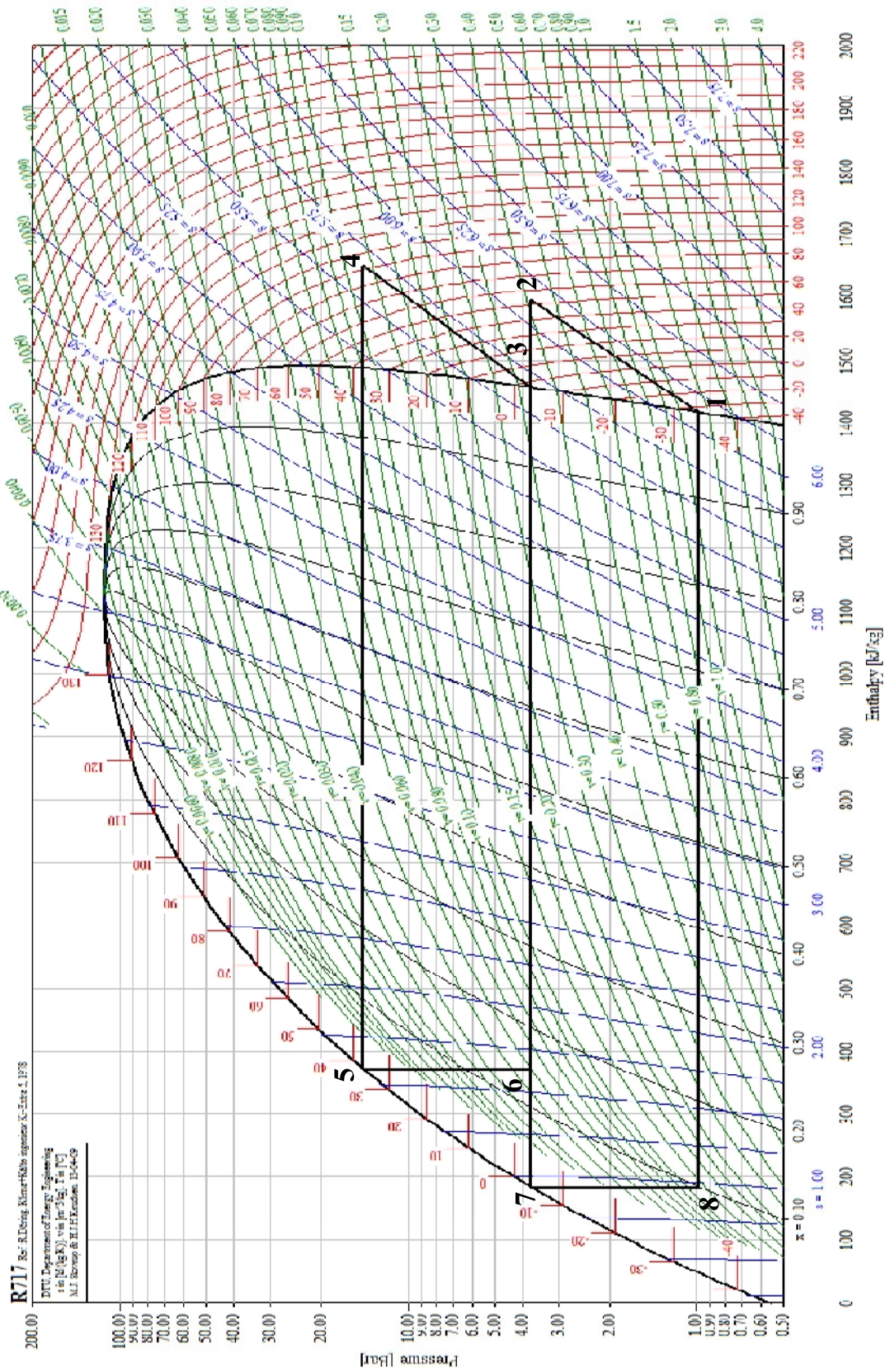
$$Q_{c,kW} = 1,276.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,276.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2112 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 269.5864 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.87$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.3$$



รูปที่ ๑.13 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 7



รูปที่ ค.14 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 7

จุดที่ 8 $P_h = 14.248 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1594.679 & h_3 &= 1456.778 & h_4 &= 1648.527 \\ h_5 &= 371.530 & h_6 &= 371.530 & h_7 &= 183.755 & h_8 &= 183.755 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1622 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1622 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2109 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,233 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

