

ระบบการทำความเย็นแบบอัดสองขั้น Multistage Compression Refrigeration system

ภูไท ฤทธิ์ธาร^{1*} ธวัชชัย นาคพิพัฒน์²

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถ.ฉลองกรุง เขต
ลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520 โทร 66(2)326-9987 โทรสาร 66(2)326-9053 *อีเมลล์ s6060403@kmitl.ac.th

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถ.ฉลองกรุง เขต
ลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520 โทร 66(2)326-9987 โทรสาร 66(2)326-9053 อีเมลล์ kntawatc@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอเป็นวัฏจักรทำความเย็นที่นิยมใช้กันมากที่สุดเพราะเป็นระบบที่ง่าย ราคาไม่แพง ไม่เสียหายง่าย และไม่ต้องบำรุงรักษามากนักแต่อย่างไรก็ตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบธรรมดาอาจจะไม่เหมาะสมกับงานในอุตสาหกรรมประเภทที่ต้องการทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำมาก เนื่องจากช่วงความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างในเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยมีค่ากว้างเกินไปทำให้วัฏจักรแบบอัดไอขั้นเดียวไม่เหมาะสมในการใช้งานในเชิงปฏิบัติ เนื่องจากถ้าช่วงความแตกต่างของอุณหภูมียิ่งสูงมากเท่าใดช่วงความแตกต่างของความดันก็มีค่าสูงขึ้นซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของระบบต่ำลงเนื่องจากอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูง วิธีหนึ่งที่จะแก้ปัญหานี้คือการใช้กระบวนการทำความเย็นแบบหลายขั้น คือใช้วัฏจักรทำความเย็นมากกว่าหนึ่งวัฏจักรทำงานในลักษณะอนุกรมแต่ละวัฏจักรเชื่อมต่อกันโดยหอยกวนเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างวัฏจักร ระบบเช่นนี้เรียกว่าระบบการทำความเย็นแบบอัดหลายขั้นโดยโครงการนี้ได้ทำการออกแบบระบบการทำความเย็นแบบอัดสองขั้น และทดลองหาประสิทธิภาพการทำงานของระบบที่สภาวะการทำงานต่างๆ ในการควบคุมการทำงานของระบบให้มีประสิทธิภาพสูงๆ สภาวะการทำงาน ประกอบด้วย การควบคุมความดันที่หอยกวน อัตราการไหลของสารทำความเย็น และพลังงานที่ให้กับเครื่องอัดของทั้งสองวัฏจักรให้มีอัตราส่วนที่เหมาะสมสามารถทำให้ระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงกว่าวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดขั้นเดียว

Abstract

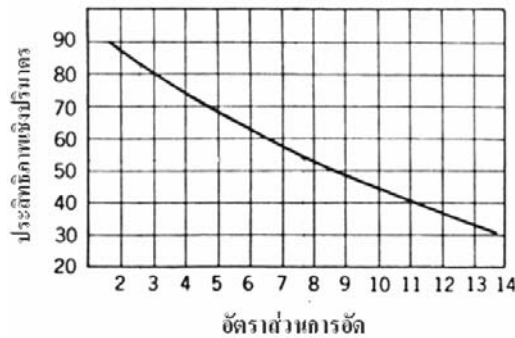
The simple vapor-compression refrigeration is the most widely used refrigeration cycle. The ordinary vapor-compression refrigeration is simple, inexpensive, reliable, and practically low maintenance. However, some industrial applications require moderately or very low temperatures. Cause to take too large temperature different between condenser and evaporator. A large temperature range also means a large pressure range in the

cycle and low performance form high pressure ratio. One way of dealing with such situation is to perform the refrigeration process in many stages, that is, to have two or more refrigeration cycle which operates in series. In This research were design two stages refrigeration cycle and experiment parameter were changed to find out control the condition for higher performance. Under manual control two stages can maintain a proper ratio by control mixing chamber's pressure, refrigerant flow rate, and power in put to compressors. The system can operate on higher performance then single stage system

1. บทนำ

ระบบเครื่องทำความเย็นที่นิยมใช้กันในปัจจุบันเป็นระบบที่มีการอัดเพียงขั้นเดียว ซึ่งไม่เหมาะกับอุตสาหกรรมบางประเภทที่ต้องการควบคุมอุณหภูมิต่ำ ตัวอย่างเช่น การแช่แข็งอาหารประเภทเนื้อสดที่ต้องการเก็บรักษาที่อุณหภูมิประมาณ -20 องศาเซลเซียส ซึ่งจะต้องการควบคุมความดันด้านความดันต่ำของระบบเครื่องทำความเย็นอยู่ที่ประมาณ 4 Psig ซึ่งการทำงานที่สภาวะดังกล่าวทำให้อัตราส่วนการอัดของเครื่องอัดมีค่าสูง อัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของตัวเครื่องอัด ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของระบบต่ำ วิธีหนึ่งที่จะแก้ปัญหานี้ได้ก็คือใช้การอัดเป็นขั้นๆ โดยใช้วัฏจักรการทำความเย็นสองวัฏจักรต่อกันในลักษณะอนุกรม แต่ละ วัฏจักรถูกต่อเชื่อมด้วยหอยกวน หอยกวนทำหน้าที่เป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง เครื่องระเหยของวัฏจักรความดันสูง และเครื่องควบแน่นของวัฏจักรความดันต่ำ ซึ่งจะต้องหาวิธีการควบคุมความดันที่หอยกวน อัตราการไหลของสารทำความเย็น และกำลังงานที่ให้กับเครื่องอัดของแต่ละวัฏจักรให้สามารถทำงานสอดคล้องกันได้อย่างมีประสิทธิภาพ เพื่อให้ระบบสามารถทำงานที่ประสิทธิภาพสูงๆ สภาวะการทำงานของระบบ เช่น เมื่อภาระที่จ่ายให้กับระบบเปลี่ยนแปลง อุณหภูมิที่เครื่องระเหยจะเปลี่ยนแปลง หรืออุณหภูมิของอากาศที่ระบายความร้อนเครื่องควบแน่นเปลี่ยนแปลง ระบบจะต้อง

