

การใช้โปรแกรมควบคุมการทำงานโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น

PROGRAMMING OF CONTROLLER FOR REFRIGERATION BY REFRIGERANT
VAPOUR BY-PASS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2548

ISBN 974-15-1824-2

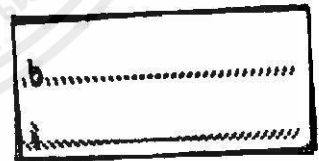
สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การใช้โปรแกรมควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น

**PROGRAMMING OF CONTROLLER FOR REFRIGERATION BY REFRIGERANT
VAPOUR BY-PASS**



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... **60503**
รุ่น,เดือน,ปี..... - 3 ก.ค. 2549



**วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย**

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งาน พ.ศ. 2548 เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลง ISBN 974-15-1824-2 ึ่งเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**PROGRAMMING OF CONTROLLER FOR REFRIGERATION BY REFRIGERANT
VAPOUR BY-PASS**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES**

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
2005

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลง
ISBN 974-15-1824-2



COPYRIGHT 2005

SCHOOL OF GRADUTE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่าในรูปแบบใดก็ตามโดยไม่ได้รับอนุญาตจากทางสถาบันฯ และต้องอ้างอิงถึงชื่อของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การใช้โปรแกรมควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น
นักศึกษา	นายมะโน ละมุล
รหัสประจำตัว	43062004
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2548
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	ผศ.ธวัชชัย นาคพิพัฒน์

บทคัดย่อ

ระบบควบคุมการทำความเย็นที่ควบคุมอุณหภูมิโดยสั่งให้คอมเพรสเซอร์ทำงานและหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิได้ค่าตามความต้องการทันทีนั้น หากมีการทำงานและหยุดบ่อยครั้ง เป็นการสูญเสียพลังงานอย่างมาก มีการนำระบบควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ซึ่งลดปัญหาการหยุดทำงานบ่อยครั้งได้ แต่ยังคงมีปัญหาเรื่องการหล่อลื่น และการระบายความร้อนของขดลวดมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ขณะคอมเพรสเซอร์หมุนรอบต่ำ การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์มาควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็นนั้น มีการควบคุมสภาวะของสารทำความเย็นที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ให้ได้ตามมาตรฐานของผู้ผลิต และ เหมาะสมกับภาระความร้อนที่เกิดขึ้น ทำให้คอมเพรสเซอร์ทำงานตามความสามารถอย่างต่อเนื่อง ไม่มีปัญหาจากระบบการหล่อลื่นภายในคอมเพรสเซอร์ และปัญหาจากปริมาณการหล่อเย็นภายในขดลวดของมอเตอร์ และสามารถควบคุมอุณหภูมิการทำความเย็นได้อย่างน่าพอใจ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Programming of controller for refrigeration by refrigerant vapour By-pass
Student	Mr. Mano Lamool
Student ID.	43062004
Degree	Master Degree
Programme	Mechanical Engineering
Year.	2005
Thesis Adviser	Assist.Prof. Tawatchai Nakpipat

ABSTRACT

The refrigeration system controls the temperature by on off the compressor when it reaches the desired temperature. If on-off compressor often occurs, it will loose much energy. The variable speed controlling system in motor compressor is the system for reducing frequency of switch off. There are some problems about lubrication and suction gas cooling of motor stator when motor speed is low. The Programming of controller for refrigeration by refrigerant vapour by-pass controlled the condition of refrigerant for the standard of manufacture and suit for heat occurrence. The compressor will work continually. There are no problems about the lubricating system in compressor and the suction gas cooling in motor stator. The efficiency of temperature controlling is satisfied.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้อย่างดี ด้วยคำแนะนำจากผศ.ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ ซึ่งเป็นอาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณเพื่อน ๆ นักศึกษาปริญญาโท และ นักศึกษาปริญญาตรี ที่ให้คำแนะนำ และให้ความช่วยเหลือในเรื่องต่างๆ

ขอขอบคุณ คุณสุวรรณ ละมุล คุณสุนันทา ละมุล ซึ่งท่านเป็นบิดา และมารดา ของผู้วิจัยที่ให้โอกาส และทุนในการทำวิจัย รวมทั้งคุณเสาวนีย์ ละมุล และ ด.ญ.สิรินดา ละมุล ซึ่งเป็นภรรยา และ ลูกสาว ของผู้วิจัย ที่ให้กำลังใจเสมอมา คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

มะโน ละมุล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	IX

บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย.....	2
1.5 ขอบเขตการวิจัย.....	3
1.6 ขั้นตอนการศึกษา.....	3
1.7 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	3

บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	4
2.1 บทนำ.....	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.2.1 งานวิจัยภายในประเทศ.....	4
2.2.2 งานวิจัยในต่างประเทศ.....	6

บทที่ 3 ทฤษฎี.....	8
3.1 บทนำ.....	8
3.2 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	8

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.2.1 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ.....	8
3.3 มาตรฐานของชุดคอมเพรสเซอร์ และ คอมเพรสเซอร์แบบอัดไอแบบแทนที่.....	11
3.4 มาตรฐานของชุดทำน้ำเย็น.....	12
3.5 ประสิทธิภาพของเครื่องอัดแบบลูกสูบ.....	13
3.6 การควบคุมความสามารถเครื่องอัด.....	14
3.6.1 การควบคุมแบบเปิด-ปิด.....	14
3.6.2 การควบคุมกระบอกสูบไม่มีภาระ.....	15
3.6.3 การควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์.....	16
3.6.4 การควบคุมไอสารทำความเย็น.....	18
3.6.4.1 การใช้วาล์วควบคุมแรงดันด้านดูด.....	18
3.6.4.2 การควบคุมไอร้อน.....	18
3.7 วงจรการทำงานการควบคุมไอร้อน.....	18
3.7.1 อธิบายจุดทำงานของจากแผนภูมิแรงดัน และเอนทัลปี.....	19
3.7.2 สภาวะการทำงานของชุดทำน้ำเย็นที่ใช้ในการวิจัย.....	20
3.7.3 การเปรียบเทียบและวิเคราะห์ทฤษฎีตามสมมติฐาน.....	25
3.8 การรับ-ส่งข้อมูลผ่านคอมพิวเตอร์.....	25
3.8.1 การวัดอุณหภูมิ และ วาล์วควบคุม.....	26
3.8.1.1 การวัดค่าอุณหภูมิ.....	26
3.8.1.2 วาล์วควบคุม.....	27
3.9 การควบคุมการทำงานของวาล์วควบคุมไอร้อน.....	27
3.9.1 วงจรการควบคุมการเปิดและปิดของวาล์ว.....	28
3.10 ชุดส่งผ่านข้อมูล.....	30
3.11 โปรแกรมที่ใช้ในการวัดค่าอุณหภูมิและควบคุมกระบวนการ.....	31
3.11.1 ส่วนแสดงค่าอุณหภูมิ.....	31
3.11.2 ส่วนตั้งค่าอุณหภูมิเพื่อควบคุม.....	33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ห้ามเผยแพร่โดยไม่อนุญาตเห็นชอบจากฝ่ายวิชาการ
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกสงวนลิขสิทธิ์ของเจ้าของสิ่งพิมพ์นี้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.11.3 ส่วนการทำงานอัตโนมัติ.....	36
3.11.4 ส่วนเก็บข้อมูลย้อนหลัง.....	38
บทที่ 4 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง.....	39
4.1 บทนำ.....	39
4.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	39
4.2.1 อุปกรณ์ในเครื่องทำน้ำเย็น.....	40
4.2.2 อุปกรณ์ไฟฟ้าและ การวัดค่ากำลังไฟฟ้า.....	44
4.3 การอ่านข้อมูลในการทดลอง	44
4.3.1 การปรับค่าเกจวัดความดัน และค่าตัวอุณหภูมิ.....	45
4.3.2 การอ่านค่าความดันของสารทำความเย็น.....	45
4.3.3 การอ่านค่าอุณหภูมิ ,และ อัตราไหลของสารทำความเย็น.....	46
4.3.4 การอ่านค่าการใช้พลังงาน.....	46
4.4 การทดลองเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI.....	47
4.5 การทดลองในช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยควบคุมความเร็วมอเตอร์.....	48
4.6 การทดลองในช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการ ทำงานของวาล์วไอสารทำความเย็น.....	48
4.7 การวิเคราะห์ความสามารถและประสิทธิภาพการทำความเย็น.....	49
4.7.1 การวิเคราะห์ความสามารถและประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น.....	49
4.7.2 การวิเคราะห์โดยใช้แผนภูมิความดันและเอนทาลปี.....	49
บทที่ 5 ผลการทดลองและการวิเคราะห์.....	52
5.1 ผลการทดลองเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI	52
5.2 ผลการทดลองช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยควบคุมความเร็วมอเตอร์.....	53
5.3 ผลการทดลองในช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการ ทำงานของวาล์วไอสารทำความเย็น.....	54
5.4 การวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทาลปี.....	55

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.5 การวิเคราะห์ข้อมูลจากผลการทดลอง.....	56
บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	64
6.1 สรุปผลการทดลอง.....	64
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	65
เอกสารอ้างอิง.....	66
ภาคผนวก ก.....	69
ภาคผนวก ข.....	84
ภาคผนวก ค.....	88
ภาคผนวก ง.....	95
ภาคผนวก จ ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....	96
ประวัติผู้เขียน.....	103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 มาตรฐานARI540/1999ชุดคอมเพรสเซอร์และคอมเพรสเซอร์แบบอัดไอแบบแทนที่.....	11
3.2 มาตรฐานARI 550/590-1998 การออกแบบชุดเครื่องทำน้ำเย็น.....	12
3.3 ค่าการคำนวณจากวิเคราะห์ที่สภาวะการทำงานมาตรฐาน ARI.....	22
3.4 ค่าการคำนวณจากวิเคราะห์ที่สภาวะการทำงานสภาวะแบบใช้การควบคุมไอร้อน.....	24
3.5 ข้อมูลเปรียบเทียบของระบบการทำงานมาตรฐานและ ระบบการควบคุมไอร้อน.....	25
3.6 รูปแบบการขับเคลื่อนมอเตอร์แบบฟลูสเต็ม 2 เฟส.....	29
3.7 การตั้งค่าในโปรแกรมควบคุมการทำความเย็น.....	33
4.1 แสดงรายละเอียดข้อมูลคอมเพรสเซอร์ (Tecumseh – CE2300).....	41
4.2 แสดงรายละเอียดข้อมูลอุปกรณ์อื่นๆในชุดเครื่องทำน้ำเย็น.....	42
4.3 สภาวะการทดสอบเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI.....	46
5.1 แสดงผลการทดลองสภาวะที่น้ำเย็นออกจากเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิต่างๆ.....	52
5.2 ผลการทดลองควบคุมความเร็วมอเตอร์ในช่วงช่วงภาระความร้อนลดลง.....	53
5.3 ผลการทดลองในช่วงภาระความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอรืควบคุม.....	54
5.4 แสดงผลการการวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดัน และเอนทัลปี ที่การทดสอบจาก เครื่องทำน้ำเย็นที่มาตรฐาน ARI.....	55
5.5 แสดงผลการการวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทัลปีที่การทดสอบจาก เครื่องทำน้ำเย็นที่ปรับรอบการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์.....	55
5.6 แสดงผลการการวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทัลปีที่การทดสอบจาก การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอรืควบคุมการทำงานของวาล์วไอสารทำความเย็น.....	55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 อุปกรณ์ในวัฏจักรแบบอัดไอ.....	8
3.2 แผนภูมิ p-h ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	11
3.3 เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ.....	13
3.4 กระแสของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ขณะเริ่มสตาร์ท.....	15
3.5 การควบคุมระบบอกสูบไม่มีภาระ.....	15
3.6 การควบคุมแรงดันด้านดูดโดยใช้การควบคุมความเร็วรอบ.....	16
3.7 ผลกระทบของการควบคุมความเร็วรอบ.....	17
3.8 วงจรการทำความเย็นที่ใช้ในการวิจัย.....	18
3.9 แผนภูมิแรงดัน และเอนทาลปี ของวงจรที่ใช้ในการวิจัย.....	19
3.10 จุดทำงานของค่าที่คำนวณโดยใช้โปรแกรม Coolpack.....	21
3.11 ค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็นคำนวณโดยใช้โปรแกรม Coolpack.....	21
3.12 แผนภูมิภาพ แรงดัน-เอนทาลปี ของสภาวะมาตรฐาน ARI.....	23
3.13 แผนภูมิภาพ แรงดัน-เอนทาลปี ของสภาวะการทำงานสภาวะแบบใช้การควบคุมไอร้อน.....	24
3.14 การทำงานของชุดรับส่งข้อมูล.....	26
3.15 จุดวัดหาค่าอุณหภูมิ.....	26
3.16 ลักษณะการทำงานของวาล์วควบคุมไอร้อน.....	28
3.17 โครงสร้างพื้นฐานของสเต็มมอเตอร์แบบยูนิโพลาร์.....	28
3.18 วงจรสมบรูณ์ของ EX-05 บอร์ดขับสเต็มมอเตอร์แบบยูนิโพลาร์.....	30
3.19 ชุดส่งผ่านข้อมูลและสัญญาณควบคุมระหว่างคอมพิวเตอร์กับอุปกรณ์.....	31
3.20 โปรแกรมควบคุมการทำงาน.....	32
3.21 แสดงไฟล์ชาร์ทการทำงานการอ่านค่าอุณหภูมิ.....	33
3.22 แสดงไฟล์ชาร์ทการทำงานโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	35
3.23 แสดงการเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์วควบคุม.....	36
3.24 แสดงไฟล์ชาร์ทการทำงานโปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมวาล์ว.....	37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่วางนิตินัยสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานับ ไม่สงวนลิขสิทธิ์ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านวิชาการ
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.25 แสดงข้อมูลที่ถูกบันทึก.....	38
4.1 ชุดทดสอบเครื่องทำน้ำเย็น.....	40
4.2 คอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในชุดทำเครื่องทำน้ำเย็น.....	41
4.3 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราไหลของสารทำความเย็นสถานะของเหลว.....	42
4.4 แสดงเทอร์มิสเตอร์แบบชั้นวาล์ว.....	43
4.5 แสดงค่าแรงดันของสารทำความเย็นที่อีแวปโปเรเตอร์.....	43
4.6 แสดงวงจรการวัดค่าของตัววัดอุณหภูมิ.....	45
5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำที่เข้าและออกเครื่องทำความเย็น.....	55
5.2 อุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องทำน้ำเย็นควบคุมโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น.....	55
5.3 แสดงความสัมพันธ์ของความสามารถในการทำความเย็นและการใช้พลังงาน.....	56
5.4 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะและความสามารถในการทำความเย็น.....	57
5.5 ความสัมพันธ์อุณหภูมิคอยล์เย็นและความสามารถในการทำความเย็น.....	57
5.6 ความสัมพันธ์ระหว่างภาระความร้อนและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ก่อนเข้า คอมเพรสเซอร์ของการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมวาล์วบายพาส.....	58
5.7 ความสัมพันธ์ระหว่างภาระความร้อนและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออก คอมเพรสเซอร์.....	59
5.8 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์.....	59
5.9 แสดงความสัมพันธ์ของความสามารถในการทำความเย็น ,การใช้พลังงาน และ อัตราส่วนการบายพาสไอสารทำความเย็น.....	61
5.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการทำความเย็น , ความสามารถในการทำความเย็น และอัตราส่วนการบายพาสไอสารทำความเย็น.....	62
5.11 แสดงการทำงานของระบบควบคุมที่อุณหภูมิน้ำเข้าซิลเลอร์คงที่ 8 °C	63