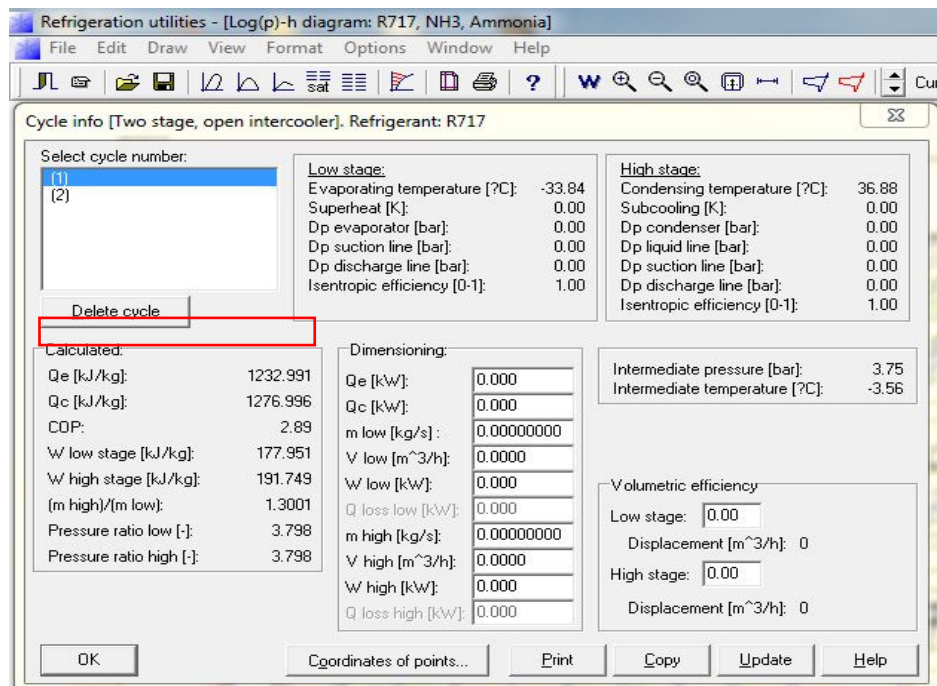
$$Q_{e,kW} = 1,233 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,233 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1622 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,277 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

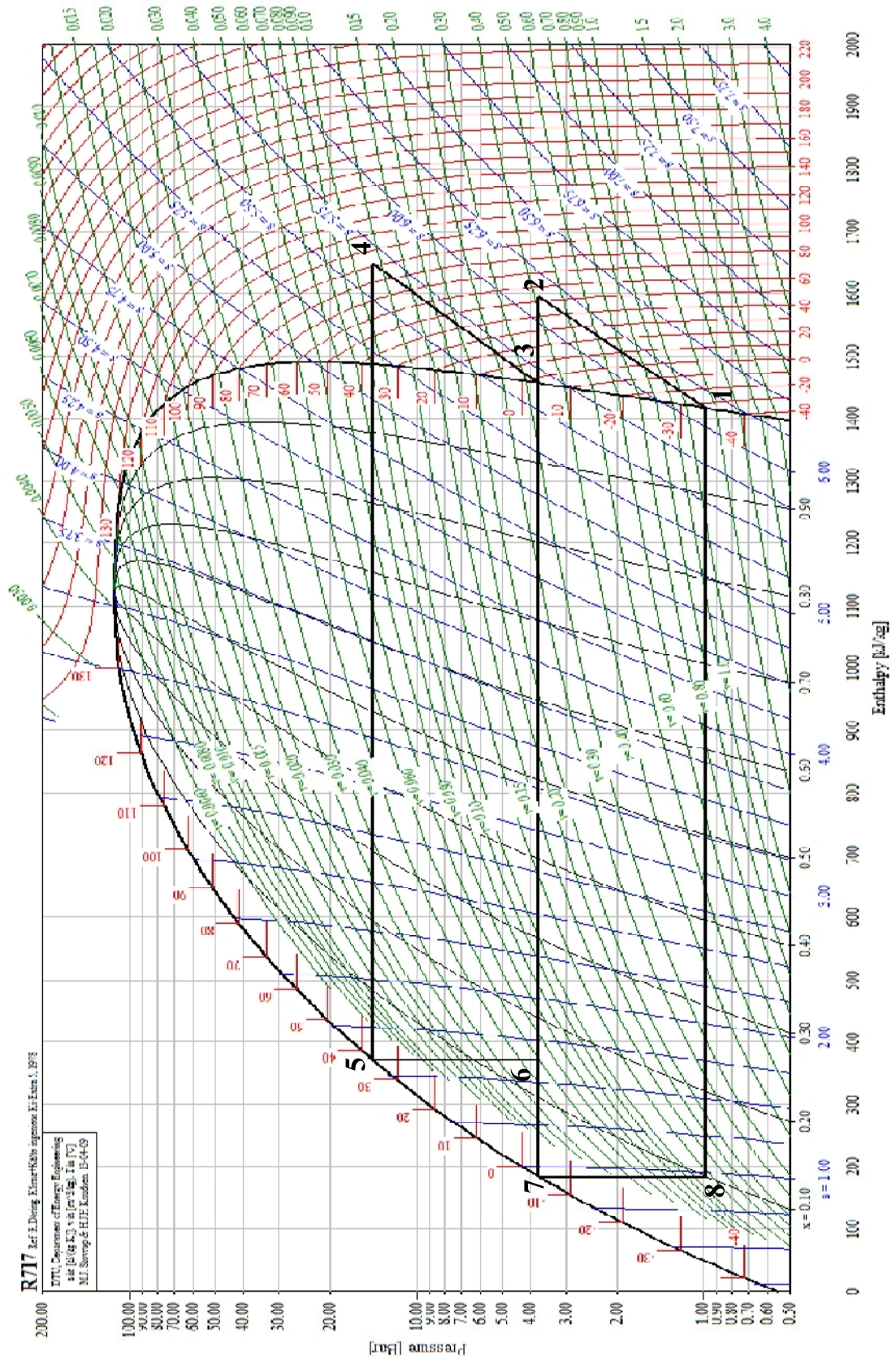
$$Q_{c,kW} = 1,277 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,277 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2109 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 269.2989 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.89$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.31$$