ทำงานได้ที่ประสิทธิภาพสูง อีกทั้งสภาวะการทำงานดังกล่าวที่เปลี่ยนแปลง ระบบจะต้องทำงานได้อย่างปลอดภัย คือ จะต้องไม่เกิดสภาวะที่ตัวเครื่องอัดมีอุณหภูมิสูงเกินกำหนด ในสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิสูง เนื่องจากสารทำความเย็นที่ไหลกลับเข้าเครื่องอัดทางด้านดูดมีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดมากเกินไปทำให้ไม่สามารถรับความร้อนจากตัวเครื่องอัดได้เพียงพอ หรือ จะต้องไม่เกิดสภาวะที่เครื่องอัดอัดของเหลวในกรณีการทำงานที่สภาวะอุณหภูมิต่ำ เนื่องจากสารทำความเย็นไหลเข้าเครื่องอัดทางด้านดูดมีสถานะเป็นของเหลว เป็นต้น



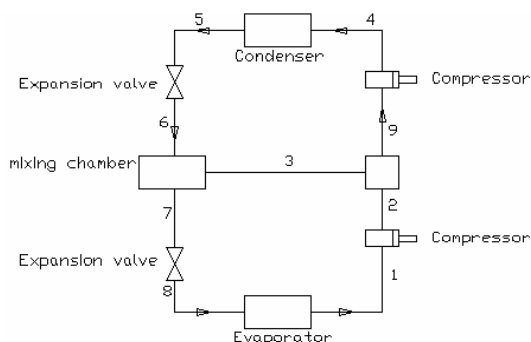
รูปที่ 1 แสดงอัตราส่วนการอัดที่มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงปริมาตร
 ที่มา: [1] Richard C. Jordan and Gayle B. Priestler

"Refrigeration and Air Conditioning"

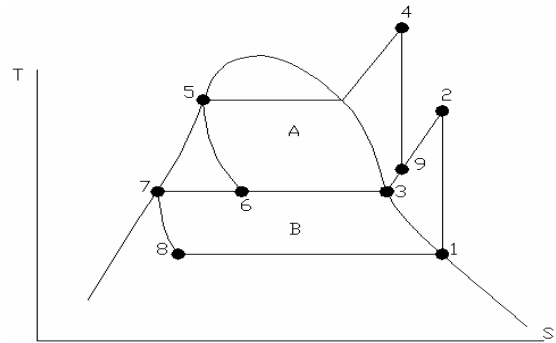
2. ทฤษฎี

2.1 ระบบทำความเย็นแบบอัดสองขั้น

การทำงานเริ่มจากสารทำความเย็นที่ออกจาก เครื่องควบแน่น มีสถานะเป็นของเหลวไหลผ่าน วาล์วขยาย เพื่อลดความดันจนมีความดันเท่ากับความดันใน หอผสม ซึ่งมีความดันเท่ากับความดันระหว่างเครื่องอัด ทั้งสองตัว ในระหว่างกระบวนการนี้จะมีของเหลวบางส่วนจะระเหยกลายเป็นไออิ่มตัว (สภาวะ 3) ไปผสมกับไอร้อนยวดยิ่ง ที่มาจากเครื่องอัด ความดันต่ำ (สภาวะ 2) จากนั้นหอผสมนี้จะถูกดูดโดย เครื่องอัด ความดันสูง (สภาวะ 9) ส่วนสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวอิ่มตัวใน หอผสม จะไหลผ่าน วาล์วขยาย (สภาวะ 8) เข้าสู่ เครื่องระเหย เพื่อรับความร้อนจากผลิตภัณฑ์ ที่ต้องการทำความเย็น



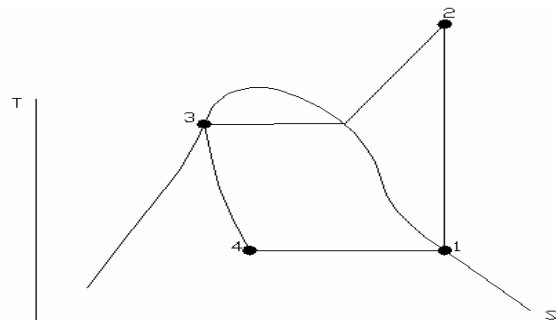
รูปที่ 2 การทำงานของระบบ



รูปที่ 3 T-S Diagram ของระบบทำความเย็นแบบอัดสองขั้น

2.2 ระบบทำความเย็นแบบอัดขั้นเดียว

การทำงานเริ่มจากสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลว (สภาวะ 3) ไหลผ่านวาล์วขยาย เพื่อลดความดันเข้าสู่เครื่องระเหย (สภาวะ 4) จากนั้น เครื่องอัด จะดูดสารทำความเย็นในสถานะไออิ่มตัว (สภาวะ 1) เพื่อเข้าสู่กระบวนการอัดสารทำความเย็นเข้าไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น อีกครั้งหนึ่ง



รูปที่ 4 T-S Diagram แสดงความดันทำงานที่สภาวะต่างๆ ของระบบทำความเย็นชนิดอัดขั้นเดียว