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ระบบการควบคุมการทำความเย็นในปัจจุบัน ใช้อุณหภูมิห้อง หรือ อุณหภูมิน้ำเย็น เป็นค่าตัวแปรที่ต้องการ(Set Point)ให้เครื่องทำความเย็นทำงานให้ได้บรรลุถึงจุดนั้น จากนั้น ระบบควบคุมการทำความเย็นจะสั่งให้เครื่องทำความเย็น หยุดการทำงานทันที และ ระบบควบคุมการทำความเย็นจะสั่งให้เครื่องทำความเย็นนั้นเริ่มทำงานอีกครั้งเมื่อ อุณหภูมิห้องหรืออุณหภูมิน้ำเย็นมีค่ามากกว่า ค่าขอบเขตที่ยอมรับได้(Differential value)ในระบบการทำงานลักษณะนี้เรียกว่าระบบเปิด-ปิด(On-off switching) ซึ่งเป็นระบบที่นิยมใช้อย่างแพร่หลาย เนื่องจากง่ายต่อการควบคุม เพราะใช้ตัวแปรในการควบคุมเพียงค่าเดียว โดยอุปกรณ์ควบคุมการทำงานคือเทอร์มิสแตท โดยเทอร์มิสแตทสั่งให้คอมเพรสเซอร์ ซึ่งใช้พลังงานไฟฟ้าในการทำงาน ในส่วนประกอบของคอมเพรสเซอร์สำหรับใช้ในระบบการทำความเย็น จะประกอบไปด้วยชุดมอเตอร์ไฟฟ้า โดยชุดมอเตอร์ไฟฟ้ามีหน้าที่ในการหมุน มีชุดเพลลาข้อเหวี่ยง ในการส่งถ่ายกำลังหมุน ให้ชุดลูกสูบอัดไอสารทำความเย็น ให้สามารถไหลผ่านระบบไปได้อย่างต่อเนื่อง จะเห็นได้ว่า ชุดมอเตอร์ของคอมเพรสเซอร์นั้นจะรับพลังงานไฟฟ้าเพื่อขับเคลื่อนสารทำความเย็นให้ไหลเวียนในระบบ ระบบควบคุมแบบเปิด-ปิด(On-off switching) ทำให้เกิดความไม่คงที่ของค่าตัวแปรที่ต้องการอีกทั้ง เนื่องจากมีค่าขอบเขตที่ยอมรับได้ (Differential value) ที่หากตั้งค่าขอบเขตที่ยอมรับได้นี้ให้น้อย ๆ ซึ่งหมายถึงสั่งให้คอมเพรสเซอร์ทำงานทันที หลังจากมีค่ามากกว่าค่าที่ต้องการ (Set point)เล็กน้อย ก็จะก่อให้เกิดการติดต่อกับการทำงานของคอมเพรสเซอร์บ่อยครั้งมากขึ้น ซึ่งมีการสูญเสียพลังงานเป็นอย่างมาก ยิ่งในระบบการทำความเย็นที่มีการออกแบบชุดทำความเย็นมีขนาดใหญ่กว่าสภาวะภาระความร้อนที่เกิดขึ้นจริง หรือ มีการเผื่อค่าความปลอดภัยในการออกแบบขนาดใหญ่ขึ้นจากการคำนวณภาระความร้อนก่อให้เกิดการติดต่อกับการทำงานของคอมเพรสเซอร์บ่อยมากขึ้น ทำให้สูญเสียพลังงานในการสตาร์ทมอเตอร์คอมเพรสเซอร์สูงขึ้นด้วย รูปแบบการควบคุมความสามารถในการทำความเย็นอีกรูปแบบหนึ่งคือ การยกเลิกการทำงานของชุดลูกสูบ (Capacity regulator) ก็จะพบปัญหาในเรื่องปริมาณสารทำความเย็นหล่อเย็นชุดลดมอเตอร์ไม่เพียงพอซึ่งส่วนในระบบการควบคุมการทำความเย็นที่ซับซ้อนอีกเล็กน้อย คือ การปรับปริมาณการไหลของสารทำความเย็นให้เหมาะสมกับภาระความร้อน โดยใช้การปรับรอบหมุนของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ (Variable refrigerant flow) โดยเมื่อภาระความร้อนมากๆ ชุดควบคุมจะสั่งให้มอเตอร์คอมเพรสเซอร์

หมุนด้วยรอบการทำงานที่มากกว่าปกติ แต่หากภาระโหลดความร้อนน้อยลง ชูตควบคุมจะสั่งให้มอเตอร์คอมเพรสเซอร์ หมุนด้วยรอบการทำงานที่ช้ากว่าปกติ ซึ่งสามารถแก้ปัญหาเรื่อง จำนวนครั้งในการติดต่อ การทำงาน และ การแกว่งของค่าอุณหภูมิที่ต้องการได้ แต่ยังเกิดปัญหาเรื่อง ระบบหล่อลื่นของคอมเพรสเซอร์เมื่อหมุนรอบต่ำ ปัญหาเรื่องความแห้งของชูตควบคุมดังกล่าว และ ปัญหาเรื่อง การระบายความร้อนภายในชูตมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ซึ่งในขณะที่ คอมเพรสเซอร์ทำงานหมุนรอบต่ำๆ ปริมาณสารทำความเย็นอาจมีปริมาณที่ไม่เพียงพอต่อการระบายความร้อนภายในชูตมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการสึกหรอ ต่อชุดฉนวนไฟฟ้าของชุดชดลวดมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ทำให้อายุการใช้งานสั้นลงได้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. ศึกษาการควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็นในช่วงที่ภาระความร้อนน้อยกว่าความสามารถของเครื่องทำความเย็น

2. ทดสอบประสิทธิภาพการควบคุมการทำความเย็นในรูปแบบของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยให้สถานะที่ควบคุมเป็นไปตามมาตรฐานและคำแนะนำของผู้ผลิตเครื่องทำความเย็น

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

1. ในสถานะที่ภาระความร้อนลดลง หากสามารถเพิ่มอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์ให้สูงขึ้นเหมาะสมกับภาระและมีปริมาณสารทำความเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนในอีวาโปเรเตอร์ได้เหมาะสมแล้วจะสามารถทำให้มีประสิทธิภาพการทำความเย็นได้ดี เช่นเดียวกับการลดรอบการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ สามารถควบคุมอุณหภูมิที่ต้องการได้แม่นยำ

1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อควบคุมการทำความเย็น ที่มีประสิทธิภาพ โดยใช้วิธีส่งผ่านไอร้อนของสารทำความเย็นจากด้านท่อทางส่งของคอมเพรสเซอร์ สู่ ท่อด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ ของชุดทดลองเครื่องทำน้ำเย็นแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำ เพื่อรักษาอุณหภูมิน้ำเย็นให้คงที่ เพื่อลดการทำงานติดต่อของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ โดยอาศัยมาตรฐาน ARI (American Refrigeration Institute) [1] , [2] อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจาก เครื่องทำน้ำเย็น+6.7 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิฮีวาโปรเตอร์ +3.3°C อุณหภูมิคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ +40.6°C และอุณหภูมิไอสารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์ +18.3°C เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากชุดเครื่องทำน้ำเย็นเริ่มมีค่าน้อยกว่า +7.2° C จึงเริ่มโดยใช้วิธีส่งผ่านไอร้อนของสารทำความเย็นจากด้านท่อทางส่งของคอมเพรสเซอร์สู่ท่อด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ และเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากชุดซิลเลอร์เริ่มมีค่ามากกว่า +7.2°C ก็จะปิดวาล์วบายพาส โดยรักษาค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากชุดซิลเลอร์ และเพิ่มค่าอุณหภูมิฮีวาโปรเตอร์ แล้วหาประสิทธิภาพที่จุดทำงานดังกล่าว เปรียบเทียบการควบคุมแบบการลดยุทธวิธีการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์

1.5 ขอบเขตของการวิจัย

1. ควบคุมการทำความเย็นในช่วงที่ภาระความร้อนน้อยกว่าความสามารถในการทำความเย็นของระบบ โดยให้สารทำความเย็นเบอร์ 12 ในการทดสอบ

2. ทดสอบประสิทธิภาพโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ออกแบบขึ้น

1.6 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ศึกษามาตรฐานต่างๆ ของชุดทดลองซิลเลอร์
2. ค้นคว้าข้อมูล เพื่อสนับสนุน ทฤษฎีที่ใช้ในการทดสอบ
3. นำจุดทำงานที่ออกแบบไว้ มาทดสอบประสิทธิภาพการทำงานจริง โดยอยู่ในรูปแบบการทำงานผ่านการควบคุมจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์

1.7 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เป็นต้นแบบในการโปรแกรมควบคุมการทำความเย็นให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น
2. ความแม่นยำในการควบคุมการทำความเย็น
3. ลดปัญหาการสึกหรอ ของ มอเตอร์คอมเพรสเซอร์ เนื่องจากการสตาร์ท บ่อยๆ ครั้ง
4. เป็นทางเลือกในการควบคุมการลดความสามารถในการทำความเย็นนอกเหนือจากการลดยุทธวิธีของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ที่มีต้นทุนในการลงทุนที่สูง และ ยังมีปัญหาเรื่องการระบายความร้อนของมอเตอร์ และ ปัญหาในระบบหล่อลื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 บทนำ

พลังงานไฟฟ้าเป็นต้นทุนในการผลิตสินค้า ในทุกๆกระบวนการ ดังนั้น การประหยัดการใช้พลังงานไฟฟ้า หรือ มีการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า จะมีส่วนช่วยให้สามารถเกิดความสามารถแข่งขันในเชิงธุรกิจได้ยิ่งขึ้น การใช้ความสามารถในการทำความเย็นอย่างคุ้มค่า หรือมีระบบควบคุมสั่งการที่แม่นยำและเลือกสภาวะการใช้พลังงานอย่างเหมาะสม ก็จะไปสู่จุดมุ่งหมายของการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าเช่นเดียวกัน งานวิจัยเกี่ยวกับการประหยัดพลังงานในการใช้เครื่องทำความเย็นมีดังนี้

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.2.1 งานวิจัยในประเทศ

งานวิจัยของชลชัย ธรรมวิวัฒน์นุกร 2538 เรื่องการพัฒนาเครื่องปรับอากาศควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ [3] โดยศึกษาการควบคุมอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาดเล็ก การทำงานโดยเปรียบเทียบอุณหภูมิห้องที่วัดได้ กับ อุณหภูมิที่ต้องการตั้งค่า ไว้ใช้งาน ใช้คอมเพรสเซอร์แบบปิดสนิทชนิดลูกสูบขนาด 3 เฟส 380 โวลต์ ขนาด 3 แรงม้า ผลการวิจัยพบว่าเมื่อใช้งานเครื่องปรับอากาศด้วยการใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ทำให้อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศมีค่าค่อนข้างคงที่ใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่ปรับตั้งไว้ เกือบตลอดเวลามากกว่าการใช้งานเครื่องปรับอากาศแบบปกติ โดยอินเวอร์เตอร์จะควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ให้ทำงานเกือบตลอดเวลาที่มีการใช้พลังงานไฟฟ้าเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 2,100 ถึง 2,900 วัตต์ ขึ้นกับอุณหภูมิแตกต่าง ค่าตัวประกอบกำลังมีค่าคงที่ 0.99 ส่วนความชื้นสัมพัทธ์มีค่าประมาณ 50 เปอร์เซ็นต์

งานวิจัยของกนกทิพย์ เชื้อไฉ่ 2541 เรื่องการศึกษาหาจุดเหมาะสมที่สุดสำหรับการประหยัดพลังงานโดยการจำลองแบบการทำงานของระบบทำความเย็นแบบซิลเลอร์ [4] เป็นการศึกษาการใช้พลังงานของอาคารสารนิเทศ 50 ปี ซึ่งเป็นอาคารสำนักงานสูง 11 ชั้น มีพื้นที่ปรับอากาศ 9,907.5 ตารางเมตร ใช้พลังงานไฟฟ้า 914,000 kWh/ปี โดยเป็นการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบซิลเลอร์ 78 % ผลการจำลองแบบการทำงานพบสภาวะการทำงานอุณหภูมิน้ำเข้าสู่ซิลเลอร์ 10.96 °C และน้ำหล่อเย็นเข้าสู่คอนเดนเซอร์ 27.71 °C ใช้พลังงานขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ 240.10 kW.ขีดความสามารถในการทำความเย็น 337.94 ตัน โดยหากปรับอุณหภูมิน้ำเข้าสู่ซิลเลอร์ 12 °C และน้ำหล่อเย็น

เข้าสู่คอนเดนเซอร์ $27.71\text{ }^{\circ}\text{C}$ เป็นจุดที่ซิลเลอร์ใช้พลังงานขับเคลื่อนเพรสเซอร์น้อยที่สุดคือ 232.45 kW .
ขีดความสามารถในการทำความเย็น 348.86 ตัน ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้

งานวิจัยของ ชาญณรงค์ อัครศรีสวัสดิ์ และ ดำรง พรหมเพ็ง . 2542 เรื่องการใช้โปรแกรมช่วยวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบการทำความเย็นขนาดใหญ่ [5] ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่เขียนขึ้นเพื่อใช้ตรวจสอบการทำงานเครื่องทำน้ำเย็นในโรงงานปั่นด้ายขนาด 400 ตัน 1 เครื่อง และ 600 ตัน 3 เครื่อง โดยตรวจสอบ ความดันและอุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากคอนเดนเซอร์ ความดันและอุณหภูมิ น้ำเข้าและออกอีวาโปเรเตอร์ ความดันของสารทำความเย็นด้านสูงและต่ำ และ ความดันของน้ำมันหล่อลื่น รวมทั้งการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็น ผลการวิจัยพบว่า การควบคุมประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นด้วยระบบตรวจสอบที่ใช้คอมพิวเตอร์สามารถให้ความแม่นยำในการดูแลดีกว่าการใช้คน อีกทั้งสามารถวิเคราะห์ระบบเดือน และ แสดงข้อมูลย้อนหลังได้เป็นอย่างดี

งานวิจัยของสุนทร วงศ์เสน 2544 เรื่องการศึกษาการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยการควบคุมความเร็วรอบของเครื่องอัดสารทำความเย็นให้เหมาะสม [6] เป็นการศึกษาการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ การหาภาวะความร้อนแบบ Transfer function จำลองสถานการณ์การปรับอากาศของห้องที่มีขนาดต่างกันสามขนาดแต่ละขนาด โดยเปรียบเทียบเครื่องปรับอากาศที่ควบคุมการทำงานแบบเปิด-ปิด ผลการจำลองพบว่าเครื่องปรับอากาศแบบควบคุมความเร็วรอบ ประหยัดพลังงานกว่าแบบเปิด-ปิดประมาณ $12-14$ เปอร์เซ็นต์ และไม่ขึ้นกับทิศและขนาดความยาวของผนังห้องมากนัก และพบว่าผลการประหยัดพลังงานจะมีค่ามากขึ้นหากช่วงอุณหภูมิการตัดต่อการทำงานของเครื่องอัดสารทำความเย็น ของเครื่องปรับอากาศที่มีการควบคุมการทำงานแบบเปิด-ปิด มีค่ามากขึ้น

งานวิจัยของศิษุภภัณฑ์ แคนลา 2545 เรื่องการออกแบบระบบวงจรด้านน้ำเย็นสำหรับระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง [7] พบว่าวิศวกรนิยมออกแบบอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย $7.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิแตกต่าง $5.56\text{ }^{\circ}\text{C}$ การเปลี่ยนแปลงค่าออกแบบนี้ให้สูงขึ้นหรือต่ำลงจะส่งผลกระทบต่อค่าใช้จ่ายตลอดจนอายุการใช้งานของระบบ (Life cycle cost) โดยงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเพื่อหาค่าที่เหมาะสมของอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายและอุณหภูมิแตกต่าง ที่ส่งผลต่ออายุการใช้งานของระบบน้อยที่สุด โดยจำลองเครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่งชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ขนาด 450 ตัน 4 เครื่อง เครื่องสูบน้ำเย็นแบบหอยโข่ง 4 เครื่อง เครื่องส่งลมเย็นขนาด 66 และ 80 ตัน 20 และ 6 เครื่องตามลำดับ พบค่าที่เหมาะสม ของอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย $7.78\text{ }^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิแตกต่าง $8.89\text{ }^{\circ}\text{C}$ หรือน้ำเย็นกลับ $16.67\text{ }^{\circ}\text{C}$ และการศึกษาถึงผลการเปลี่ยนแปลงที่กระทบต่ออายุการใช้งานของระบบ พบว่าค่าการออกแบบควรอยู่ในช่วงอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย 7.2 ถึง $8.33\text{ }^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิแตกต่าง $5.56-8.89\text{ }^{\circ}\text{C}$

2.2.2 งานวิจัยในต่างประเทศ

งานวิจัยของ Abtar Singh, Ph.d. เรื่อง Optimum refrigeration control with E2™ [8] ได้ทำการวิจัยโดยใช้อุปกรณ์ที่สามารถควบคุมอุณหภูมิด้านดูดให้มีค่าสูงที่สุดซึ่งจะต้องไม่มีผลกระทบต่ออุณหภูมิห้องที่ต้องการ ซึ่งอุปกรณ์ที่ใช้คือ Suction pressure regulator ถูกสั่งงานจากระบบควบคุมเพื่อรักษาอุณหภูมิด้านดูดให้คงที่ในทุกสภาวะโดยในช่วงที่ภาระความร้อนต่ำๆ วาล์วควบคุมจะปรับปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลผ่านให้เหมาะสม ซึ่งผลการวิจัยในห้างซูเปอร์สโตร์แถบอเมริกาตะวันออก พบว่า สามารถประหยัดพลังงานได้มากกว่าระบบปกติ 17.5 เปอร์เซ็นต์