รูปที่ ค.15 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 8



รูปที่ ค.16 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 8

จุดที่ 9 $P_h = 14.148 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$h_1 = 1416.746 \quad h_2 = 1594.152 \quad h_3 = 1456.676 \quad h_4 = 1647.809$$

$$h_5 = 370.347 \quad h_6 = 370.347 \quad h_7 = 183.339 \quad h_8 = 183.339$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1622 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1622 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2106 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,233.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

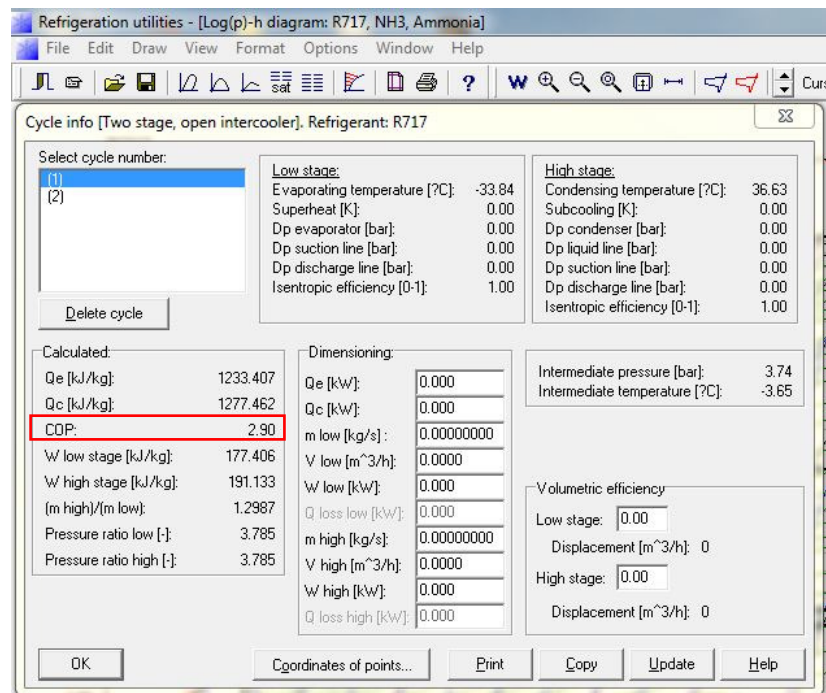
$$Q_{e,kW} = 1,233.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,233.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1622 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,277.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{c,kW} = 1,277.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,277.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2106 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 269.017 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.9$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.32$$



รูปที่ ค.17 ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 9

จุดที่ 10 $P_h = 14.048 \text{ bar}$, $P_l = 0.9876 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1416.746 & h_2 &= 1593.604 & h_3 &= 1456.573 & h_4 &= 1647.087 \\ h_5 &= 369.157 & h_6 &= 369.157 & h_7 &= 182.92 & h_8 &= 182.92 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{200 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = 0.1621 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 0.1621 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7}{h_3 - h_6} = 0.2103 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_e = h_1 - h_8 = 1,233.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

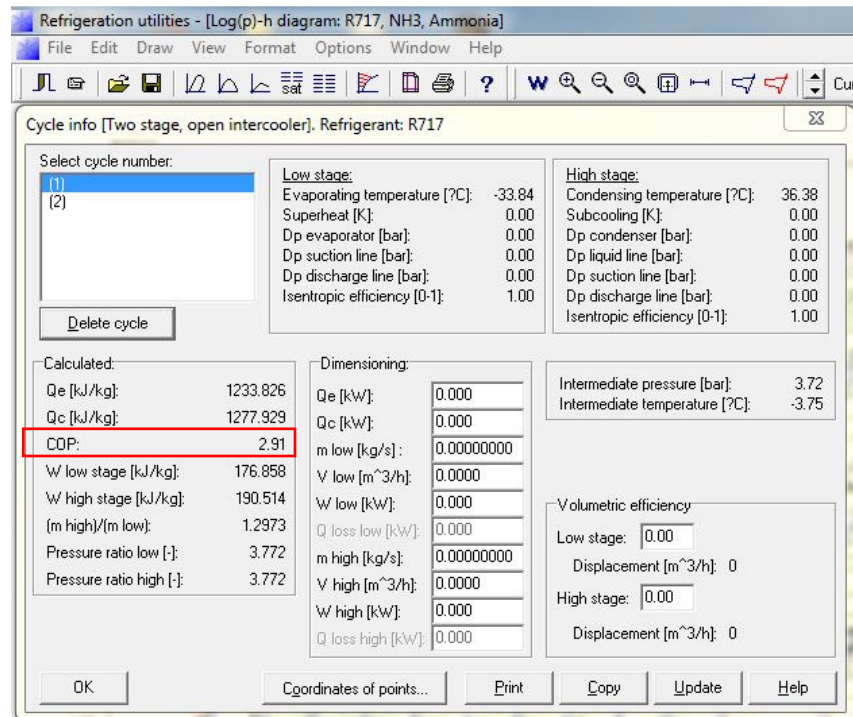
$$Q_{e,kW} = 1,233.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_1 = 1,233.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1621 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \text{ kW}$$