3. สมการที่ใช้ในการคำนวณ

อัตราการรับความร้อนที่เครื่องระเหย (Q_L)

$$\dot{Q}_L = m(h_e - h_i) \quad (1)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (Q_H)

$$\dot{Q}_H = m(h_e - h_i) \quad (2)$$

พลังงานที่จ่ายให้กับเครื่องอัด (W_{in})

$$\dot{W}_{in} = m(h_e - h_i) \quad (3)$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

$$COP = \frac{Q_L}{W_{net'in}} \quad (4)$$

ใกล้เคียงกับวัฏจักรทางทฤษฎีมากที่สุดเพื่อประสิทธิภาพและประสิทธิผลการทำงานของระบบที่ดีที่สุด

ตารางที่ 1 รายละเอียดการออกแบบ

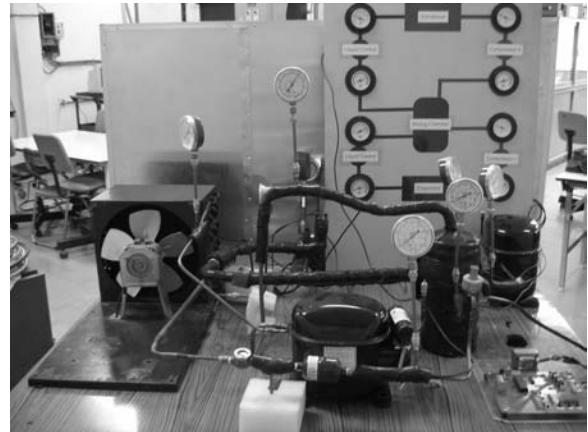
4. การออกแบบระบบการทำความเย็นแบบอัดสองชั้น

ในการออกแบบระบบอัดไอให้มีประสิทธิภาพสูงนั้นจะต้องคำนึงถึงสภาวะการทำงานของระบบเป็นสำคัญ ซึ่งวัฏจักรการทำงานจริงของระบบจะมีความแตกต่างจากวัฏจักรทางทฤษฎี เนื่องจากสภาวะการทำงานที่ผันกลับไม่ได้ในอุปกรณ์หลายส่วน ซึ่งสาเหตุหลักๆ เนื่องมาจากความต้านทานภายในท่อ การถ่ายโอนความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม ข้อจำกัดการทำงานของอุปกรณ์ก็เป็นสาเหตุหนึ่งที่ต้องควบคุมให้วัฏจักรการทำงานจริงของระบบมีความแตกต่างจากวัฏจักรทางทฤษฎี ตำแหน่งที่วัฏจักรการทำงานจริงมีความแตกต่างจากวัฏจักรทางทฤษฎีและส่งผลกระทบต่อระบบ ได้แก่ ตำแหน่งที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหยและเข้าเครื่องอัดเราไม่สามารถควบคุมสารทำความเย็นให้อยู่ในสถานะไออิ่มตัวได้อย่างแม่นยำ ดังนั้นจำเป็นต้องออกแบบเพื่อให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะไอร้อนยิ่งยวดเล็กน้อยที่สภาวะทางเข้าเครื่องอัด เพื่อให้มั่นใจว่าสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่เครื่องอัดมีการระเหยอย่างสมบูรณ์เพราะถ้ามีของเหลวเข้าสู่เครื่องอัดจะทำให้เกิดความเสียหายได้ แต่การทำให้สารทำความเย็นที่เข้าเครื่องอัดอยู่ในสถานะไอร้อนยิ่งยวดก็มีผลเสียหลายประการ ดังนี้ อุณหภูมิของแก๊สทางออกจากเครื่องอัดสูงขึ้น ซึ่งในทางปฏิบัติจะต้องระวังไม่ให้สูงมากเกินไป เพราะจะทำให้ต้องใช้เครื่องอัดที่มีขนาดใหญ่ไม่เป็นการประหยัด ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดมีค่าสูงขึ้น ทำให้อัตราการไหลโดยมวลลดลง ความสามารถในการทำความเย็นก็จะลดลง ถ้ากระบวนการกลายเป็นไอร้อนยิ่งยวดเกิดในเครื่องระเหยแทนที่จะเกิดในท่อดูด ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนในเครื่องระเหยลดลง เพราะสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนของไอแห้งต่ำกว่าของเหลว งานที่ให้กับเครื่องอัดเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพของการควบแน่นลดลงเพราะเมื่อสารทำความเย็นอยู่ในสถานะไอร้อนยิ่งยวดก่อนเข้าเครื่องอัด เมื่อถูกอัดจะมีอุณหภูมิสูงกว่าสารทำความเย็นที่ถูกอัดในสถานะไออิ่มตัว แต่ความดันยังเท่าเดิมสารทำความเย็นต้องคายความร้อนให้สารหล่อเย็นเพิ่มขึ้นเพื่อควบแน่นเป็นของเหลว ท่อที่เชื่อมต่อระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องอัดมีความยาวมาก อันเป็นสาเหตุทำให้มีความดันลดลงเนื่องจากความต้านทานการไหลภายในท่อ รวมทั้งมีการถ่ายโอนความร้อนจากสิ่งแวดล้อมสู่สารทำความเย็น ซึ่งทำให้สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยมีความดันและอุณหภูมิต่ำ ปริมาตรจำเพาะสูงขึ้นค่าการทำความเย็นลดลง กระบวนการอัดของเครื่องอัดทางทฤษฎีมีลักษณะเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิกคือมีค่าเอนโทรปีคงที่ แต่กระบวนการอัดจริงจะมีผลที่เกิดจากสภาวะผันกลับไม่ได้ในอุปกรณ์เนื่องจากความต้านทานการไหลซึ่งทำให้ค่าเอนโทรปีมีค่าเพิ่มสูงขึ้น การสิ้นเปลืองกำลังขับเคลื่อนของเครื่องอัดก็จะสูงขึ้นไปด้วย ฉะนั้นในการออกแบบและควบคุมการทำงานของระบบทำความเย็นนั้นจะต้องออกแบบและควบคุมการทำงานของระบบให้วัฏจักรการทำงานมีความ