งานวิจัยของ Ali R. Nejad. เรื่อง An Introduction to Advanced Flow Control , the solution for energy saving .[9] ได้ทดสอบระบบเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนใช้อากาศ ซึ่งใช้ คอมเพรสเซอร์แบบปิดสนิท สารทำความเย็น เบอร์ 22 ที่อาคารแห่งหนึ่งทางตอนใต้ของเยอรมัน ออกแบบอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย 6 °C น้ำเย็นกลับ 12 °C อุณหภูมิคอยล์เย็น 3 และ 4 °C อุณหภูมิคอนเดนซิ่ง 40°C ภาระความร้อนของน้ำประมาณ 150 kW. ที่อุณหภูมิบรรยากาศ 32 °C ซึ่งค่าภาระความร้อนจะเปลี่ยนแปลงตลอดทั้งวัน อุณหภูมิคอนเดนซิ่ง ใช้ค่าความแตกต่างกับอุณหภูมิบรรยากาศ 15° K และ 10°K ในช่วงอุณหภูมิบรรยากาศต่ำ ใช้อิเล็กทรอนิกส์ปรับขั้นวาล์วควบคุมซูเปอร์ซีปของระบบ พบว่า ในกรณีที่ อุณหภูมิบรรยากาศต่ำๆ และไม่มีการควบคุมอุณหภูมิกอนเดนซิ่งแต่ ใช้ค่าความแตกต่างกับอุณหภูมิบรรยากาศ 10°K เพื่อรักษาแรงดันด้านสูง และมีกำหนดอุณหภูมิคอยล์เย็นคงที่ 4°C จะให้ผลการประหยัดพลังงานกว่า 28% เมื่อเปรียบเทียบระบบที่ออกแบบให้ หากควบคุมอุณหภูมิกอนเดนซิ่งให้ไม่ต่ำกว่า 40°C โดย ใช้ค่าความแตกต่างกับอุณหภูมิบรรยากาศ 15°K และมีอุณหภูมิคอยล์เย็น 3°C

งานวิจัยของ T.Q.Qureshi และ S.A. Tassou เรื่อง Variable speed capacity control in refrigeration systems [10] ผลงานวิจัยได้กล่าวถึงผลงานวิจัยในเรื่องดังกล่าวโดยละเอียดเช่น การใช้ การควบคุมความเร็วรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์ในช่วงที่ภาระความร้อนลดลง ซึ่งสามารถลดจำนวนครั้งในการตัดต่อการทำงาน ซึ่งหากมากไปจะเป็นการสึกหรอ ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิให้คงที่ และ ไม่ประหยัดพลังงาน ความถี่ของไฟฟ้าที่ใช้ควรอยู่ในช่วง 25 ถึง 75 Hz. จะประหยัดพลังงานได้มากกว่าระบบเปิด-ปิด ถึง 20 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งค่าพลังงานนี้ได้รวมถึงการสตาร์ทคอมเพรสเซอร์แบบ soft-start ด้วย ระบบนี้ทำให้เสียงคอมเพรสเซอร์เบาลง ส่วนการนำไปประยุกต์ใช้กับคอมเพรสเซอร์ชนิดลูกสูบ แบบมีสายพานและมอเตอร์ชุดภายนอก สามารถมีรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์ 300-900 rpm. โดยประสิทธิภาพขึ้นอยู่กับ ปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลในระบบ การส่งผ่านกำลังมอเตอร์ และ อุณหภูมิด้านส่ง ซึ่งในรอบการทำงานสูงๆ จะให้ค่า volumetric efficiency ค่อนข้างคงที่

ทุกรอบการทำงานที่ 66 เปอร์เซ็นต์ โดยปัญหาของการใช้การควบคุมความเร็วรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์ก็คือ เรื่องระบบการหล่อลื่นในช่วงรอบต่ำๆ และรอบสูงๆ มากๆ เพราะหากไม่เพียงพอจะทำให้อายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์สั้นลง และเรื่องประสิทธิภาพที่ลดลงของมอเตอร์ เนื่องจากโดยทั่วไปมอเตอร์จะมีจุดทำงานที่ดีในช่วง 50-60 Hz. ประสิทธิภาพที่ลดลงมาจาก copper losses , stator losses , stator losses & core losses และ class H เป็นมาตรฐานที่ดีที่สุดสำหรับการนำไปใช้ในการทำงานแบบนี้

งานวิจัยของ Herman Renz, เรื่อง Modulation Techniques for Compressors - Part II , Performance and Efficiency Behavior of Screw compressors-Comparison between Slider Unloading System and Frequency Inverter Operation ", ASHRAE Technical Committee 8.01 Positive Displacement Compressors , 2003. [11] การวิจัยใช้ BITZER compact screw compressor model CSH6561-60Y 60 Hz. เปรียบเทียบกับการใช้ KIMO Frequency Inverter 75 FEP range 25-80 Hz. คอมเพรสเซอร์สามารถปรับความสามารถได้ 25-50-75-100 เปอร์เซ็นต์ ขึ้นกับการตั้งค่าอุณหภูมิด้านดูดและด้านส่ง เช่นเดียวกับอินเวอร์เตอร์ ผลการวิจัยพบว่า การใช้ Slider Unloading ประหยัดพลังงานมากกว่า การใช้ Frequency Inverter เนื่องจาก การสูญเสียภายในตัวมอเตอร์ขณะปรับลดและเพิ่มความถี่ของไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 ทฤษฎี

3.1 บทนำ

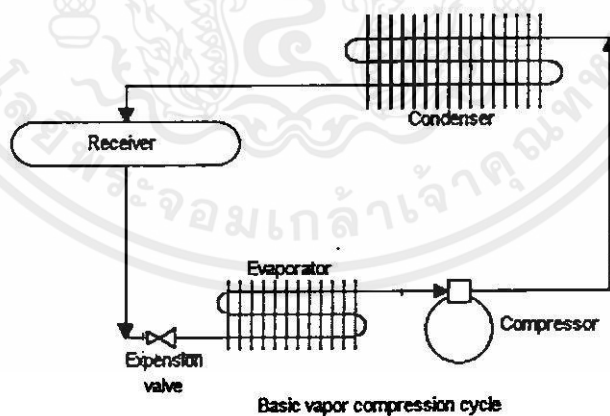
ในเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศที่มีใช้อยู่ทั่วไปอาจจะทำงานโดยอาศัยระบบทำความเย็นระบบใดระบบหนึ่งดังนี้[12]

1.ระบบใช้กลไก(mechanical)เป็นระบบที่สร้างความเย็นโดยอาศัยการทำงานของกลไกต่างๆ เป็นที่นิยมแพร่หลายที่สุด ซึ่งเรียกกันทั่วไปว่า การทำความเย็นแบบอัดไอ (vapour compression)

2.ระบบไม่ใช้กลไก (nonmechanical) เป็นระบบที่สร้างหรือทำความเย็นให้เกิดขึ้นโดยไม่ต้องอาศัยการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนหรือกลไกใดๆ การทำความเย็นระบบนี้มีใช้ในปัจจุบัน ได้แก่ การทำความเย็นแบบดูดซึม(absorption) แบบใช้ไอน้ำ(steam jet) และแบบใช้การขยายตัวของอากาศ(air expansion)

3.2 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ

3.2.1 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ [13]



รูปที่ 3.1 อุปกรณ์ในวัฏจักรแบบอัดไอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

1. เครื่องอัด (Compressor) เป็นเครื่องดูดและอัดไอสารทำความเย็นมีการไหลอย่างสม่ำเสมอ พลังงานที่ใช้ในการอัดสารทำความเย็น 1 kg. หาได้ดังนี้

$$W_c = (h_2 - h_1) \quad (1)$$

เมื่อ W_c = งานที่ให้แก่เครื่องอัด (KJ/kg)

h_1 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (KJ/kg)

h_2 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (KJ/kg)

2. เครื่องควบแน่น (Condenser) ความร้อนที่คายให้กับเครื่องควบแน่น หาได้ดังนี้

$$Q_c = (h_3 - h_2) \quad (2)$$

เมื่อ Q_c = ความร้อนที่ไอของสารทำความเย็นคายให้ในเครื่องควบแน่น (kj/kg)

h_2 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนที่ออกจากเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (kj/kg)

h_3 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีหน่วยเป็น (kj/kg)

3. เอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Expansion device) กระบวนการขยายตัวผ่านวาล์วลดความดันเป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

4. อีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) ความร้อนที่สารทำความเย็น 1 kg. ดูดเอาไว้ขณะที่ไหลผ่านหาได้ดังนี้

$$Q_E = (h_5 - h_4) \quad (4)$$

เมื่อ Q_E = ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดไว้ในอีแวปโปเรเตอร์ (kj/kg)

h_4 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์ มีหน่วยเป็น (kj/kg)

h_5 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ มีหน่วยเป็น (kj/kg)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ประสิทธิภาพการทำความเย็น Coefficient of Performance (COP)

$$\text{COP} = (h_5 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (5)$$

6. ความสามารถในการทำความเย็น

$$Q_{\text{Evap}} = m (h_5 - h_4) \quad (6)$$

เมื่อ Q_{Evap} = ความสามารถในการทำความเย็น (kj/s หรือ kW.)

Q_E = ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดไว้ในอีแวปโพเรเตอร์ (kj/kg)

m = อัตราไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

7. อัตราไหลโดยปริมาตรของสารทำความเย็น

$$V = m (V) \quad (7)$$

เมื่อ V = ปริมาตรไอทำความเย็นที่หมุนเวียน (m^3/s)

m = อัตราไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

V = ปริมาตรจำเพาะของไอทำความเย็นที่หมุนเวียน (m^3/kg)

8. ความสามารถของเครื่องอัด (Compressor capacity)

$$Q_{\text{Comp}} = m (h_1 - h_4) \quad (8)$$

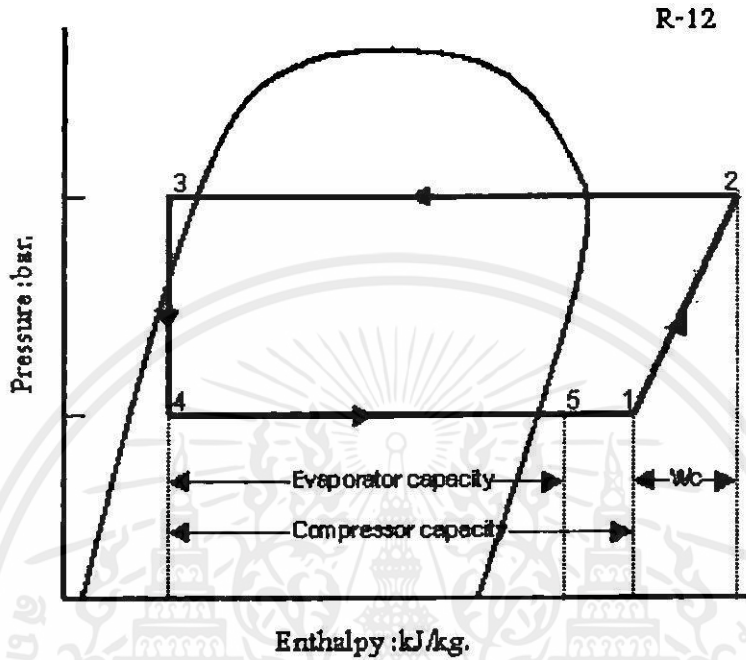
เมื่อ Q_{Comp} = ความสามารถในการทำความเย็น (kj/s หรือ kW.)

h_4 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีแวปโพเรเตอร์ มีหน่วยเป็น (kj/kg)

h_1 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น (kj/kg)

m = อัตราไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2 แผนภูมิ p-h ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

3.3 มาตรฐานของชุดคอมเพรสเซอร์ และคอมเพรสเซอร์แบบอัดไอแบบแทนที่ [1]

ARI (Air-conditioning and Refrigeration Institute) ได้กำหนดมาตรฐานของชุดคอมเพรสเซอร์ และ คอมเพรสเซอร์แบบอัดไอแบบแทนที่ โดยให้คำจำกัดความที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย ดังนี้

ตารางที่ 3.1 มาตรฐานARI 540/1999 ชุดคอมเพรสเซอร์ และ คอมเพรสเซอร์แบบอัดไอแบบแทนที่

Standard Rating Condition For Commercial Refrigeration Application					
Suction Dew Point		Discharge Dew Point		Return Gas Temperature	
°F	°C	°F	°C	°F	°C
45	7.2	130	54.4	65	18.3

3.4 มาตรฐานของชุดทำน้ำเย็น [2]

ARI(Air-conditioning and Refrigeration Institute) ได้กำหนดมาตรฐานเครื่องทำน้ำเย็น โดยให้คำจำกัดความที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยดังนี้

1. Dew Point คือ จุดทำงานที่สารทำความเย็นกำลังจะกลายเป็นไออิมตัว
2. ค่า Compressor Saturated Discharge Temperature วัดได้จากแรงดันของสารทำความเย็นที่ด้านจ่ายของคอมเพรสเซอร์
- 3.ค่า Refrigerating capacity หาได้จากปริมาณอัตราการไหลของน้ำควบกับอุณหภูมิแตกต่างของน้ำเย็นเป็นไปตามสมการดังนี้

$$\text{Refrigerating capacity} = [\text{gpm} \times (\text{Tin} - \text{Tout})] / 24 \quad (9)$$

โดย Chiller capacity = Refrigerating capacity มีหน่วยเป็นตัน การทำความเย็น

gpm = อัตราไหลของน้ำ มีหน่วยเป็นแกลลอน ต่อ นาที

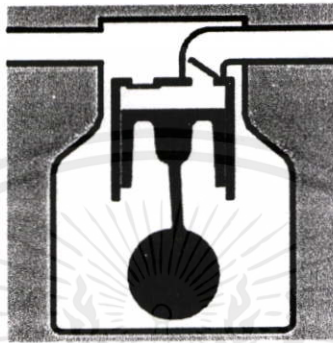
Tin , Tout = อุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากชุดเครื่องทำน้ำเย็นตามลำดับ มีหน่วยเป็น °F

ตารางที่ 3.2 มาตรฐานARI 550/590-1998 การออกแบบชุดเครื่องทำน้ำเย็น

Standard Rating Condition	
Water-cooled Condenser	
Condenser Water	
Entering	85 °F [29.4 °C]
Flow rate	3 gpm / ton
Evaporator Water	
Leaving	44 °F [6.7°C]
Flow rate	2.4 gpm / ton
Condenserless	
Saturated discharge	105 °F [40.6 °C]
Liquid refrigerant	98 °F [36.6 °C]

3.5 ประสิทธิภาพของเครื่องอัดแบบลูกสูบ [14]

การเคลื่อนที่ของลูกสูบ เพื่อป้องกันลูกสูบกระทบกับลิ้น ในการออกแบบเครื่องอัดไอแบบลูกสูบจะให้ช่องว่างไว้เล็กน้อยระหว่างส่วนบนของลูกสูบและลิ้น เมื่อลูกสูบอยู่ในตำแหน่งสูงสุด ปริมาตรของช่องว่างเหนือลูกสูบนี้เรียกว่า Clearance volume



รูปที่ 3.3 เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ

3.5.1 ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ (Piston displacement)

เป็นปริมาตรทั้งหมดภายในกระบอกสูบที่ถูกเคลื่อนที่จากศูนย์ตายบนมาถึงศูนย์ตายล่าง ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$V_p = [(0.7857 D^2)(L)(N)(n)] / 1000 \quad (10)$$

- เมื่อ V_p = ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ในหน่วย ลิตร ต่อ วินาที
 D = เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบในหน่วย cm.
 L = ระยะชัก ในหน่วย cm.
 N = จำนวนรอบของข้อเหวี่ยง (รอบ/วินาที)
 n = จำนวนสูบของเครื่องอัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.2 อัตราส่วนการอัด (Pressure ratio)

$$Pr = P_c / P_s \quad (11)$$

เมื่อ P_c = ความดันด้านส่งของเครื่องอัด มีหน่วยเป็น bar
 P_s = ความดันด้านดูดของเครื่องอัด มีหน่วยเป็น bar

3.5.3 ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency)