$$Q_c = h_4 - h_5 = 1,277.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

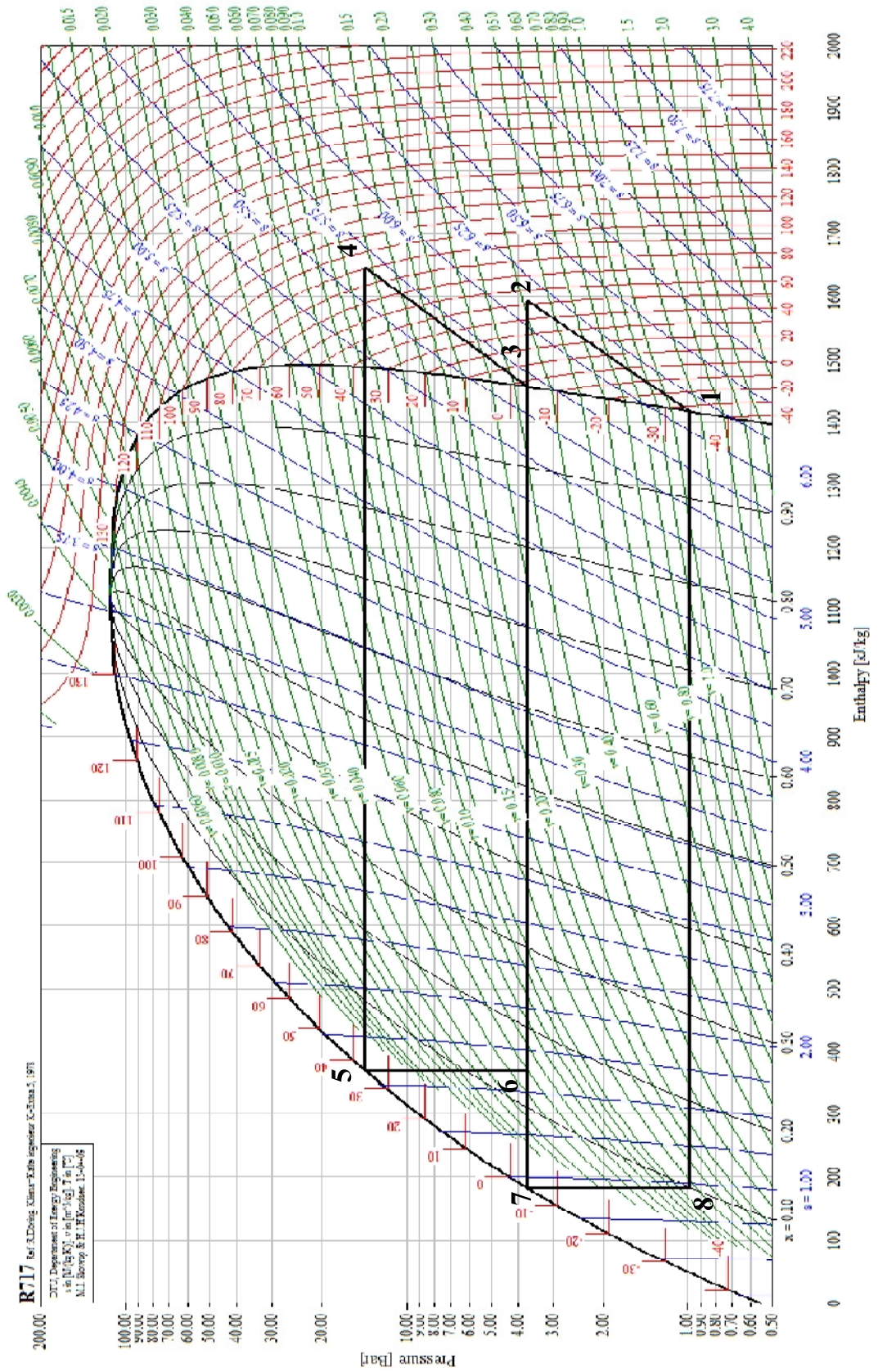
$$Q_{c,kW} = 1,277.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \dot{m}_3 = 1,277.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.2103 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 268.73 \text{ kW}$$

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{e,kW}}{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3)} = 2.91$$

$$COP_{practical} = 0.8 \times COP_{ideal} = 2.33$$



รูปที่ ๑๙ ผลการคำนวณหาค่า COP_R ด้วยโปรแกรม CoolPack ณ จุดการทำงานที่ 10



รูปที่ ค.20 ระบบทำความเย็นแบบ 2 ขั้นตอน ณ จุดทำงานที่ 10

ภาคผนวก ง

การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น

การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น

การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น สามารถหาได้โดย

$$Q_c = UA(TD)$$

$$TD = \frac{(T_r - T_e) - (T_r - T_l)}{\ln[(T_r - T_e)/(T_r - T_l)]}$$

เมื่อ $U = 6,500 \text{ W/m}^2\text{°C}$, $A = 3.97 \text{ m}^2$

สรุปผลการคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น ได้ดังตารางที่ ง.1