รายการ	รายละเอียด
เครื่องอัด	
Model AE3430Y	Capacity 2,593 Btu/hr
	Displacement 8.86 cm ³ /r
Model AE 2415AK	Capacity 3,480 Btu/hr
	Displacement 16.08 cm ³ /r
โครงสร้าง	แบบปิดผนึก (HERMETIC)
สารทำความเย็น	R-12
แรงดันของระบบ แหล่งจ่ายไฟฟ้า	220 โวลต์
จำนวนเฟสของระบบ แหล่งจ่ายไฟฟ้า	1 เฟส
ความถี่	50 Hz
กระแสขณะที่มีมอเตอร์ล๊อค	7 A
ความดันในการผลิตที่ใช้ทดสอบ	25 kg/cm ²
ความดันที่ใช้ทดสอบ ความแข็งแรงของเปลือก Compressor	80 kg/cm ²
เครื่องควบแน่น	
ชนิดพัดลม	Propeller 6 inches
มอเตอร์พัดลม	220 โวลต์ 50 Hz
จำนวน FIN	7 fin/ inches
ชนิดของ FIN	Corrugate Fin
พื้นที่คอยล์	0.08 sq.m
ขนาดท่อทองแดง	3/8 INCHES
ชนิดของท่อทองแดง	Plain Tube
จำนวนวงจรร	1 วงจรร
จำนวนแถว	5 แถว
เครื่องระเหย	
ชนิดพัดลม	Centrifugal
มอเตอร์พัดลม	220 โวลต์ 50 Hz
จำนวน FIN	7 FIN / NICHES
ชนิดของ FIN	Corrugate Fin
พื้นที่คอยล์	0.105 sq.m
ขนาดท่อทองแดง	3/8 INCHES
ชนิดของท่อทองแดง	Plain Tube
จำนวนวงจรร	1 วงจรร
จำนวนแถว	4 แถว

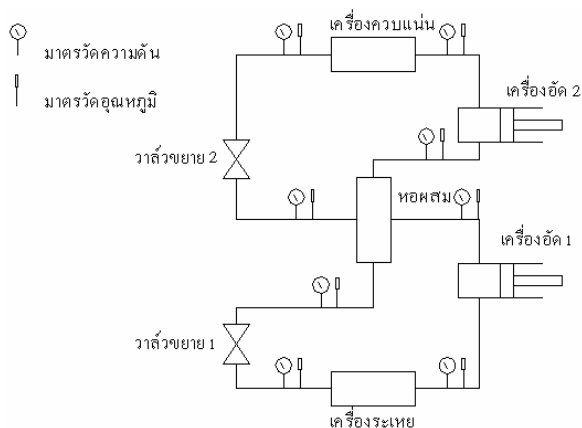
วาล์วขยาย	
ยี่ห้อ	SAGINOMIYA
ชื่อรุ่น	DKV - 13
ขนาดท่อต่อ (เส้นผ่านศูนย์กลาง)	1.4 mm
ความสามารถการทำความเย็น	12000 Btu/hr
ความดัน	0-23 Mpa
น้ำหนัก	0.09 kg
แรงดัน	24 โวลท์
กระแส	130 mA/ph
ระยะการควบคุม	0-480 Step
หอยสุม	
เส้นผ่านศูนย์กลาง	4 inches
ความสูง	12 inches
อุปกรณ์เสริม อื่นๆ	
กระบอกมองน้ำยา	ขนาด 1/4 inches
Filter-Drier	ขนาด 1/4 inches

อีกครั้ง ส่วนของเหลวที่แยกจาก หอยสุมจะเข้าสู่วาล์วขยายตัวที่ 1 ในวงจรความดันต่ำ ซึ่งมีของเหลวจำนวน (1-X) kg จากนั้นก็เข้าสู่เครื่องระเหยเพื่อดึงความร้อนจากห้องที่ต้องการทำความเย็นและเข้าสู่เครื่องอัดตัวที่ 1 ของวงจรความดันต่ำต่อไป ในการควบคุมความดันให้ได้สภาวะที่ออกแบบไว้ นั้นจะกระทำโดยการปรับวาล์วทั้งสองตัว ให้ได้ตามกำหนด



รูปที่ 6 แสดงชุดทดลองที่ใช้ในการทดสอบ

5. การทำงานของระบบ



รูปที่ 5 แสดงวงจรการทำงานของระบบ

ในการทำงานที่อุณหภูมิต่ำ -5 °F ซึ่งจะแบ่งการทำงานเป็นสองวงจรคือวงจรความดันต่ำและวงจรความดันสูง โดยมี Mixing chamber เป็นตัวเชื่อมระหว่างวงจรทั้งสองและมีหน้าที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อสารทำความเย็นเหลวที่ควบแน่นออกจาก เครื่องควบแน่น จะเข้าสู่วาล์วขยายตัวที่ 2 ทำการลดความดันเท่ากับความดันใน หอยสุม และขณะที่ไหลเข้า หอยสุม จะทำให้ของเหลวบางส่วนระเหยกลายเป็นไอแยกออกจากหอยสุม ในภาวะไอ 100 % จำนวน X kg และผสมกับไอร้อนยิ่งยวดที่มาจาก Compressor ความดันต่ำจำนวน (1-X) kg ไอผสมนี้จะถูกดูดโดย เครื่องอัด ของวงจรความดันสูงตัวที่ 2 จำนวน 1 kg เข้าสู่ เครื่องควบแน่น เพื่อควบแน่นเป็นของเหลว