การมีปริมาตรที่ว่างเหนือลูกสูบในตำแหน่งศูนย์ตายบน จะมีไอของสารทำความเย็นจำนวนหนึ่งเหลืออยู่ ไม่ถูกขับออกมาทางเส้นทางออก และมีความดันและอุณหภูมิสูงเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ลงไอนี้จะขยายตัว เส้นทางเข้าจะดูดไอสารทำความเย็นเข้ามาใหม่ทำให้ไอสารทำความเย็นมีปริมาตรน้อยกว่าปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร หมายถึง อัตราปริมาตรไอที่เข้ากระบอกสูบในแต่ละช่วงชักต่อ ปริมาตรที่เคลื่อนที่

$$N_{vol} = V_a / V_d \quad (12)$$

เมื่อ N_{vol} = volumetric efficiency
 V_a = ปริมาตรที่ไอสารทำความเย็นเข้ามาในกระบอกสูบจริง
 V_d = ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่

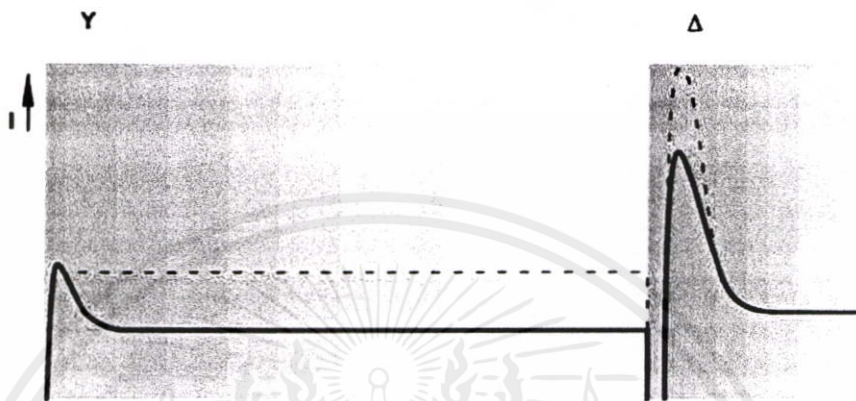
3.6 การควบคุมความสามารถเครื่องอัด

3.6.1 การควบคุมแบบเปิด-ปิด (ON-OFF CONTROL), [15]

เป็นระบบควบคุมอัตราไหลของสารทำความเย็น ที่ใช้อย่างกว้างขวาง ง่ายต่อการควบคุม ระบบจะถูกเปิดหรือปิดเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของภาระความร้อน แต่มีข้อเสียเรื่องของการ start-stop บ่อยๆ ครั้งหากภาระความร้อนน้อยกว่าระบบมากๆ

ผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์ได้กำหนดอัตราการตัด-ต่อของคอมเพรสเซอร์ (Cycling rate) แบบมีชุดมอดเตอร์อยู่ภายในคอมเพรสเซอร์ การทำงานของคอมเพรสเซอร์ไม่เกิน 6 ถึง 8 ครั้ง ในรอบการทำงาน 1 ชั่วโมง เพื่อไม่ให้เกิดความร้อนเนื่องจากการไหลเข้าของกระแสไฟฟ้าจำนวนมากขณะมอดเตอร์คอมเพรสเซอร์เริ่มออกตัว และต้องมีการทำงานอย่างต่อเนื่องหลังสตาร์ทมอดเตอร์คอมเพรสเซอร์อย่างน้อย 5 นาที เพื่อให้สารทำความเย็นระบายความร้อนที่สะสมจากชุดขดลวดภายใน

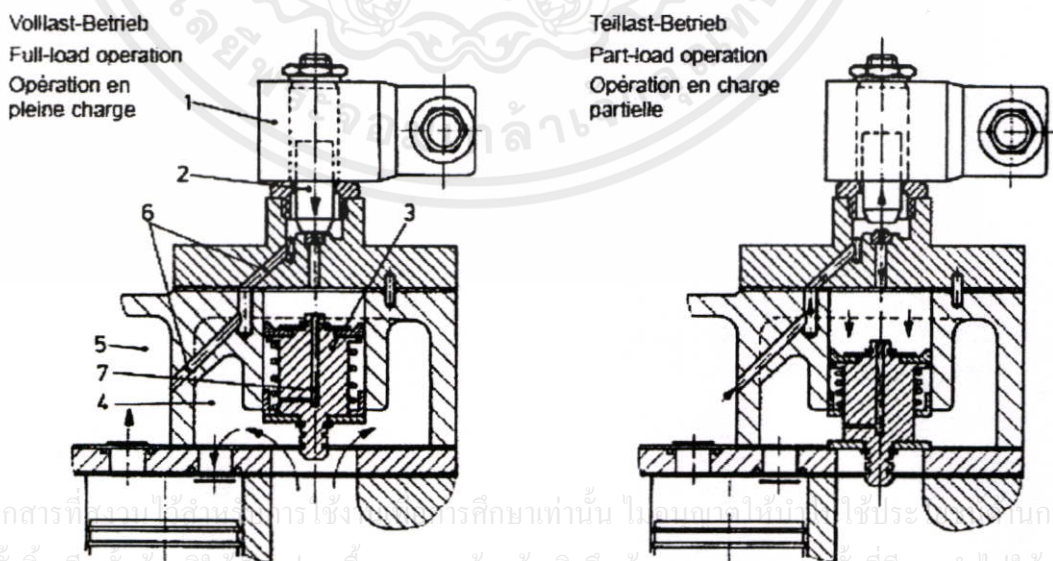
ในขณะที่คอมเพรสเซอร์เริ่มออกตัว [15] ซึ่งในระบบมอเตอร์ 3 เฟส การสตาร์ทแบบ Direct On Line นั้นจะมีปริมาณกระแสไหลเข้าเพื่อสร้างแรงบิดเพื่อออกตัว มากกว่าปกติ 3 ถึง 8 เท่า [16]



รูปที่ 3.4 กระแสของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ขณะเริ่มสตาร์ท

3.6.2 การควบคุมกระบอกสูบไม่มีภาระ (Cylinder Unloaded) [17]

ในเครื่องอัดหลายกระบอกสูบ ซึ่งโดยทั่วไป 1 ฝาสูบจะมีลูกสูบอยู่ 2 ลูก การควบคุมใช้การลดจำนวนกระบอกสูบที่ทำงาน เช่น เครื่องอัดแบบ 6สูบ หรือ 3 ฝา สามารถลดได้ 3 ชั้นคือ 66-33-0 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 3.5 การควบคุมกระบอกสูบไม่มีภาระ (Cylinder Unloaded)

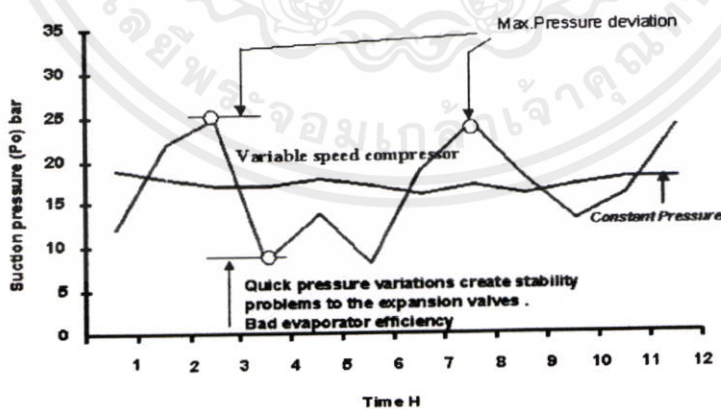
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษานานาชาติเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้หรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.3 การควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ [18]

การควบคุมความเร็วรอบของอินดักชั่นมอเตอร์ด้วยการเปลี่ยนแปลงความถี่ที่จ่ายให้กับมอเตอร์ใช้งานปกติ 50 Hz. หากเพิ่มความถี่ที่จ่ายให้มากกว่า 50 Hz. มอเตอร์จะหมุนเร็วกว่าปกติ และหากลดความถี่ที่จ่ายให้น้อยกว่า 50 Hz. มอเตอร์จะหมุนช้ากว่าปกติ ด้วยหลักการนี้จึงนำมาใช้ในการควบคุมการทำความเย็นให้คอมเพรสเซอร์ทำงานได้เหมาะสมกับภาวะความร้อนที่เกิดขึ้น คือหากภาวะมาก ก็ควรเพิ่มความถี่ที่จ่ายให้มากกว่า 50 Hz. มอเตอร์คอมเพรสเซอร์จะหมุนเร็วกว่าปกติ การแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะมากขึ้น แต่หากภาวะลดลงก็จะลดความถี่ที่จ่ายให้น้อยกว่า 50 Hz. มอเตอร์คอมเพรสเซอร์จะหมุนช้ากว่าปกติ

จากสมการที่(6) จะเห็นได้ว่า อัตราการไหลของสารทำความเย็นเป็นตัวแปรที่สำคัญต่อความสามารถในการทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์

โดยปกติในระบบเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กจะใช้ อุดหนุมิห้อง เปรียบเทียบกับ อุดหนุมิที่ผู้ใช้ตั้งค่าไว้ เพื่อเป็นค่ากำหนดภาวะความร้อนที่ คอมเพรสเซอร์ต้องทำงาน ส่วนในระบบเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่จะใช้ความแตกต่างระหว่าง แรงดันด้านดูด(Suction Pressure) ที่ออกแบบและ แรงดันด้านดูดในขณะนั้น การควบคุมแรงดันด้านดูดนี้เป็นตัวชี้วัดว่า ภาวะการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ควรอยู่ในระดับใด ซึ่งหากภาวะความร้อนมาก การเดือดกลายเป็นไอของสารทำความเย็น จะทำให้ แรงดันของสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากสารทำความเย็นเดือดกลายเป็นไอหมดและยังเดือดต่อไปหากภาวะความร้อนมากๆ



รูปที่ 3.6 การควบคุมแรงดันด้านดูดโดยใช้การควบคุมความเร็วรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$N = 120 (f) / P$$

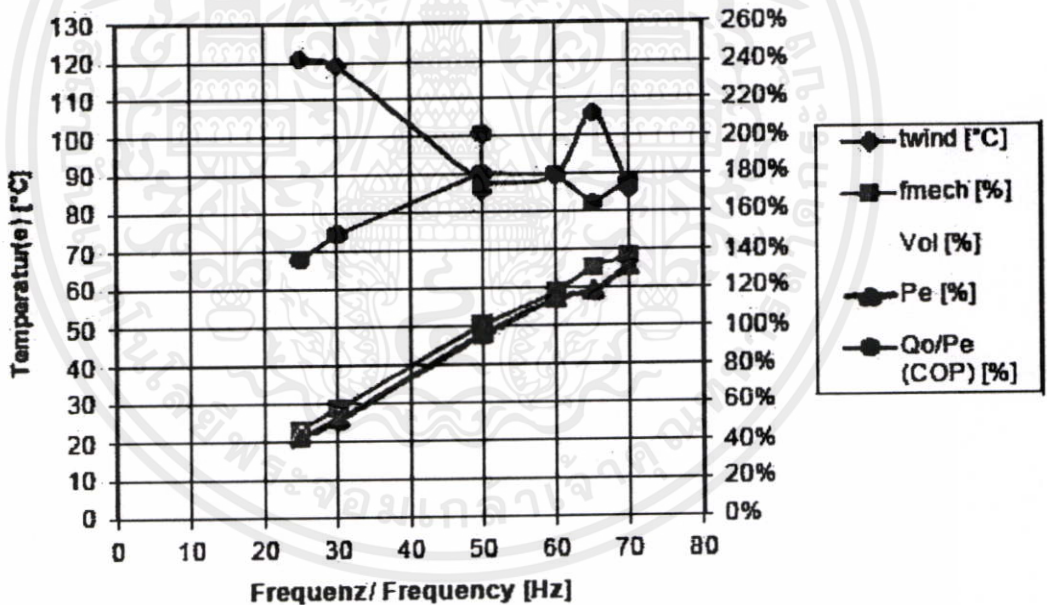
(13)

เมื่อ N = ความเร็วรอบของมอเตอร์ (rpm)

f = ความถี่ของแรงดันไฟฟ้า (Hz.)

P = จำนวนขั้วของมอเตอร์

ข้อได้เปรียบของการใช้การควบคุมความเร็วรอบ คือ สามารถควบคุมแรงดันด้านดูดให้คงที่มากที่สุด , สามารถให้คอมเพรสเซอร์ทำงานได้สอดคล้องกับภาระความร้อนที่เกิดขึ้น และสามารถควบคุมความสามารถในการทำความเย็นได้กว้างที่สุด คือ รวมทั้งด้าน Overload & Partial load ข้อด้อยของการใช้การควบคุมความเร็วรอบ คือ การหล่อลื่นภายในคอมเพรสเซอร์, น้ำมันหล่อลื่นมีความเร็วไม่เพียงพอในหารไหลกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ และ การหล่อเย็นขดลวดมอเตอร์คอมเพรสเซอร์



รูปที่ 3.7 ผลกระทบของการควบคุมความเร็วรอบ

twind = อุณหภูมิขดลวดมอเตอร์ , fmech=ประสิทธิภาพเชิงกลของมอเตอร์, Vol.

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร ,Pe=กำลังไฟฟ้า จากรูปจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิขดลวดจะมีค่ามากที่สุด

ในช่วงที่มีการทำงานที่รอบต่ำ ซึ่งเป็นผลมาจาก การสูญเสียภายในมอเตอร์คอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาดูงาน ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งนี้ หากมีข้อผิดพลาดประการใดขออภัยและต้องอภัยถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

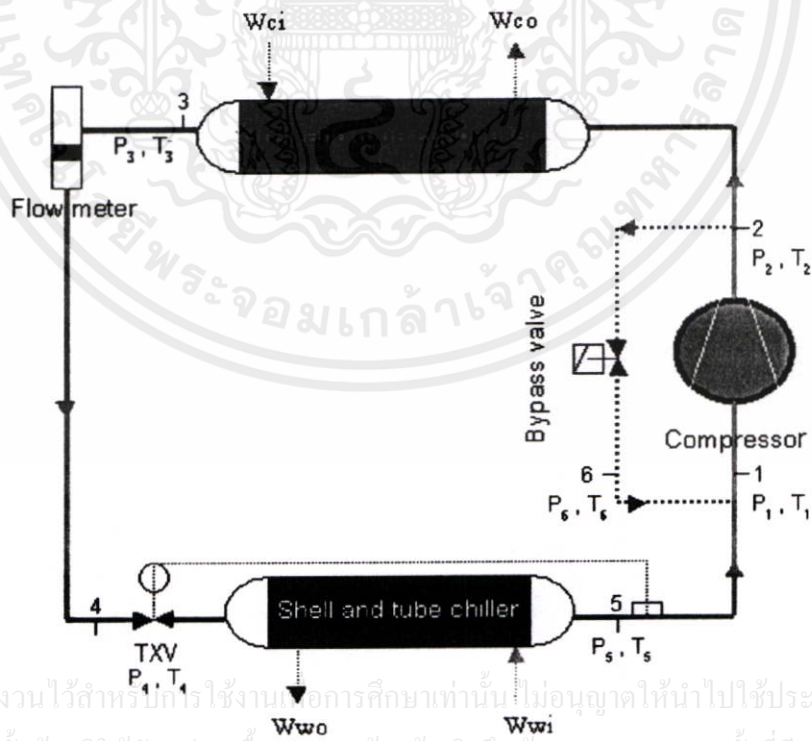
และ ปริมาณสารทำความเย็นมีปริมาณการไหลผ่านหล่อเย็นมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ไม่เพียงพอ ความเร็วรอบในการทำงานขึ้นกับการทดลองของผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์ในรุ่นต่างๆกัน

3.6.4 การควบคุมไอสารทำความเย็น[19]

1. การใช้วาล์วควบคุมแรงดันด้านดูด (Suction regulating valve) ใช้การปิดหรือห้วาล์วควบคุมแรงดันในอีแวปโปเรเตอร์
2. การควบคุมไอร้อน (Hot-gas bypass capacity control)แรงดันด้านดูดของเครื่องอัดจะถูกควบคุมไว้ แต่ความสามารถของอีแวปโปเรเตอร์จะลดลง