ตารางที่ ง.1 ผลการคำนวณหาอุณหภูมิน้ำประปาสำหรับระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น

จุดทำงาน	Q_c (kW)	TD	T_r (°C)	T_L (°C)	T_E (°C)
เดิม	271.55	-	-	-	27
1	271.27	12.77	38.6	24.8	26.8
2	271	12.76	38.3	24.55	26.55
3	270.71	12.75	38.1	24.35	26.35
4	270.43	12.73	37.9	24.1	26.1
5	270.15	12.72	37.6	23.85	25.85
6	269.87	12.71	37.4	23.65	25.65
7	269.59	12.69	37.1	23.4	25.4
8	269.3	12.68	36.9	23.2	25.2
9	269.02	12.67	36.6	22.9	24.9
10	268.73	12.65	36.4	22.7	24.7

ภาคผนวก จ

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของ
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่
ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube

เมื่อกำหนดให้

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านนอก = 0.025 m.

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านใน = 0.0233 m.

$$Rf_i = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$Rf_o = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$k_{\text{water}} = 0.58 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{SS}} = 14 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

ตารางที่ จ.1 ข้อมูลของของไหล

ของไหล	T (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m·s)	Pr	\dot{m} (kg/s)
น้ำประปา	27	996.6	8.54×10^{-4}	5.852	0.8
น้ำเย็นทิ้ง	10	999.7	1.307×10^{-3}	9.45	0.3

พิจารณาของไหลสายร้อน (น้ำประปา)

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\frac{1}{4} \rho \pi D_i^2} = 1.88 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho V_m D_i}{\mu} = 51,202$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3} = 228.7$$

$$h_i = \frac{k_{\text{water}}}{D_i} \times Nu = 5694.1 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

พิจารณาของไหลสายเย็น (น้ำเย็นทิ้ง)

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\frac{1}{4} \rho \pi D_o^2} = 0.61 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho V_m D_o}{\mu} = 11,690$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3} = 81.02$$

$$h_o = \frac{k_{\text{water}}}{D_o} \times \text{Nu} = 1879.7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

พิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{Rf_i}{A_i} + \ln \frac{(D_o / D_i)}{2\pi k_{ss} l} + \frac{Rf_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} = 0.000838 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$U = \frac{1}{R \times A_s} = 982 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วย PVC Shell, HDPE Tube

เมื่อกำหนดให้

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านนอก = 0.025 m.

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านใน = 0.0227 m.

$$Rf_i = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

$$Rf_o = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

$$k_{\text{water}} = 0.58 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{HDPE}} = 0.45 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

พิจารณาของไหลสายร้อน (น้ำประปา)

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\frac{1}{4} \rho \pi D_i^2} = 1.98 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V_m D_i}{\mu} = 52,555$$

$$\text{Nu} = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.3} = 233.6$$

$$h_i = \frac{k_{\text{water}}}{D_i} \times \text{Nu} = 5967.8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

พิจารณาของไหลสายเย็น (น้ำเย็นทิ้ง)

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\frac{1}{4} \rho \pi D_o^2} = 0.61 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V_m D_o}{\mu} = 11,726$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3} = 81.22$$

$$h_o = \frac{k_{\text{water}}}{D_o} \times Nu = 1884.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

พิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{Rf_i}{A_i} + \ln \frac{(D_o / D_i)}{2\pi k_{ss} l} + \frac{Rf_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} = 0.0255 \text{ °C/W}$$

$$U = \frac{1}{R \times A_s} = 290 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

ภาคผนวก จ

การคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณหาค่าขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่จุดทำงานต่างๆ

พิจารณาหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจาก

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h C_p (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{lm}}$$

ผลการคำนวณหาค่าขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube ได้ผลดังตารางที่ น.1

ตารางที่ น.1 ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube ณ จุดทำงานต่างๆ

จุดทำงาน	Th,i (°C)	Th,o (°C)	Tc,i (°C)	Tc,o (°C)	Q̇(kW)	ΔT _{lm}	A (m ²)
1	27	27	10	10.53	0.6688	16.6	0.04
2	27	26.8	10	11.19	1.5048	16.18	0.09
3	27	26.55	10	11.73	2.1736	15.86	0.14
4	27	26.35	10	12.39	3.0096	15.47	0.20
5	27	26.1	10	13.06	3.8456	15.07	0.26
6	27	25.85	10	13.72	4.6816	14.68	0.32
7	27	25.65	10	14.26	5.3504	14.36	0.38
8	27	25.4	10	14.79	6.0192	14.04	0.44
9	27	25.2	10	15.45	6.8552	13.67	0.51
10	27	24.9	10	16.12	7.6912	13.28	0.59

ผลการคำนวณหาค่าขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ได้ผลดังตารางที่ น.2

ตารางที่ น.2 ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ณ จุดทำงานต่างๆ