รูปที่ 7 แสดงห้องวัดความร้อน

6. วิธีการทดลอง

จุดประสงค์ของการทดลองนั้นเพื่อหาประสิทธิภาพของระบบที่อุณหภูมิห้องต่างๆ ตั้งแต่ -15 ถึง 20 องศาเซลเซียส โดยการควบคุมสภาวะการทำงานที่ตำแหน่งต่างๆ เช่น ความดัน อุณหภูมิ ค่าไอร้อน ยิ่งยวดที่ทางออกเครื่องระเหย ค่าของเหลวอัดตัวที่ทางออกเครื่องควบแน่น ให้ได้ค่าที่เหมาะสม เพื่อหาประสิทธิภาพการทำงานของระบบ ซึ่งหลักการ คือ เพื่อวัดขีดความสามารถการทำความเย็นโดยตรงในห้องวัดความร้อน โดยชุดเครื่องระเหยจะทำความเย็นจนก่อให้เกิดความสมดุล แล้วเทียบค่าความร้อนสูงสุดที่เกิดขึ้นเป็นค่าความเย็นสูงสุดที่ชุดเครื่องระเหยทำได้ วิธีการควบคุม คือ ให้ระบบทำงานเต็มที่ โดยที่ควบคุมอุณหภูมิให้ได้ตามที่กำหนด เมื่อห้องทดสอบอยู่ในสภาวะ

สมดุล ให้ความคุมสภาวะสมดุลนั้นไปอีก 1 ชั่วโมง โดยบันทึกค่าต่าง
 ทุกๆ 10 นาที รวม 7 ชุด แล้วหาค่าเฉลี่ยเพื่อใช้ในการคำนวณ
 สมการที่ใช้ในการคำนวณความสามารถในการทำความเย็นรวม
 สุทธิของระบบของเครื่องภายในห้องชุดเครื่องระเหย

$$Q_L = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p \quad (5)$$

ตารางที่ 2 รายละเอียดการทดลอง

Suction pressure (Psig) วัฏจักรความดันต่ำ	Suction pressure (Psig) วัฏจักรความดันสูง	อุณหภูมิห้อง (C)
40	80,70,60,55,50,45	(24)-(-20)
35	80,70,60,55,50,45	
30	80,70,60,55,50,45,40	
25	80,70,60,55,50,45,40,35	
20	55,50,45,40,35	
15	55,50,45,40,35,30	
10	50,45,40,35,30,25	
5	45,40,35,30,25,20	

7. การควบคุมการทำงานของระบบ

การควบคุมการทำงานของระบบโดยใช้ Electronic Expansion Valve เพื่อควบคุมอัตราการไหลและความดันของทั้งสองวัฏจักร โดยวัฏจักรความดันต่ำควบคุมโดยอาศัยอุณหภูมิ 2 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นตำแหน่งทางเข้าเครื่องระเหย และตำแหน่งทางออกเครื่องระเหย โดยใช้สมการในการควบคุม ดังแสดงในรูปที่ 8 ซึ่งในการควบคุมนั้น สามารถกำหนดค่า Super Heat ของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งทางออกของเครื่องระเหย ตำแหน่งค่าเริ่มต้น ตำแหน่งค่าต่ำสุด ตำแหน่งค่าสูงสุด และเวลาที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งที่ได้จากการประมวลผลในแต่ละรอบการทำงานของ Electronic Expansion Valve เพื่อประสิทธิภาพในการควบคุมการทำงานของระบบด้วย

Auto By Temperature

Value Update EXV = [(Outlet - Inlet) - TGSH] x 1

Channel Outlet	Channel Inlet	Target Super Heat (TGSH)
3	4	0
Minimum EXV	Maximum EXV	Update EXV value every (s)
120	480	10

รูปที่ 8. แสดงโปรแกรมที่ใช้ควบคุม Electronic Expansion Valve ของวัฏจักรความดันต่ำ

ในส่วนของวัฏจักรความดันสูง การควบคุมการทำงานของ Electronic Expansion Valve โดยอาศัย ตำแหน่งอ้างอิงของ Electronic Expansion Valve ของวัฏจักรความดันต่ำ โดยใช้สมการใน

การควบคุม ดังแสดงในรูปที่ 9 ซึ่งในการควบคุมการทำงาน สามารถ กำหนดตำแหน่งค่าต่ำสุด ตำแหน่งค่าสูงสุด และตำแหน่งค่าแตกต่างจาก ตำแหน่งตัวที่ใช้อ้างอิง

Value Update EXV = [(RefEXV - ThisEXV) - TGDR]

Channel RefEXV	Target Difference (TGDR)
0	100
Minimum EXV	Maximum EXV
0	480

รูปที่ 9. แสดงโปรแกรมที่ใช้ควบคุม Electronic Expansion Valve ของวัฏจักรความดันสูง

ในกรณีที่ต้องการควบคุมการทำงานของระบบนอกเหนือจาก ตำแหน่งที่ได้จากการประมวลผลโดยใช้โปรแกรม ก็สามารถใส่ค่า ตำแหน่งของ Electronic Expansion Valve ดังแสดงในรูปที่ 10