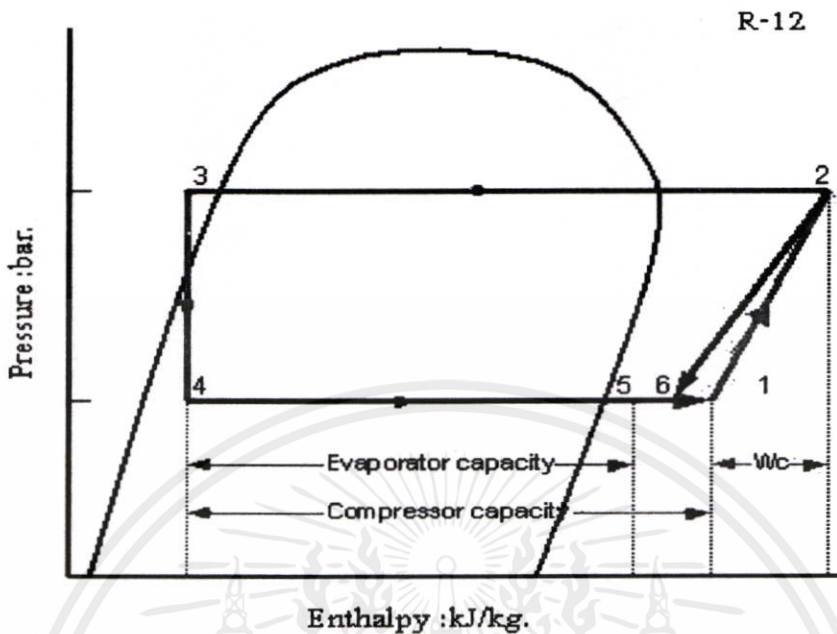
3.7 วงจรการทำงานการควบคุมไอร้อน

จากรูปที่ 3.8 ซึ่งแสดงรูปแบบของวงจรการทำงานเย็นที่ใช้ในการวิจัย คือเป็นรูปแบบของระบบเครื่องทำน้ำเย็น (Water chiller)ที่มีการระบายความร้อนด้วยน้ำ(Water-cooled condenser) โดยใช้คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ ชนิดมีมอเตอร์และสายพานเป็นต้นกำลังในระบบ (Reciprocating Open type compressor) .ใช้วาล์วลดความดันแบบเทอร์โมสแตติก (Thermostatic expansion valve) ระบบสารทำความเย็นใช้น้ำยาเบอร์ 12 มีการควบคุมการลดความสามารถในการทำควมเย็นแบบใช้ไอร้อน(Hot gas bypass) ส่งผ่านมาทางท่อดูด(Suction line)ของคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 3.8 วงจรการทำงานเย็นที่ใช้ในการวิจัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.9 แผนภูมิแรงดัน และเอนทาลปี ของวงจรที่ใช้ในการวิจัย

3.7.1 อธิบายจุดทำงานของชุดทำน้ำเย็นจากแผนภูมิแรงดัน และเอนทาลปี

จุดทำงานที่ 1 ถึง 2 ไอสารทำความเย็นถูกคอมเพรสเซอร์อัดให้เกิดการเคลื่อนตัวและมีแรงดันสูงขึ้น จุดทำงานนี้สามารถหาค่างาน(Work of motor compressor)ที่ต้องให้กับชุดมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ใช้สมการที่ (8) ในการหาค่า

จุดทำงานที่ 2 ถึง 3 ไอร้อนสารทำความเย็นถูกน้ำหล่อเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้เกิดการกลั่นตัวเป็นสารทำความเย็นสถานะเป็นของเหลว จุดทำงานนี้สามารถหาค่าความร้อน(Heat rejection)ที่ถูกถ่ายเทออกได้โดยใช้สมการที่ (2) ในการหาค่า โดยในการวิจัยนี้ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการหล่อเย็น คอนเดนเซอร์ซึ่งน้ำที่เข้าคอนเดนเซอร์ W_{ci} จะมีอุณหภูมิ ต่ำกว่า น้ำที่ออกจากคอนเดนเซอร์ W_{co}

จุดทำงานที่ 3 ถึง 4 เป็นการลดแรงดันของสารทำความเย็นโดยใช้ Thermostatic expansion valve และใช้วาล์วนี้นี้ควบคุมอุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด(Superheat)ในชุดคอยล์เย็นอีกด้วย

จุดทำงานที่ 4 ถึง 5 สารทำความเย็นมีสถานะเป็นของเหลวถูกน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้เกิดการเดือดกลายเป็นไอ จุดทำงานนี้สามารถหาค่าความสามารถในการทำความเย็น(Refrigeration capacity)ที่ถูกถ่ายเทให้กับน้ำได้โดยใช้สมการที่ (6) ในการหาค่า โดยในการวิจัยนี้ใช้น้ำเป็นตัวกลาง

ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งน้ำที่ออกจากชุดทำน้ำเย็น W_{wo} จะมีอุณหภูมิ ต่ำกว่า น้ำที่เข้าชุดทำน้ำเย็น W_{wi} อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จุดทำงานที่ 2 ผ่านไปทางจุดที่ 6 และไปผสมที่จุดที่ 1 ในการวิจัยนี้ได้ทำการ ในช่วงการควบคุมความสามารถในการทำความเย็น การทำงานใน รูปแบบนี้ จะเกิดขึ้นจากในกรณีที่ ต้องการลดภาระในการทำงานของชุดทำน้ำเย็น รูปแบบการทำงานในวงจรน้ำยา คือ ไอร้อนของสารทำความเย็น ถูกวาล์วควบคุม (Bypass valve) เปิดหรือปิดเพื่อรักษาสถานะของระบบ ให้ไหลย้อนกลับมาทางท่อทางดูด และมาผสมกับไอสารทำความเย็นที่ออกจากชุดอีแวปโปเรเตอร์ กลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์เพื่อให้เกิดการหมุนเวียนของสารทำความเย็น โดยไอร้อนที่ผ่านวาล์วควบคุม จะไม่ย้อนกลับในชุดอีแวปโปเรเตอร์ เนื่องจากแรงดูดของคอมเพรสเซอร์ และ การรักษาแรงดันด้านดูดของวาล์วควบคุม

3.7.2 สภาวะการทำงานของชุดทำน้ำเย็นที่ใช้ในการวิจัย

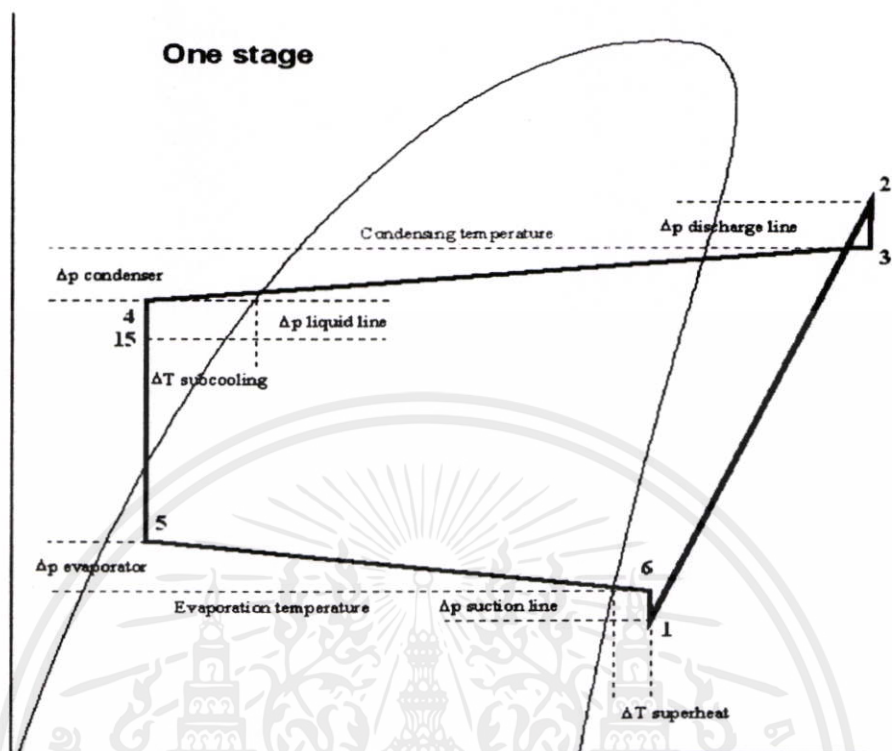
ผู้วิจัยใช้ค่ามาตรฐาน ARI 550/590-1998 จาก ตารางที่ 2 โดยกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ ตั้งเป็นมาตรฐานและสมมุติฐานในการวิจัยดังนี้

- Saturated condensing temperature = 105 °F [40.6 °C] (Water-cooled condenser)
- Liquid refrigerant temperature = 98.6°F [36.6 °C]
- Saturated evaporating temperature = 38 °F [3.3 °C] (Evaporating temperature)
- Superheat temperature = 6 K (factory setting)
- Suction temperature = 65 °F [18.3 °C]

ใช้สารทำความเย็นเบอร์ 12 โดยการวิเคราะห์ ไม่คิดแรงดันสูญเสียในเส้นท่อ และ ให้การอัดเป็นแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic) ใช้จุดทำงานดังกล่าวไปหาค่าพลังงานต่อหน่วยกิโลกรัม (Enthalpy) จากแผนภูมิแรงดันและเอนทาลปี (p-h diagram) โดยผู้วิจัยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Coolpack [19] เป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้สำหรับวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็นซึ่งอ้างอิงคุณสมบัติของสารทำความเย็นจาก R.C.Downing. ASHRAE Transaction 1974. Paper No.2313 เพื่อวาดจากแผนภูมิแรงดันและเอนทาลปี (p-h diagram) ใช้เป็นค่ามาตรฐานในการวิเคราะห์ต่อไป

โดยคุณสมบัติของโปรแกรมสามารถป้อนค่าอุณหภูมิอิ่มตัว และ อุณหภูมิ รวมทั้งการสูญเสียที่จุดต่างๆ จะสามารถหาค่า ปริมาตรจำเพาะ (Specific volume) , พลังงานต่อหน่วยมวล (Enthalpy) จากรูปที่ 3.10 และรูปที่ 3.11 แสดงค่าจุดทำงานที่ผู้วิจัยป้อนค่าเพื่อคำนวณหาค่าพลังงานที่จุดต่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.10 จุดทำงานของค่าที่คำนวณโดยใช้โปรแกรม Coolpack

Values at points in cycle

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	18.300	3.435	0.053781	362.733	1.5877
2	60.499	9.749	0.020068	382.657	1.5877
3	60.499	9.749	0.020068	382.657	1.5877
4	36.600	9.749	N/A	235.094	N/A
5	N/A	3.435	N/A	235.094	N/A
6	18.300	3.435	0.053779	362.733	1.5877
15	N/A	9.749	N/A	235.094	N/A

OK Print Copy Help

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของ บริษัท อีซีเอส จำกัด ขอสงวนสิทธิ์ในเนื้อหาและข้อมูลทั้งหมด ไม่สามารถนำออกจำหน่ายหรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากบริษัทฯ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

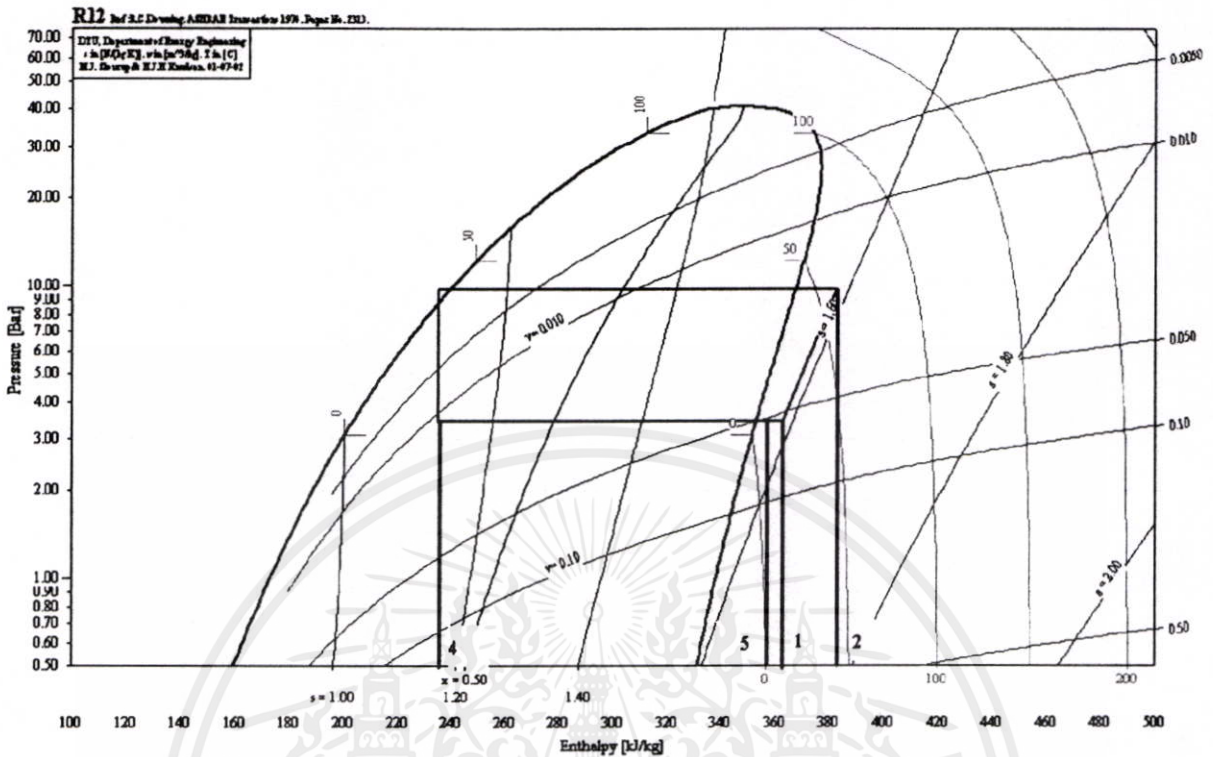
รูปที่ 3.11 ค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็นคำนวณโดยใช้โปรแกรม Coolpack

ค่ามาตรฐานจากข้อสมมติฐาน (3.7.2) สามารถหาค่าคุณสมบัติและคำนวณหาค่าพลังงานที่ต้องการทราบได้ดังนี้

ตารางที่ 3.3 ค่าการคำนวณจากวิเคราะห์ที่สภาวะการทำงานมาตรฐาน ARI

Item	°C	Enthalpy(kJ/kg)	v(m ³ /kg)	
1.Evaporating Temperature	3.3	-	-	
2.Evaporator outlet	9.3	$h_5 = 356.83$	-	superheated =6K
3.Suction Temperature	18.3	$h_1 = 362.733$	0.055781	
4.Condensing Temperature	40.6	-	-	
5.Discharge Temperature	60.5	$h_2 = 382.657$	-	Isentropic process
6.Liquid refrigerant inlet	36.6	$h_4 = 235.094$	-	$h_3 = h_4$
Power input (kJ/kg)	-	19.924	-	$= h_2 - h_1$
Evaporator capacity (kJ/kg)	-	147.563	-	$= h_5 - h_4$
Compressor capacity (kJ/kg)	-	127.639	-	$= h_1 - h_4$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.12 แผนภูมิภาพ แรงดัน-เอนทาลปี ของสภาวะมาตรฐาน ARI

ผู้วิจัยกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ เป็นสมมุติฐานในการวิจัยดังนี้