จุดทำงาน	Th,i (°C)	Th,o (°C)	Tc,i (°C)	Tc,o (°C)	Q̇(kW)	ΔT_{lm}	A (m ²)
1	27	27	10	10.53	0.6688	16.6	0.14
2	27	26.8	10	11.19	1.5048	16.18	0.32
3	27	26.55	10	11.73	2.1736	15.86	0.47
4	27	26.35	10	12.39	3.0096	15.47	0.67
5	27	26.1	10	13.06	3.8456	15.07	0.88
6	27	25.85	10	13.72	4.6816	14.68	1.09
7	27	25.65	10	14.26	5.3504	14.36	1.28
8	27	25.4	10	14.79	6.0192	14.04	1.48
9	27	25.2	10	15.45	6.8552	13.67	1.78
10	27	24.9	10	16.12	7.6912	13.28	2.00

ภาคผนวก ข

การคำนวณหาผลประหยัดที่เกิดขึ้น ณ จุดทำงานต่างๆ

ผลประหยัดที่เกิดขึ้น ณ จุดทำงานต่างๆ

กรณีเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube แบ่งการพิจารณาออกเป็น 2 กรณี คือ กรณีที่ 1 โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และกรณีที่ 2 โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง สรุปผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุนได้ดังตารางที่ ข.1

ตารางที่ ข.1 ผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก SS316 Shell, SS316 Tube ณ จุดทำงานต่างๆ

จุดทำงาน	ผลประหยัด (kW)	ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้สุทธิ (บาท/ปี)		ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	
		กรณีที่ 1	กรณีที่ 2	กรณีที่ 1	กรณีที่ 2
1	0.40	-23,984.79	-9,367.40	-	-
2	0.40	-24,765.09	-9,757.55	-	-
3	0.79	-18,422.14	-6,586.07	-	-
4	1.18	-12,141.94	-3,445.97	-	-
5	1.57	-5,923.68	-336.84	-	-
6	1.95	233.46	2,741.73	432.7	24.1
7	2.33	6,709.25	5,979.62	15.4	11.5
8	2.71	13,147.85	9,198.92	8.1	7.7
9	3.08	19,126.35	12,188.17	5.8	6.3
10	3.45	25,437.13	15,343.57	4.5	5.2

กรณีเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube แบ่งการพิจารณาออกเป็น 2 กรณี คือ กรณีที่ 1 โรงงานมีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง และกรณีที่ 2 โรงงานไม่มีอุปกรณ์เก็บน้ำเย็นทิ้ง สรุปผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุนได้ดังตารางที่ ข.2

ตารางที่ ข.2 ผลประหยัดและระยะเวลาคืนทุน เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบจาก PVC Shell, HDPE Tube ณ จุดทำงานต่างๆ

จุดทำงาน	ผลประหยัด (kW)	ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้สุทธิ (บาท)		ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	
		กรณีที่ 1	กรณีที่ 2	กรณีที่ 1	กรณีที่ 2
1	0.40	-19,641.54	-7,195.77	-	-
2	0.40	-19,660.29	-7,205.15	-	-
3	0.79	-12,553.99	-3,651.99	-	-
4	1.18	-5,781.34	-265.67	-	-
5	1.57	1,194.57	3,222.29	40.49	4.15
6	1.95	8,109.21	6,679.61	5.98	2.02
7	2.33	13,654.33	9,452.16	4.2	2.4
8	2.71	20,450.90	12,850.45	2.81	1.75
9	3.08	27,177.30	16,213.65	2.13	1.40
10	3.45	33,853.78	19,551.89	1.71	1.17

ภาคผนวก ข

ราคาและข้อมูลจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ



บริษัท พีพีวาย อินเตอร์กรุ๊ป(1999) จำกัด

117 ถนนอนามัยงามเจริญ แขวงท่าข้าม เขตบางขุนเทียน กรุงเทพฯ 10150

PPY INTERGROUP (1999) Co., Ltd.:

117 ANAMAINGAM-CHAROEN RD., THAKARM, BANGKHUNTIEN, BANGKOK 10150

โทรศัพท์ (Tel.) 02-415-7828-9 โทรสาร (Fax.) 02-415-8411 Email : sales@airpumpcenter.com

ใบเสนอราคา
QUOTATION

เรียน / Attention : คุณกนกวรรณ เอื้อวิเศษวัฒนา ; kanokwan.sand@gmail.com เลขที่/ No. : IG13048015
บริษัท / Company : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี วันที่/ Date : 8 เมษายน 2556
ที่อยู่ / Address : 126 ถนนประชาอุทิศ แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กทม. 101- อ้างถึง/ Ref : Price Quotation
โทร. / Tel. : แฟกซ์ / Fax : กำหนดยื่นราคา/ Validity : 15 days
ทางบริษัทฯยินดีเสนอ : พนักงานขาย/ Salesman : คุณ เจี๊ยบ (089-892-7642)

We are pleased to submit our quotation for your kind consideration as follows :