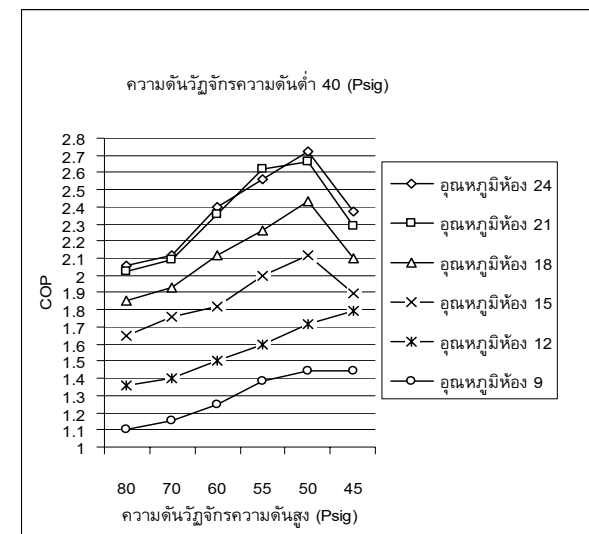
Control By

Manual EXV

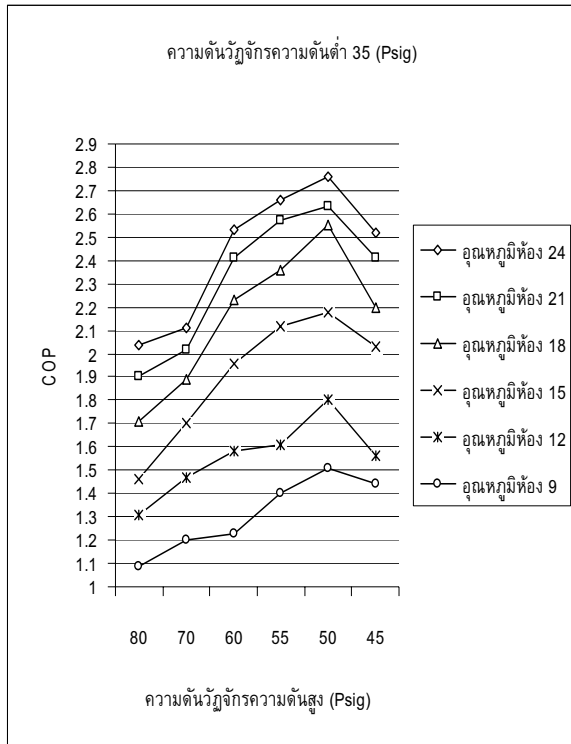
EXV Value

รูปที่ 10 แสดงโปรแกรมการควบคุม Electronic Expansion Valve โดย ผู้ทดลอง

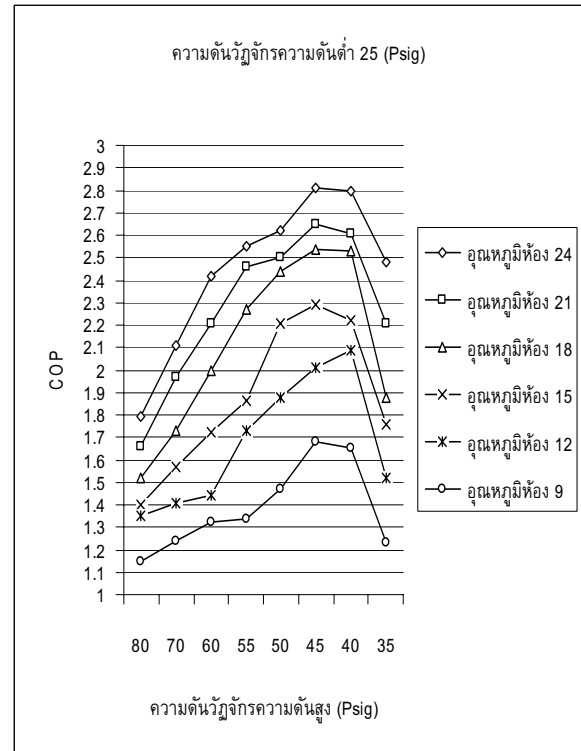
8. ผลการทดลอง



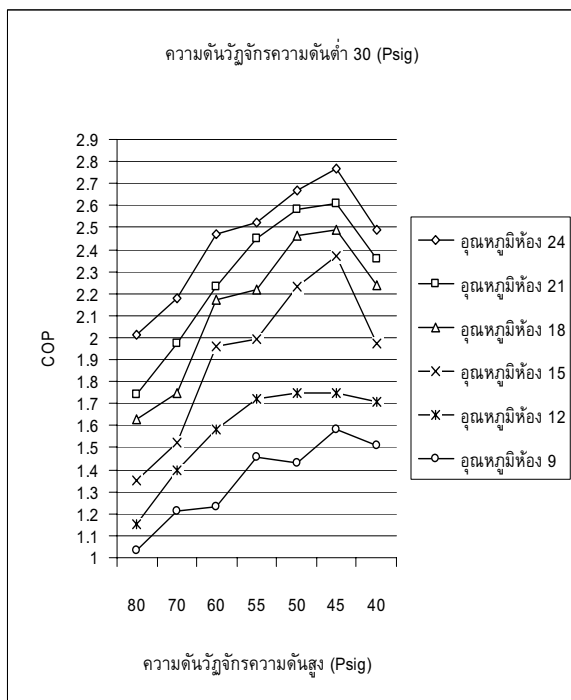
รูปที่ 11 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองชั้นโดยควบคุมความดัน ด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 40 Psig



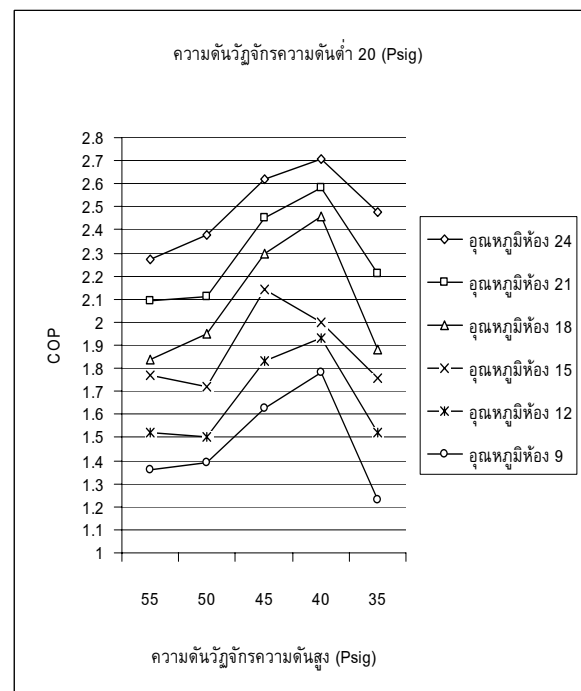
รูปที่ 12 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 35 Psig