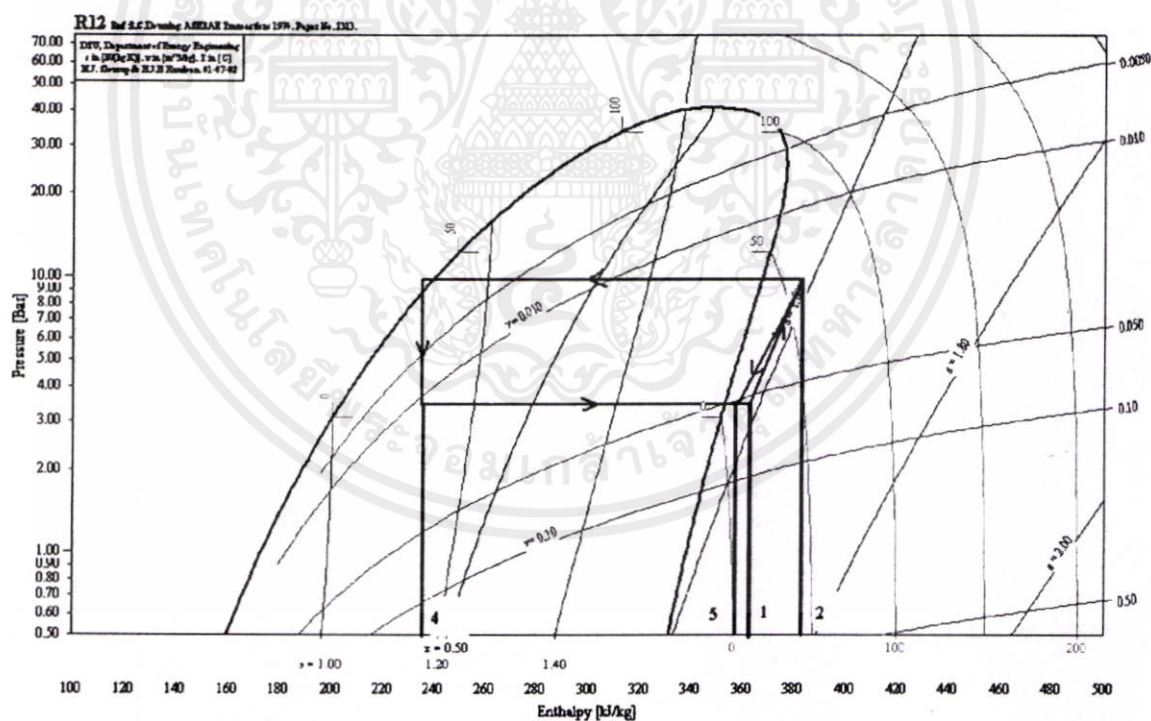
- Saturated condensing temperature = 105 °F [40.6 °C] (Water-cooled condenser)
- Liquid refrigerant temperature = 98.6°F [36.6 °C]
- Saturated evaporating temperature = 39.7 °F [4.3°C] (Evaporating temperature)
- Superheat temperature = 6 K (factory setting)
- Suction temperature = 65 °F [18.3 °C]

ใช้สารทำความเย็นเบอร์ 12 โดยการวิเคราะห์ ไม่คิดแรงดันสูญเสียในเส้นท่อ และ ให้การอัดเป็นแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic) โดยอุณหภูมิไอแวปโปเรเตอร์สูงขึ้นเนื่องจากการส่งผ่านไอร้อนมาทางด้านท่อดูด และอุณหภูมิก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ไม่เกิน 65°F ใช้จุดทำงานดังกล่าวไปหาค่าพลังงานต่อหน่วยกิโลกรัม (Enthalpy) จากแผนภูมิแรงดันและเอนทาลปี (p-h diagram) โดยผู้วิจัยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Coolpack

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.4 ค่าการคำนวณจากวิเคราะห์ที่สภาวะการทำงานสภาวะแบบใช้การควบคุมไอร้อน

Item	°C	Enthalpy(kJ/kg)	v(m ³ /kg)	
1.Evaporating Temperature	4.3	-	-	
2.Evaporator outlet	10.3	$h_5=357.270$	-	superheated =6K
3.Suction Temperature	18.3	$h_1=362.356$	0.051938	
4.Condensing Temperature	40.6	-	-	
5.Discharge Temperature	59.309	$h_2=381.760$	-	Isentropic process
6.Liquid refrigerant inlet	36.6	$h_4=235.094$	-	$h_3=h_4$
Power input (kJ/kg)	-	19.404	-	$= h_2-h_1$
Evaporator capacity (kJ/kg)	-	122.176	-	$= h_5-h_4$
Compressor capacity (kJ/kg)	-	127.262	-	$= h_1-h_4$



รูปที่ 3.13 แผนภูมิภาพ แรงดัน-เอนทาลปี ของสภาวะการทำงานสภาวะแบบใช้การควบคุมไอร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7.3 การเปรียบเทียบและวิเคราะห์ทฤษฎีตามสมมติฐาน

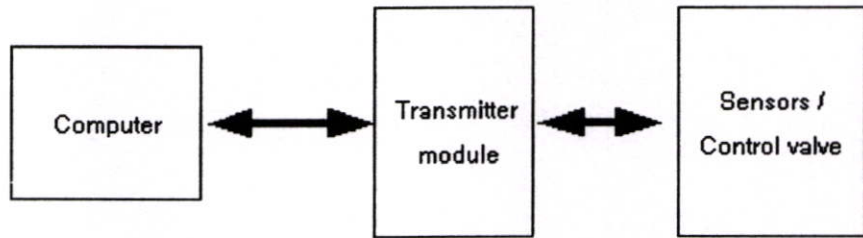
ตารางที่ 3.5 ข้อมูลเปรียบเทียบของระบบการทำงานมาตรฐานและ ระบบสมมติฐาน

Item	°C	Enthalpy(kJ/kg)	v(m ³ /kg)	
ARI standard: SST/SCT = +3.3/+40.6 °C , Suction temp. = 18.3 °C				
Power input (kJ/kg)	-	19.924	0.053781	= h ₂ -h ₁
Evaporator capacity (kJ/kg)	-	147.563	-	= h ₅ -h ₄
Compressor capacity (kJ/kg)	-	127.639	-	= h ₁ -h ₄
Bypass capacity control: SST/CST = +4.3/+40.6 °C, Suction temp. = 18.3 °C				
Power input (kJ/kg)	-	19.404	0.051938	= h ₂ -h ₁
Evaporator capacity (kJ/kg)	-	122.176	-	= h ₅ -h ₄
Compressor capacity (kJ/kg)	-	127.262	-	= h ₁ -h ₄
Evaporator capacity (kJ/kg)	-	122.176	-	= h ₅ -h ₄
SST = Saturated suction temperature , SCT = Saturated condensing temperature				

จากตารางผลชี้แจงให้เห็น ประสิทธิภาพที่ดีขึ้นในช่วงที่ผู้วิจัย ได้ตั้งเป็นข้อสมมติฐาน ใวนั้น โดยค่าการใช้พลังงานมีค่าลดลง ในช่วงที่ต้องการลดภาระการทำงานแบบใช้ไอร้อนผ่านทาง ด้านดูด ซึ่งสอดคล้องกับค่าปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ ที่น้อยลง แสดงให้เห็นว่า คอมเพรสเซอร์รับภาระในการอัดไอสารทำความเย็นน้อยลง

3.8 การรับ-ส่งข้อมูลผ่านคอมพิวเตอร์

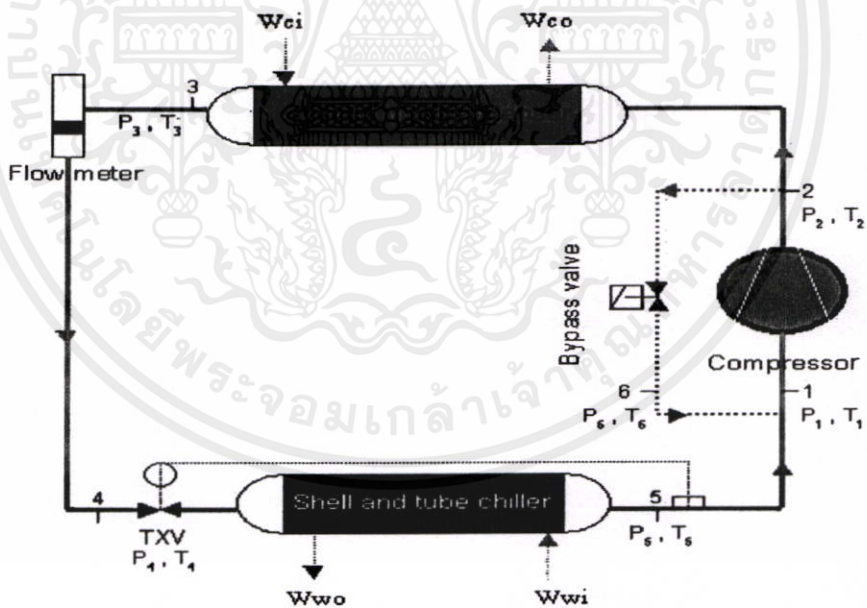
การรับส่งในรูปของข้อมูลของสภาวะต่างๆ ในชุดเครื่องทำความเย็น ซึ่งข้อมูลที่ต้องการทราบ นั้นได้แก่ อุณหภูมิ , แรงดัน , อัตราการไหลของสารทำความเย็น และ ค่าการใช้พลังงาน โดยค่าต่างๆ เหล่านี้สามารถใช้การวิเคราะห์ความสามารถของระบบ รวมทั้งใช้ในการควบคุมสั่งงานอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติมได้อีกด้วย เนื่องจากค่าตัวแปรที่ต้องการทราบในการวิจัยนี้ มีหลายค่าซึ่งต้องทราบพร้อมๆกันในเวลาเดียว และต้องมีการสั่งให้วาล์วควบคุมการเปิดและปิดไอร้อนของสารทำความเย็นให้ทำงานได้เหมาะสม จึงได้นำระบบคอมพิวเตอร์และโปรแกรมคอมพิวเตอร์มาเพื่อบันทึกค่าต่างๆโดยรายละเอียดของโครงสร้างของการวัดและบันทึกค่าต่างๆมีดังนี้



รูปที่ 3.14 การทำงานของชุดรับส่งข้อมูล

3.8.1 การวัดอุณหภูมิ และ วาล์วควบคุม

3.8.1.1 การวัดค่าอุณหภูมิ ใช้การวัดค่าจากผิวท่อของวงจรรของสารทำความเย็นและหุ้มฉนวนในจุดที่ต้องการวัดเพื่อป้องกันผลกระทบจากอุณหภูมิบรรยากาศและวัดค่าภายในท่อน้ำเย็นโดยการฝังตัววัดไว้สัมผัสโดยตรงภายในท่อน้ำเย็น จุดที่ต้องการทราบค่าอุณหภูมิมีดังนี้



รูปที่ 3.15 จุดวัดหาค่าอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้วยค่า
 1.1 Suction temperature: T_1 ใช้วัดหาค่าอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ ถูกติดตั้งที่ผิวท่อใกล้กับวาล์วปิดด้านดูด (Suction shut-off valve)

- 1.2 Discharge temperature: T_2 ใช้วัดหาค่าอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ถูกติดตั้งที่ผิวท่อใกล้ห่างจากวาล์วปิดด้านจ่าย (Suction shut-off valve) ประมาณ 10 เซนติเมตร ตามคำแนะนำของผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์ [21]
- 1.3 Liquid temperature: T_3 ใช้วัดหาค่าอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ถูกติดตั้งที่ผิวท่อที่ทางออกของสารทำความเย็นที่ คอนเดนเซอร์เพื่อหาค่า ของเหลวอิ่มตัว (Subcooled)
- 1.4 Evaporating temperature: T_4 ใช้วัดหาค่าอุณหภูมิกอยล์เย็น ถูกติดตั้งที่ผิวท่อที่ทางออกของวาล์วลดความดัน (Thermostatic expansion valve) ซึ่งเป็นจุดที่สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวระเหยกลายเป็นไอสารทำความเย็น
- 1.5 Evaporating outlet temperature: T_5 ใช้วัดหาค่าอุณหภูมิที่ทางออกคอยล์เย็น เพื่อหาค่า ของไอร้อนยวดยิ่ง(Superheat)
- 1.6 hot gas outlet temperature: T_6 ใช้วัดหาค่าอุณหภูมิที่ทางออกของวาล์วควบคุมไอร้อน
- 1.7 Chiller inlet: W_{wi} วัดหาค่าอุณหภูมิน้ำที่กลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็น
- 1.8 Chiller outlet: W_{wo} วัดหาค่าอุณหภูมิน้ำที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น
- 1.9 Condenser inlet: W_{ci} วัดหาค่าอุณหภูมิน้ำที่เข้ามาระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์

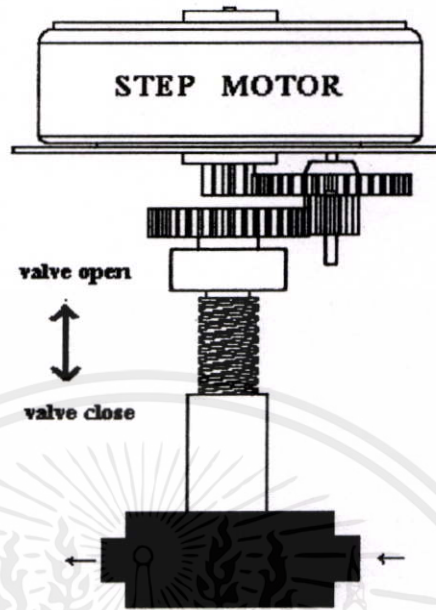
3.8.1.2 วาล์วควบคุมไอร้อนของสารทำความเย็น

วาล์วควบคุมไอร้อนของสารทำความเย็น ได้ออกแบบขนาดของวาล์วตามคำแนะนำของผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์ [22] ให้ขนาดท่อที่ต่อเชื่อมเพื่อระบายไอร้อนของสารทำความเย็นให้มีขนาดเล็กกว่าท่อของสารทำความเย็นด้านจ่าย(Discharge line) 1 ถึง 2 ขนาด โดยขนาดท่อด้านจ่ายของชุดทดลองที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3/8 นิ้ว หรือ 9.52 มิลลิเมตร ผู้วิจัยจึงเลือกขนาดวาล์วไอร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1/4 นิ้ว หรือ 6.35 มิลลิเมตร

3.9 การควบคุมการทำงานของวาล์วควบคุมไอร้อน

เนื่องจากการวิจัยนี้ต้องการให้มีการควบคุมไอร้อนของสารทำความเย็นโดยการสั่งงานอย่างต่อเนื่องจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ผู้วิจัยจึงเลือกชุดทำงานเฟืองตัวขับและเฟืองตัวตามที่ใช้ขับ(Direct actuator) ยี่ห้อ VEXTA รุ่น PK 245 -01A-C82

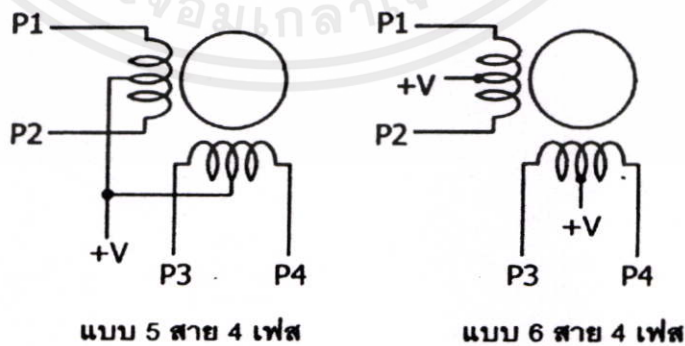
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.16 ลักษณะการทำงานของวาล์วควบคุมไอร้อน

3.9.1 วงจรการควบคุมการเปิดและปิดของวาล์วควบคุมไอร้อน

มอเตอร์ของวาล์วควบคุมเป็นสเต็ปมอเตอร์ แบบยูนิโพลาร์[23] มีลักษณะการพันขดลวดของมอเตอร์ดังรูปที่ 17 ซึ่งมีการพันขดลวด 2 ขดบนแต่ละขั้วแม่เหล็กของสเตเตอร์ แต่ละขดแบ่งเป็น 2 เฟส รวมมอเตอร์ทั้งตัวจะมี 4 เฟส คือ เฟส 1,2,3 และ 4 มีการต่อสายออกมาจากขดลวดแต่ละขดเพื่อจ่ายไฟเลี้ยง ทำให้มีสายไฟฟ้า 6 เส้น ถ้า 5 เส้น คือการต่อร่วมไฟเลี้ยงขดลวด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 3.17 โครงสร้างพื้นฐานของสเต็ปมอเตอร์แบบยูนิโพลาร์

การกระตุ้นและควบคุมการหมุนให้มอเตอร์เคลื่อนที่ทำได้โดยการจ่ายกำลังไฟฟ้าไปยังขดลวดแต่ละขดบนสเตเตอร์ ตามวงจรถ่ายงาน ดังตาราง