ลำดับ Item.	รายละเอียด Description	จำนวน QUANTITY	ราคาต่อหน่วย (บาท)UNIT	ส่วนลด DISCOUNT	ราคารวม(บาท) AMOUNT (Baht)
1	Self-Priming Pumps 'EBARA' Model JESX-5 Motor : 0.5 HP (0.37kW) 380V, 2Pole, IP54, 50 Hz Spec : Capacity 0.3 - 2.7 m3/hr x 28 - 11.5 M.TDH Inlet x Outlet : 1" x 1" , Max.Temp : 60°C	1 Set	8,800.00	35%	5,720.00
2	Self-Priming Pumps 'EBARA' Model JESX-6 Motor : 0.6 HP (0.44W) 380V, 2Pole, IP54, 50 Hz Spec : Capacity 0.3 - 2.7 m3/hr x 31.5 - 13.5 M.TDH Inlet x Outlet : 1" x 1" , Max.Temp : 60°C	1 Set	8,900.00	35%	5,785.00
3	Self-Priming Pumps 'EBARA' Model JESX-8 Motor : 0.8 HP (0.6kW) 380V, 2Pole, IP54, 50 Hz Spec : Capacity 0.3 - 2.7 m3/hr x 37 - 16 M.TDH Inlet x Outlet : 1" x 1" , Max.Temp : 60°C	1 Set	9,100.00	35%	5,915.00
*** เช็กลิสต์สินค้าทุกครั้งก่อนสั่งซื้อ Please re-confirm the stock before making an order. ***					

กำหนดชำระเงิน / Term of Payment : เงินสด / Cash	รวมเป็นเงิน/ TOTAL (Baht)	17,420.00
ระยะเวลาการส่งสินค้า / Delivery time : 7-10 days after received the official order form, except it is run o	ภาษีมูลค่าเพิ่ม / VAT 7%	1,219.40
หมายเหตุ / Remark : 1) ราคาดังกล่าวไม่รวมค่าติดตั้ง / ค่าขนส่งต่างจังหวัด 2) สินค้าบางประเภทจัดส่งทางพัสดุไปรษณีย์ 3) สินค้ารับประกัน 1 ปี/มอเตอร์ 6 เดือน ใช้งานในภาวะปกติ การรับประกันไม่รวมระบบไฟฟ้า และภัยธรรมชาติ	อนุมัติสั่งซื้อตามรายการและเงื่อนไขที่ระบุ รวมทั้งสิ้น / NET TOTAL (Baht)	18,639.40
	PPY Intergroup(1999) Company Limited	
	ผู้มีอำนาจลงนาม พร้อมประทับตรา วันที่ (Date)/...../.....	ผู้จัดการ (Manager)

PUMPS AND WATER SYSTEM ACCESSORIES

Self-Priming Pump in AISI 304

เครื่องสูบน้ำชนิดทอยโซ่งแบบส่่าน้ำด้วยตัวเอง (self-priming) เรือนเป็นสแตนเลส



JESX-JEX series

การใช้งานโดยทั่วไป (APPLICATIONS)

เป็นเครื่องสูบน้ำแบบส่่าน้ำได้ด้วยตัวเอง (Self-Priming) ระบายกับงานสูบน้ำสะอาดทั่วไป ที่ต้องการปริมาณน้ำปานกลาง สามารถสูบน้ำได้ลึกถึง 8 เมตร เรือนเป็นสแตนเลส มีขนาดเล็กระทัดรัด เหมาะสำหรับ

- งานสูบน้ำเพิ่มแรงดันภายในที่พักอาศัย (Domestic pressure boosting)
- งานสูบน้ำไปสวนหย่อมหรือสวนผัก (Garden, vegetable garden)
- งานระบบสปริงเกอร์ขนาดเล็ก (Small irrigation)
- งานล้างรถอัตโนมัติ (Car wash), และอื่น ๆ

ข้อมูลจำเพาะ (SPECIFICATION)

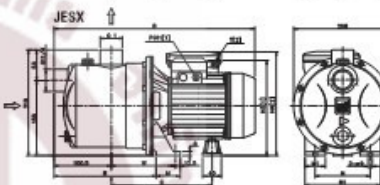
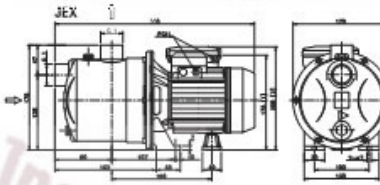
- ขนาดท่อส่ง (Discharge Size).....1 นิ้ว (Inch)
- พิกัดกำลังมอเตอร์ (Power Output Range).....0.5-1.10 กิโลวัตต์ (kW)
- ปริมาณน้ำ (Capacity).....0.5-4.5 ลูกบาศก์เมตร/ชั่วโมง (m³/hr)
- สูงน้ำได้สูง (Head).....11.5-56.0 เมตร (m)

วัสดุ (MATERIALS)

- เรือนเป็น (Casing) สแตนเลส AISI 304
- ใบพัด (Impeller) สแตนเลส AISI 304 ระบายรุ่น JEX, สำหรับใบพัดรุ่น JESX สแตนเลส Technopolymer
- แกน (Shaft) สแตนเลส AISI 303
- ซีลกันรั่ว (Shaft Seal) แบบ Mechanical Seal สแตนเลส Ceramic/Carbon/NBR