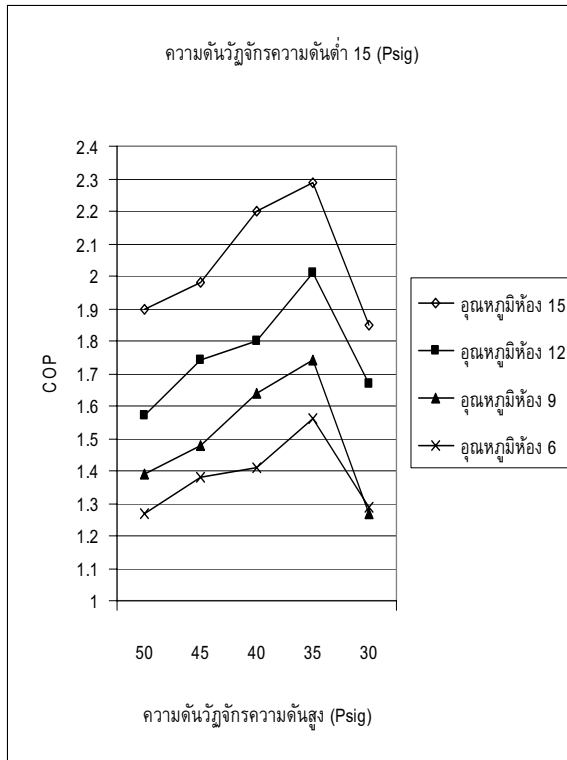
รูปที่ 14 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 25 Psig



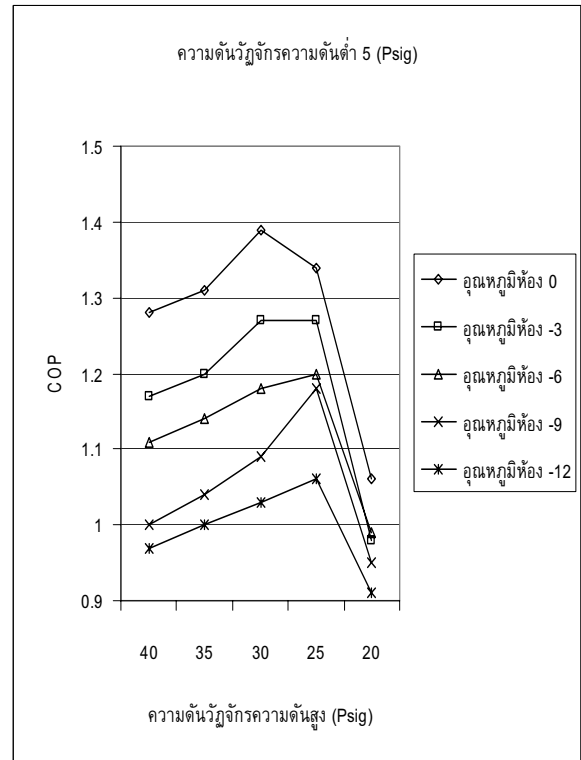
รูปที่ 13 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 30 Psig



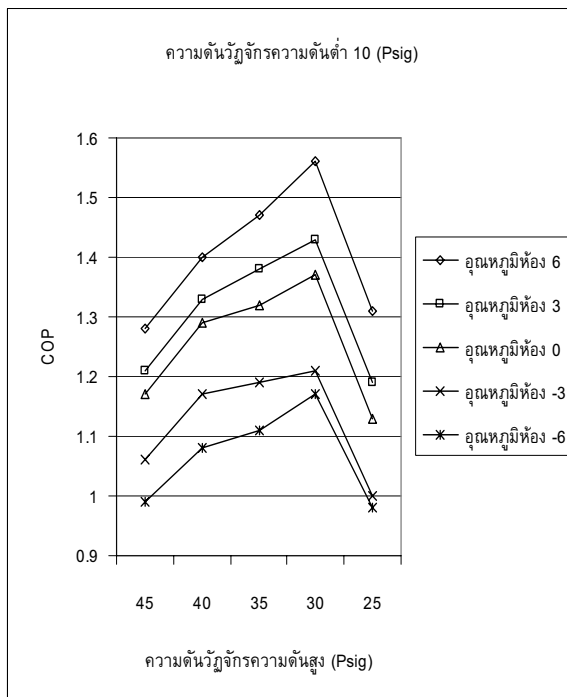
รูปที่ 15 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 20 Psig



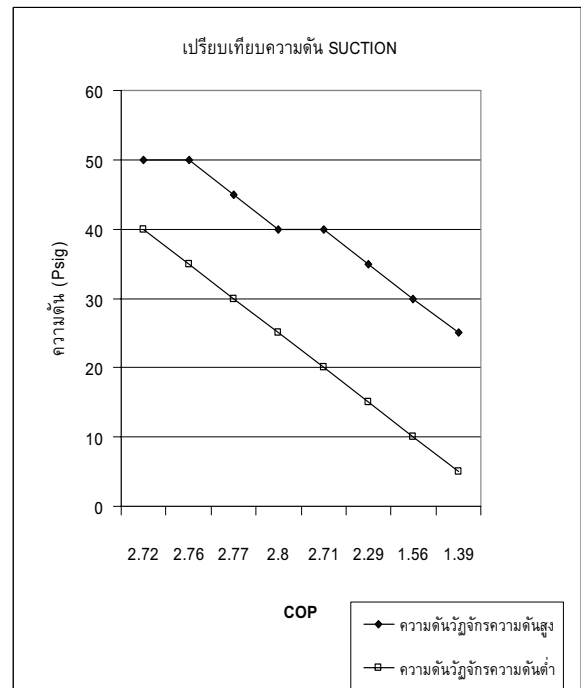
รูปที่ 16 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 15 Psig