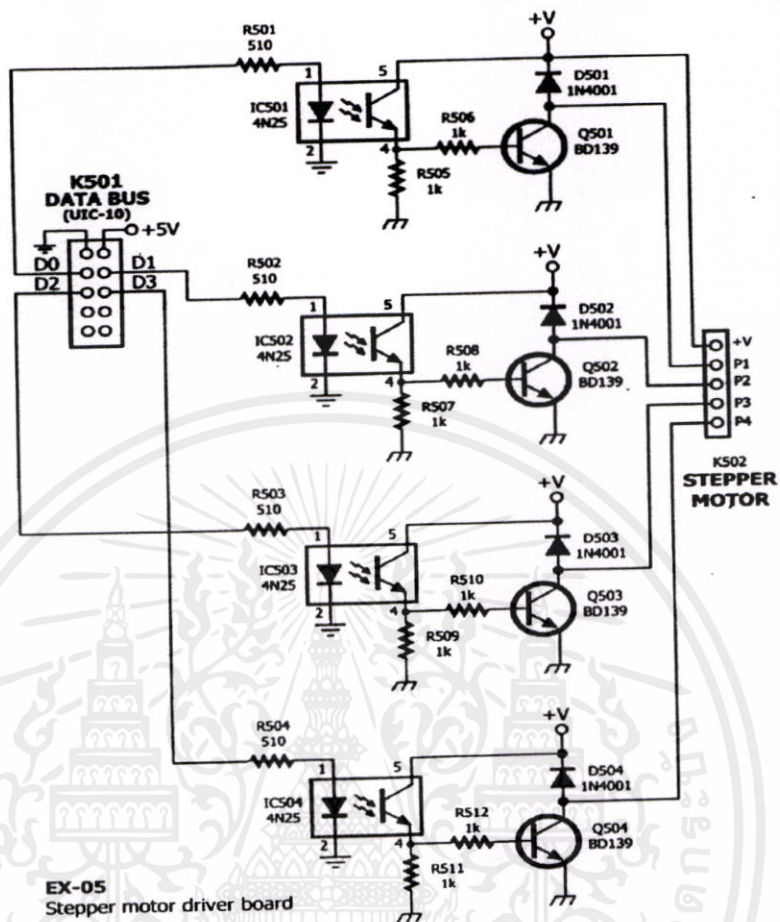
ตารางที่ 3.6 รูปแบบการขับสเต็ปมอเตอร์แบบฟลูตสเต็ป 2 เฟส

สเต็ปที่	เฟสที่ 1	เฟสที่ 2	เฟสที่ 3	เฟสที่ 4
1	ทำงาน	ทำงาน	-	-
2	-	ทำงาน	ทำงาน	-
3	-	-	ทำงาน	ทำงาน
4	ทำงาน	-	-	ทำงาน

การเปิดวาล์วทำได้โดยป้อนสัญญาณไฟไปตามสเต็ปที่ 1,2,3 และ 4 ตามลำดับ ส่วนการกลับทางหมุน หรือปิดวาล์วทำได้โดยป้อนสัญญาณไฟไปตามสเต็ปที่ 4,3,2 และ 1 ตามลำดับ โดยมอเตอร์รุ่นนี้มีค่าความละเอียดในการหมุน 7.5 องศาต่อสเต็ป มีความละเอียดในการหมุนมอเตอร์ตัวขับ 48 ตำแหน่ง เนื่องจากการทดรอบของฟันเฟืองทำให้มอเตอร์ตัวขับหมุนได้ 2 รอบการทำงานหรือ 96 ตำแหน่ง หรือ สเต็ป จำนวนครึ่งในการป้อนสัญญาณไฟ เพื่อให้วาล์วเปิดที่ตำแหน่งกว้างที่สุด

แผนวงจรไฟฟ้าที่ผู้วิจัยใช้ เป็นแผนวงจรสำเร็จรูปสำหรับการขับสเต็ปมอเตอร์แบบยูนิโพลาร์ ส่วนอินพุท ที่เชื่อมต่อกับพอร์ตขนานของคอมพิวเตอร์ การเชื่อมต่อภายในใช้ออปโตคัปเปอรในการถ่ายทอดสัญญาณ ควบคุมของวงจรถ่ายงาน EX-05 แสดงในรูปที่ 18 สัญญาณอินพุทมาจากสายข้อมูล (Data bus) เชื่อมต่อ P-Board (ซึ่งผู้วิจัยจะอธิบายในหัวข้อถัดไป) แล้วส่งไปขับ LED อินฟราเรดซึ่งอยู่ภายในออปโตคัปเปอร IC501-IC504 โดยผ่านตัวต้านทาน R501-R504 เบอร์ BD139 เพื่อขับมอเตอร์เมื่อทำการป้อนลอจิก "1" ให้กับออปโตคัปเปอร จะทำให้ LED ภายในออปโตคัปเปอร กระตุ้นให้ไฟได้ทรานซิสเตอร์ทำงาน เกิดแรงดันผ่านตัวต้านทาน ป้อนเข้าที่ขาเบสของทรานซิสเตอร์ ทำให้ BD-139 นำกระแส เสมือนว่าขดลวดด้านหนึ่งต่อลงกราวด์ เกิดกระแสไหลผ่านขดลวด ทำให้เกิดการหมุนขึ้น การหมุนของสเต็ปมอเตอร์ขึ้นอยู่กับข้อมูลที่ป้อนดังที่กล่าวมาข้างต้นแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

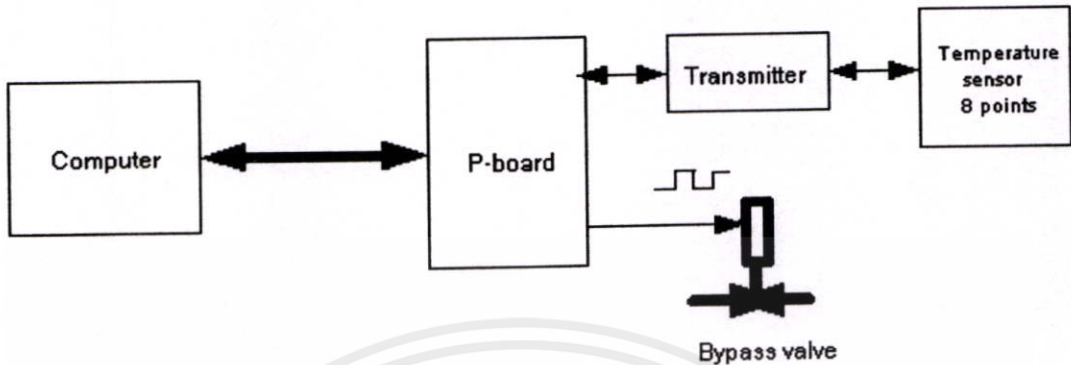


รูปที่ 3.18 วงจรสมบูรณของ EX-05 บอร์ดขับสเต็ปมอเตอร์แบบยูนิโพลาร์

3.10 ชุดส่งผ่านข้อมูล (Transmitter module)

ชุดส่งผ่านข้อมูลประกอบไปด้วย ชุดวงจรควบคุมการปิดและเปิดของวาล์วควบคุมไอร้อนของสารทำความเย็น(Board,EX-05) ชุดเชื่อมต่อสัญญาณกับคอมพิวเตอร์(P-board)และอุปกรณ์รับสัญญาณจากตัววัดอุณหภูมิ (temperature sensor) รูปแบบการทำงานของ ชุดควบคุมทั้งสามอธิบายได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.19 ชุดส่งผ่านข้อมูลและสัญญาณควบคุมระหว่างคอมพิวเตอร์กับอุปกรณ์

ชุดเชื่อมต่อสัญญาณกับคอมพิวเตอร์(P-board) ทำหน้าที่เป็นจุดรับสัญญาณจากวัดตัวอุณหภูมิซึ่งให้ค่าความต้านทานไฟฟ้าเปลี่ยนแปลงเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนไปผ่านทางจรรยาของสัญญาณ(Temperature Transmitter)ให้อยู่ในรูปของสัญญาณ 0 ถึง 5 โวลต์ เพื่อวัดค่าช่วงอุณหภูมิระหว่าง 0 ถึง 80 องศาเซลเซียส (Analog signal) ค่าความสัญญาณไฟฟ้าของตัววัดอุณหภูมิจะถูกนำมาเป็นค่าอุณหภูมิที่ใช้เป็นตัวชี้วัดการทำงาน หรือ ใช้ในการประมวลผลการทำงานของวาล์วควบคุมไอร้อนต่อไป

3.11 โปรแกรมที่ใช้ในการวัดค่าอุณหภูมิและควบคุมกระบวนการ

ผู้วิจัยเขียนโดยใช้โปรแกรมไมโครซอฟท์วิซวลเบสิก (Microsoft visual basic)ติดต่อผ่านพอร์ตขนานของคอมพิวเตอร์เพื่อรับค่าอุณหภูมิผ่านทาง P-board และส่งสัญญาณควบคุมวาล์วผ่านทาง board EX-05 โดยโปรแกรมเป็น 4 ส่วน คือ ส่วนแสดงค่าอุณหภูมิ , ส่วนตั้งค่าอุณหภูมิเพื่อควบคุม , ส่วนการทำงานอัตโนมัติและส่วนป้องกันการผิดพลาด , ส่วนเก็บข้อมูลย้อนหลัง มีรายละเอียดดังนี้

3.11.1 ส่วนแสดงค่าอุณหภูมิ (Temperature monitoring)

- + Suction temperature : วัดสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์
- + Discharge temperature : วัดสารทำความเย็นหลังคอมเพรสเซอร์อัดจนความดันสูงแล้ว
- + Liquid line leaving temperature : วัดสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์
- + Evaporating temperature : วัดอุณหภูมิคอยล์เย็น
- + Water leaving chiller : วัดน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น
- + Water entering chiller : วัดน้ำร้อนที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารของงานวิจัยที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ผ่านการพิจารณาจากผู้เกี่ยวข้อง

+ Evaporator outlet temperature : วัดสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์เย็น

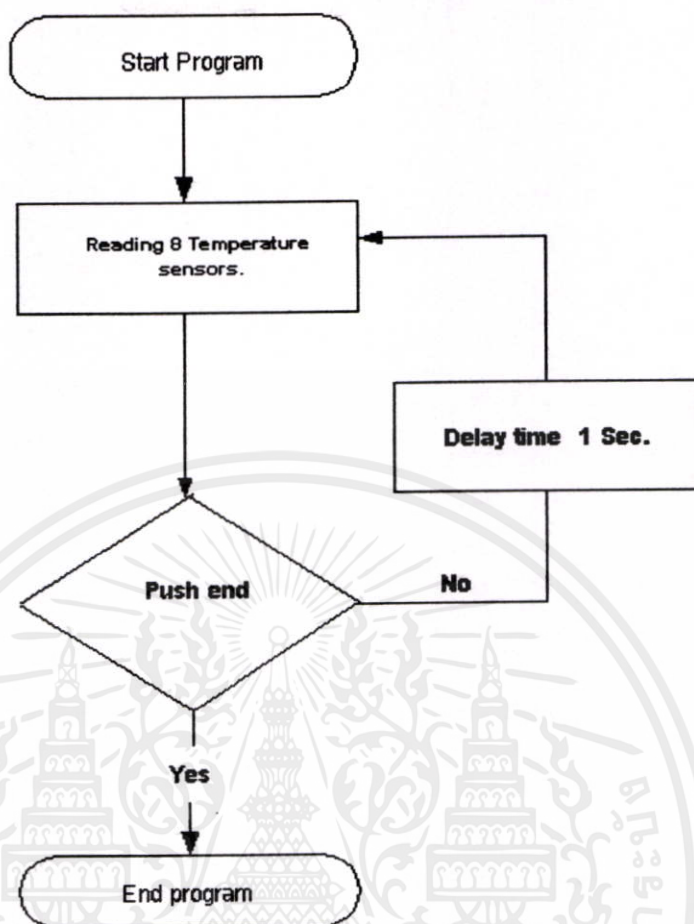
+ Cool-gas bypass leaving bypass valve : วัดสารทำความเย็นที่ออกจากวาล์วควบคุม



รูปที่ 3.20 โปรแกรมควบคุมการทำงาน

ค่าที่แสดงผลแบบอัตโนมัติเมื่อเปิดโปรแกรมขึ้นมา ซึ่งผู้วิจัยป้อนค่าเวลาในการอ่านค่าอุณหภูมิทุกๆ 1 วินาที อยู่ในช่อง Process ของ control มีค่าเป็นองศาเซลเซียส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.21 แสดงโฟลว์ชาร์ทการทำงานการอ่านค่าอุณหภูมิ

3.11.2 ส่วนตั้งค่าอุณหภูมิเพื่อควบคุม (Standard setpoint)

ตารางที่ 3.7 การตั้งค่าในโปรแกรมควบคุมการทำความเย็น

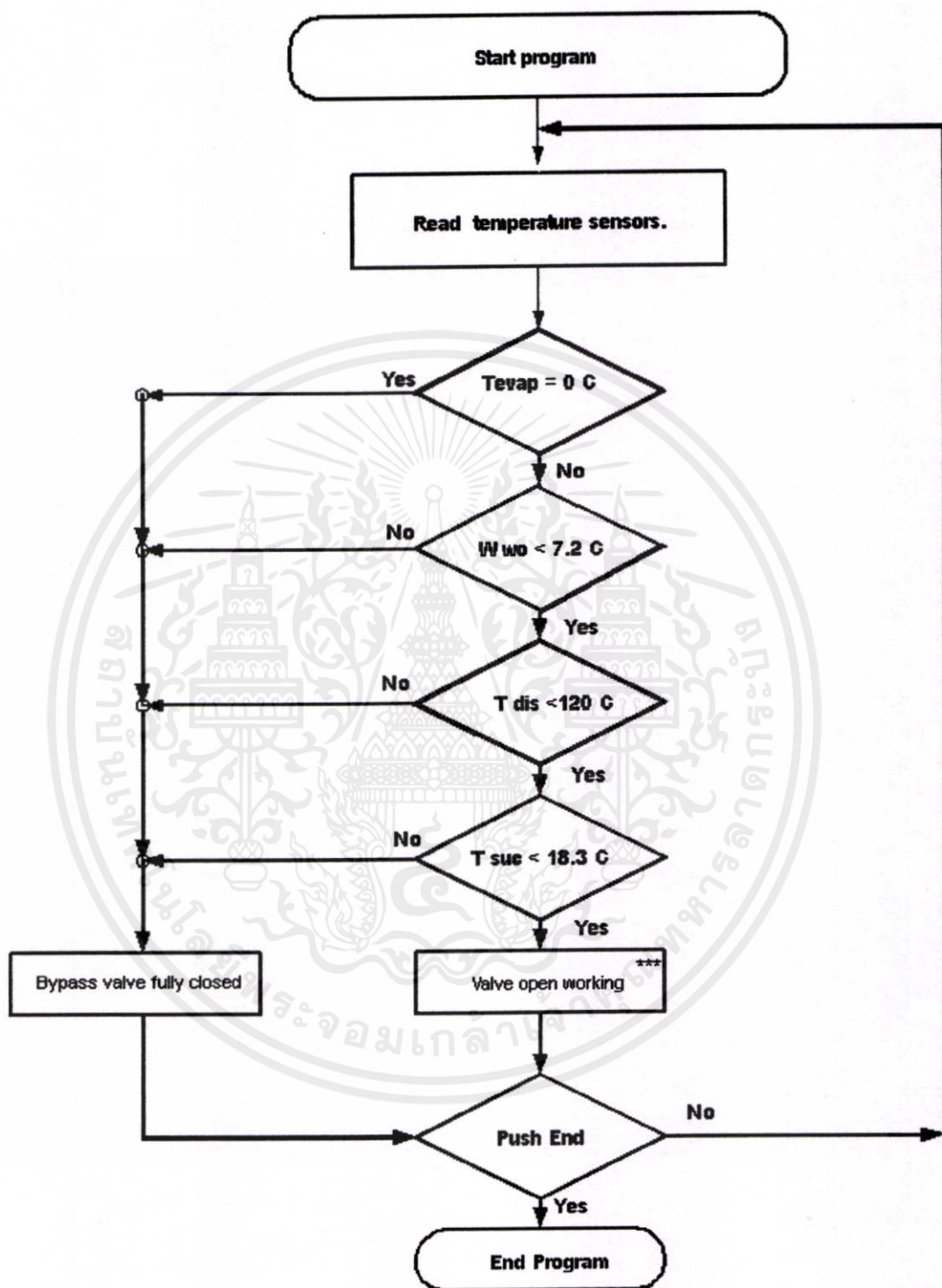
General Items	Setpoint	Cut-off	สาเหตุการยกเลิกการทำงาน
	°C	°C	
1.Suction temperature (T _{suc})	18.3	18.3	อุณหภูมิก่อนเข้าคอมฯสูงเกินไป
2. Discharge temperature (T _{dis})	120	120	อุณหภูมิด้านจ่ายสูงเกินไป
3.Evaporating temperature (T _{evap})	3.3	0	คอยล์เย็นเป็นน้ำแข็ง
Items for control valve	Setpoint	Cut-in	สาเหตุการทำงาน
1.Water leaving chiller (W _{wo})	7.2	7.2	อุณหภูมิน้ำเย็นต่ำเกินไป

จากตารางที่ 3.6 จุด cut-off คือจุดที่สั่งให้อุปกรณ์บางชนิดหยุดทำงาน , cut-in คือจุดที่สั่งให้อุปกรณ์บางชนิดหยุดทำงาน