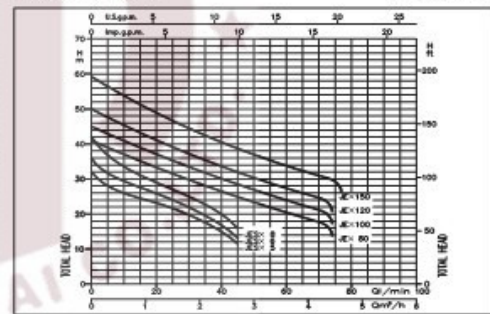
ข้อมูลด้านเทคนิค (TECHNICAL DATA)

- ความเร็วรอบ, เฮิร์ต.....2900 r.p.m., 50 เฮิร์ต (Hz)
- แรงดันไฟฟ้า (Volt) / เฟส (Phase).....220-240 โวลต์ และ 380-415 โวลต์ / 1 และ 3 เฟส
- ระดับฉนวนไฟฟ้า (Insulation Class).....F
- พิกัดการป้องกันฝุ่นและน้ำ (Degrees of Protection).....IP54
- ระบบป้องกันมอเตอร์ (Motor Protection).....มีระบบป้องกันมอเตอร์ร้อนเกินพิกัด แบบอัตโนมัติ (Automatic Thermal Overload Protection) ระบายรุ่นแรงดันไฟฟ้า 220-240 โวลต์ 1 เฟส เท่านั้น
- แรงดันขณะใช้งานสูงสุด (Max Working Pressure)6 bar
- อุณหภูมิของเหลวขณะใช้งานสูงสุด (Max Liquid Temperature) ...45 องศาเซลเซียส สำหรับใช้งานภายในที่พักอาศัย ตามมาตรฐาน EN 60335-2-41 และ 60 องศาเซลเซียส สำหรับใช้งานอย่างอื่น ๆ (ไม่รบกวนงานทางบริษัท)
- สามารถถอดรื้อรายละเอียดต่าง ๆ เพิ่มเติมได้ที่บริษัท



PERFORMANCE CURVE

2900 rpm 50 Hz



PERFORMANCE TABLE *KT Code = E061-XXXX

Model	พิกัดมอเตอร์	Capacitor	ท่อ (นิ้ว)	l/min	Capacity (Q) = ปริมาณน้ำ										ราคา					
					5	20	30	40	45	50	60	70	75	1 เฟส 220 โวลต์	3 เฟส 380 โวลต์					
	1 เฟส 220 โวลต์	3 เฟส 380 โวลต์	kW	แรงม้า hp	µF	โวลต์ Vc	คู่ x ส่ว	m ³ /h	Head = ระยะส่งสูง (เมตร)											
JESXM 5	JESX 5	0.37	0.5	10	450	1 x 1		28	23	20	15	11.5	-	-	-	-	-	6,700.-	-	
JESXM 6	JESX 6	0.44	0.6	10	450	1 x 1		31.5	26	22	17	13.5	-	-	-	-	-	6,800.-	-	
JESXM 8	JESX 8	0.6	0.8	12.5	450	1 x 1		37	29	25	20	16	-	-	-	-	-	-	-	
JEXM 80	JEX 80	0.6	0.8	16	450	1 1/4 x 1		39	33	29	26.5	25	23.5	20.5	18	-	-	-	-	
JEXM 100	JEX 100	0.75	1.0	20	450	1 1/4 x 1		43	37	33.5	30	28	27	24	21	-	-	8,600.-	-	
JEXM 120	JEX 120	0.88	1.2	20	450	1 1/4 x 1		47.5	41	37	34	32	30.5	27.5	24.5	-	-	-	-	
JEXM 150	JEX 150	1.1	1.5	31.5	450	1 1/4 x 1		56	49	44.5	40.5	38.5	37	34	31	29.5	14,200.-	-		

DIMENSIONAL TABLE

Model	Dimensions (mm)											Weight Kg	
	B	C	H3	H4	M	M1	N	N1	R	T	W		
Single-phase	Three-phase												
JEXM 80	JEX 80	417	230	206	215	50	38	120	160	206	PG11	143	10.3
JEXM 100	JEX 100	417	230	206	215	50	38	120	160	206	PG11	143	10.8
JEXM 120	JEX 120	417	230	206	215	50	38	120	160	206	PG11	143	11.5
JEXM 150	JEX 150	445	250	216	240	55	40	140	180	203.5	PG13.5	145.5	14.1

รูปที่ ข.1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ – สกุล	นางสาวกนกวรรณ เอื้อวิเศษวัฒนา
วัน เดือน ปีเกิด	9 มกราคม 2532
ประวัติการศึกษา	
ระดับมัธยมศึกษา	มัธยมศึกษาตอนปลาย โรงเรียนสายปัญญา ในพระบรมราชินูปถัมภ์ พ.ศ. 2549
ระดับปริญญาตรี	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมระบบควบคุมและเครื่องมือวัด คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2553
ระดับปริญญาโท	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาการจัดการพลังงาน คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2555
ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์	กนกวรรณ เอื้อวิเศษวัฒนา, กุสกานา กุบาสา และ อติศักดิ์ นาคกรณกุล, 2556, “การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นในโรงงานอาหารทะเลแช่เยือกแข็ง”, การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 9, 8-10 พฤษภาคม 2556, จ.นครปฐม.