รูปที่ 18 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 5 Psig



รูปที่ 17 กราฟแสดงผลการทดลองระบบอัดสองขั้นโดยควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำที่ 10 Psig



รูปที่ 19 กราฟแสดงการควบคุมความดันด้าน SUCTION ของทั้งสองวัฏจักรที่ค่า COP สูง

จากผลการทดลองที่แสดงในรูปที่ 11 ถึงรูปที่ 18 แสดงถึงการควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันสูงให้เหมาะสมกับความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำ จากกราฟแสดงผลการทดลองจะเห็นว่า เมื่อความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำเปลี่ยนแปลงจะต้องควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันสูงให้เปลี่ยนตามด้วยจึงจะได้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดซึ่งแนวทางในการควบคุมความดันด้าน SUCTION ของทั้งสองวัฏจักรแสดงดังรูปที่ 19

9. สรุป

ในการควบคุมระบบการทำความเย็นแบบอัดสองขั้นให้มีประสิทธิภาพสูงทุก ๆ อุณหภูมิห้องที่เปลี่ยนแปลงนั้นจำเป็นต้องควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันสูงให้มีความสอดคล้องกับ ด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันต่ำ จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าเมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิห้องที่ค่าต่าง ๆ ค่าประสิทธิภาพของระบบมีค่าสูงสุดที่ค่าความดันด้าน SUCTION วัฏจักรความดันสูงที่เหมาะสมค่าหนึ่งดังแสดงในรูปที่ 19 ซึ่งสามารถสรุปได้ดังนี้ คือ

9.1 การควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันสูงที่ค่าสูงกว่าค่าที่เหมาะสมทำให้ประสิทธิภาพของระบบต่ำลงเนื่องจาก การควบคุมความดันด้าน SUCTION ให้มีค่าสูงนั้นจะต้องเปิดวาล์วขยายให้มากขึ้นเพื่อลดความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้อัตราการไหลของวัฏจักรความดันสูงเพิ่มขึ้น กำลังงานที่จ่ายให้เครื่องอัดเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิภาพของระบบก็จะลดลง

9.2 การควบคุมความดันด้าน SUCTION ของวัฏจักรความดันสูงที่ค่าต่ำกว่าค่าที่เหมาะสมนั้นทำให้ประสิทธิภาพของระบบต่ำลงเนื่องจาก การควบคุมความดันด้าน SUCTION ให้มีค่าต่ำนั้น ทำให้เปิดวาล์วขยายให้แคบลงเพื่อเพิ่มความดันสูญเสียให้มากขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นวัฏจักรความดันสูงลดลง ซึ่งจะส่งผลกระทบต่ออัตราการไหลของวัฏจักรความดันต่ำ ทำให้สารทำความเย็นเหลวเข้าสู่วัฏจักรความดันต่ำไม่เพียงพอ อัตราการไหลลดลง ความสามารถในการทำความเย็นลดลง ประสิทธิภาพของระบบก็จะลดลง

ค่าความดันที่เหมาะสมจากการทดลองที่ทำให้ได้ค่าประสิทธิภาพสูงนั้น มีประโยชน์เพื่อเป็นแนวทางในการควบคุมระบบโดยอัตโนมัติ โดยการควบคุมอัตราการเปิดของวาล์วขยายของทั้งสองวัฏจักรให้มีความดันที่เหมาะสมโดยใช้ Electronics Expansion valve เป็นตัวควบคุม ซึ่งจะส่งผลให้อัตราการไหลและกำลังงานที่จ่ายให้กับเครื่องอัดของทั้งสองวัฏจักรมีอัตราส่วนที่เหมาะสม

10. รายการสัญลักษณ์และความหมาย

COP	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ
E_r	=	พลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้ห้องทดสอบความร้อน
h_e	=	เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดทางออกอุปกรณ์
h_i	=	เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดทางเข้าอุปกรณ์
h_{w1}	=	เอนทัลปีของน้ำจุดทางเข้าห้องทดสอบความร้อน
h_{w2}	=	เอนทัลปีของน้ำจุดทางออกห้องทดสอบความร้อน

$\dot{m}$	=	อัตราการไหลสารทำความเย็น
Q_H	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น
Q_L	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย
q_p	=	ความร้อนสูญเสียผ่านผนังห้องทดสอบความร้อน
W_n	=	พลังงานที่จ่ายให้เครื่องอัด
w_r	=	อัตราการไหลน้ำ

11. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ อาจารย์ ทุกท่าน ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง คุณ ภัทธยา ไชยณรงค์ รวมทั้งเพื่อน ๆ ทุกคน ที่ให้คำปรึกษาและช่วยเหลือ เป็นอย่างดี

เอกสารอ้างอิง

- [1] Richard C. Jordan and Gayle B. Priester "Refrigeration and Air Conditioning" Prentice-Hall of India Private Limited New Delhi, 1973
- [2] Carrier, 1965 "Handbook of Air Conditioning System Design" McGraw-hill Book Company, New York.
- [3] Norman C Harris, 1983, "Modern Air Conditioning Practice" McGraw-Hill International Book Company.
- [4] ผศ. วิจิตร บุญยธโรกุล, 2533, "ตู้เย็น-ห้องเย็น" คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [5] สมศักดิ์ สุโมทยกุล, 2521, "เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ" บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น จำกัด.