ค่าที่ผู้วิจัยได้กำหนดเป็น setpoint เช่น ค่า Suction temperature ,Discharge temperature ผู้วิจัยได้ใช้มาตรฐานของผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์ [1] , ในส่วนของค่า Evaporating temperature ผู้วิจัยได้ใช้มาตรฐานของผู้ผลิตซิลเลอร์ [24] ,Water leaving chiller ผู้วิจัยได้ใช้มาตรฐานของ ARI [2]



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



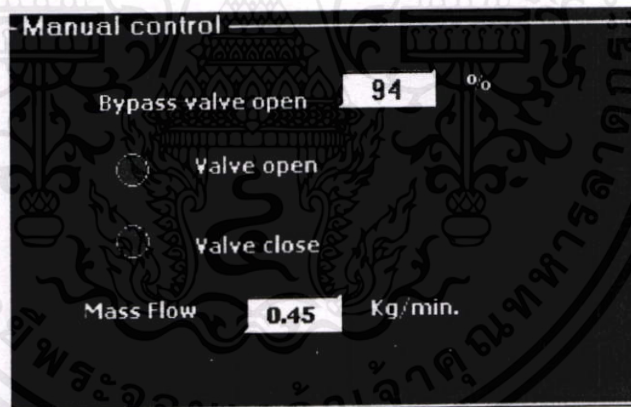
รูปที่ 3.22 แสดงไฟล์ซอร์ซโค้ดการทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์และห้ามเผยแพร่โดยไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.11.3 ส่วนการทำงานอัตโนมัติ

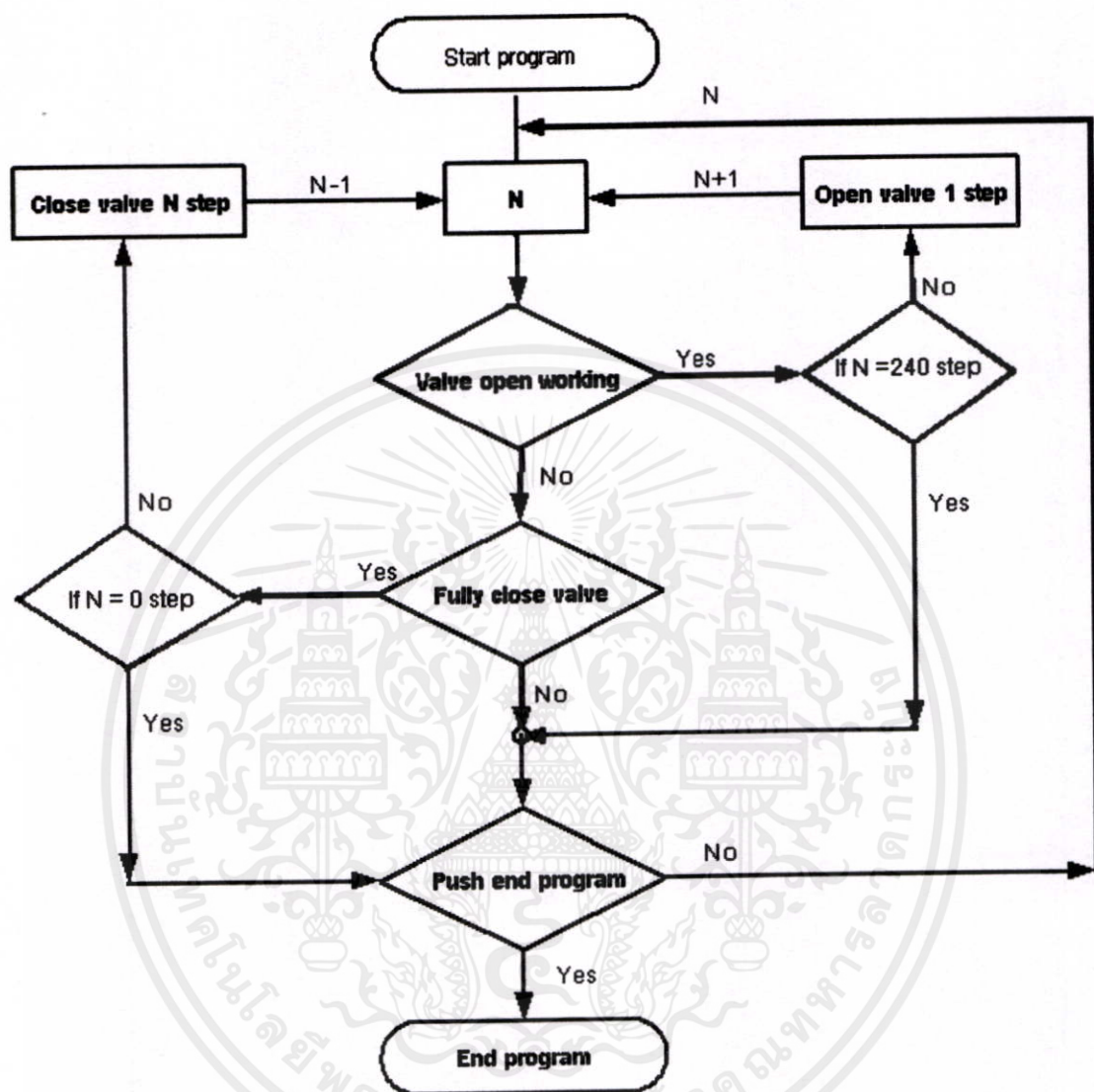
การควบคุมวาล์วบายพาสไอร้อนของสารทำความเย็นจะเริ่มทำงานอย่างอัตโนมัติเมื่อสั่งให้โปรแกรมทำงาน โดยใช้คำสั่ง Enable ที่ Control valve

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ผู้วิจัยได้ออกแบบป้องกันและตรวจสอบการทำงานของวาล์วควบคุมการบายพาสไอร้อนโดยแสดงในลักษณะของเปอร์เซ็นต์การเปิดและปิดวาล์วโดยใช้สัญญาณการเปิดและปิดวาล์วเป็นค่าที่ใช้ในการบอกตำแหน่งของวาล์วควบคุม เพื่อให้ผู้ใช้งานได้ทราบ โดยค่าที่แสดงอยู่บนมาจากการนับลูกคลื่นสัญญาณที่ส่งไปควบคุมวาล์วหักล้างกับตำแหน่งการเลื่อนตำแหน่งของชุดฟันเฟือง และมีช่องให้กรอกค่าปริมาณการไหลของสารทำความเย็น และ ค่าการใช้พลังงานเพื่อเก็บข้อมูลไว้วิเคราะห์ต่อไป โดยวาล์วรับคำสั่งการเปิดมากที่สุด 240 สเต็ป โดยใน ส่วนการทำงานนี้รับคำสั่งการเปิดวาล์วทีละสเต็ปเพื่อเปิดวาล์ว และจะมีการตรวจสอบตำแหน่งเพื่อป้องกันการการสั่งงานผิดพลาดดูได้จากรูปภาพที่ 3.24



รูปที่ 3.23 แสดงการเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์วควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.24 แสดงไฟล์ชาร์ทการทำงานโปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.11.4 ส่วนเก็บข้อมูลย้อนหลัง (Data logger)

โปรแกรมควบคุมสามารถบันทึกผลเพื่อสามารถนำไปวิเคราะห์ได้โดยใช้คำสั่งที่ Data logger เริ่มการทำงานโดยใช้คำสั่งสตาร์ท (Start) และบันทึกข้อมูลให้อยู่ในรูปของ Text file (*.txt) ซึ่งสามารถนำข้อมูลที่ได้ไปสร้างกราฟได้อีกด้วย

- Control Panel -

> Degree celcius <

Items	Process	Setpoint
Suction temperature	16.5	18.3
Discharge gas temperature	66.1	120
Liquid line leaving condenser	33.4	
Evaporating temperature	3.3	3.3
Water leaving chiller	7.4	7.2
Water entering chiller	8.9	
Evaporator outlet temperature	9.9	
Cool-gas leaving bypass valve	16.7	

Times :: Tsuc - Tdis - Tliq - Tevp - Wlev - Went - Teoh - Tbyv - Mass - Watt

3:41:38	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	571	:	▲
3:41:48	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	575	:	
3:41:58	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	575	:	
3:42:08	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	575	:	
3:42:18	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	575	:	☰
3:42:28	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	575	:	
3:42:38	::	16.5	:	66.1	:	33.4	:	3.3	:	7.4	:	8.9	:	9.9	:	16.7	:	0.45	:	575	:	▼

รูปที่ 3.25 แสดงข้อมูลที่ถูกรบันทึก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง

4.1 บทนำ

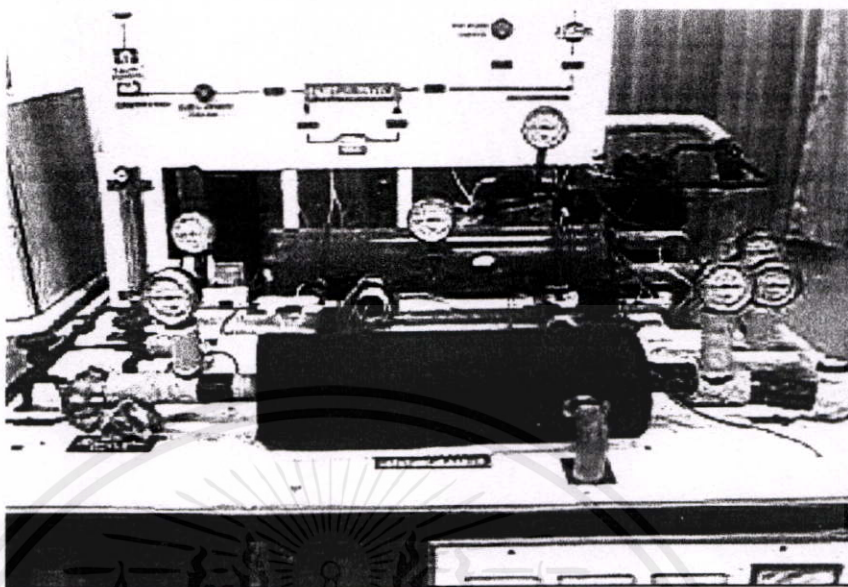
การทดลองหาประสิทธิภาพในการควบคุมการทำความเย็นในช่วงที่ภาระความร้อนของระบบน้อยลง คือ เมื่อความร้อนจากระบบมีค่าน้อยกว่าการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็น อุณหภูมิที่จุดนั้นก็จะมีค่าต่ำลงไปจากเดิม ดังนั้นการทดลองการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น ได้มุ่งเน้นไปที่จะควบคุมการทำความเย็นในช่วงที่ภาระการทำความเย็นน้อยกว่าความสามารถในการทำความเย็นของเครื่อง จึงได้แบ่งการทดสอบเป็น 3 รูปแบบเพื่อทดสอบและเปรียบเทียบประสิทธิภาพ คือ

1. การทดสอบเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI
2. การทดลองในช่วงภาระความร้อนลดลงโดยควบคุมความเร็วมอเตอร์
3. การทดลองในช่วงภาระความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำงานของวาล์วไอสารทำความเย็น

4.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

ชุดทดสอบการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์มาควบคุมการทำความเย็นโดยใช้การบายพาสไอสารทำความเย็น ผู้วิจัยได้เลือกเครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็ก เนื่องจากสามารถหาค่าความสามารถในการทำความเย็น ได้ง่ายกว่าอากาศ ซึ่งชุดทดสอบประกอบด้วย เครื่องมือและรายละเอียดดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.1 ชุดทดสอบเครื่องทำน้ำเย็น

4.2.1 อุปกรณ์ในเครื่องทำน้ำเย็น แยกเป็นวงจรสารทำความเย็นและวงจรน้ำเย็น

โดยวงจรสารทำความเย็นอุปกรณ์ดังนี้

1. Open type reciprocating compressor with 3 phase Induction motor 1hp
2. Shell and tube water condenser , Shell and tube water chiller
3. Refrigerant receiver tank
4. Refrigerant flow meter
5. Refrigerant stop valve
6. Thermostatic expansion valve
7. Insulation , pressure gauge panel Temperature sensor panel
8. Chiller & condenser water pump
9. Chiller storage & expansion tank

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 แสดงรายละเอียดข้อมูลคอมเพรสเซอร์ (Tecumseh – CE2300)

General Items	Description
Type	Reciprocating 2 cylinder
Bore	1-1/2 inch
Stroke	1-7/16 inch
Displacement volume (415 rpm)	2.07 m ³ /h
Suction valve connection	1/2 inch
Discharge valve connection	3/8 inch
Pulley compressor	8-1/2 inch. 1B
Pulley motor	2-1/2 inch
Refrigerant	12



รูปที่ 4.2 คอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในชุดทำเครื่องน้ำเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

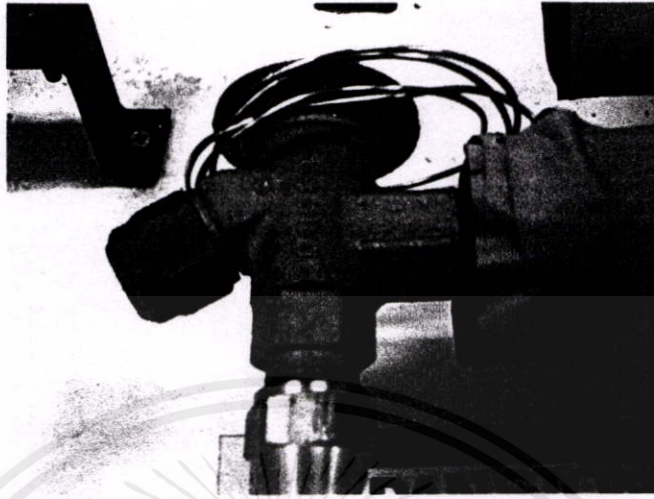
ตารางที่ 4.2 แสดงรายละเอียดข้อมูลอุปกรณ์อื่นๆในชุดเครื่องทำน้ำเย็น

General Items	Description
Shell and tube water condenser / pump	water flow 3.434 gpm. , water 32/37 °C
Shell and tube water chiller/ pump	water flow 1.849 gpm. , water 8.5/7 °C
Thermostatic expansion valve	Danfoss TEF2 orifice no.03
Flow meter	ABB range 0.25 to 2.7 kg/min
Liquid line Filter drier	ALCO connection port 1/4 inch.
Liquid line Sight glass	Sporlan connection port 1/4 inch.



รูปที่ 4.3 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นสถานะของเหลว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 แสดงเทอร์โมสเตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว

ซึ่งผู้วิจัยใช้ค่ามาตรฐานของโรงงานผลิต ที่ตั้งค่าไอร้อนยวดถึง (Superheat) ที่ 6 K



รูปที่ 4.5 แสดงค่าแรงดันของสารทำความเย็นที่อีแวปโปเรเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ค่าแรงดันอีแวปโปเรเตอร์ สามารถอ่านได้จากตัววัดความดันที่ทางออกของเอ็กซ์แพนชันวาล์ว
ซึ่งเป็นจุดที่สารทำความเย็นที่เดิมมีสถานะเป็นของเหลว กลายเป็นไอ ความดัน ต่ำแล้ว

ค่าแรงดันคอนเดนเซอร์ สามารถอ่านได้จากตัววัดความดันที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ตามมาตรฐาน ARI [1]

4.2.2 อุปกรณ์ไฟฟ้าและ การวัดค่ากำลังไฟฟ้า มีอยู่ 2 ชนิดที่ใช้ในการทดลอง คือ Watt panel meter ในการวัดกระแสมอเตอร์ แบบ 3 เฟส 380 โวลต์ และ ตัวปรับความถี่ไฟฟ้า (Inverter)

มอเตอร์ไฟฟ้า ที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ MITSUBISHI model SF-JR 3 phase , 1 hp. 380 volt , 2 Amp., Frame 80M , Insulation CLASS B

อินเวอร์เตอร์ ที่ใช้ในการปรับความเร็วรอบการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ Novem model NSI-4-001 1 H.P. 380 volt 3.5 Amp.

วัตต์มิเตอร์ ซึ่งเป็นอุปกรณ์วัดการใช้พลังงานไฟฟ้า ให้หน่วยเป็น วัตต์ ยี่ห้อ SAGI model SG-96 range 0 – 3 kW.

ฮีตเตอร์แห้ง ขนาด 1,500 วัตต์ และ อุปกรณ์การปรับความร้อน(Heater dimmer) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างภาวะความร้อนให้กับเครื่องทำน้ำเย็น หากระบบต้องการลดภาวะความร้อนทำได้โดยใช้อุปกรณ์การปรับความร้อน ปรับแต่งที่อุปกรณ์ได้ทันที

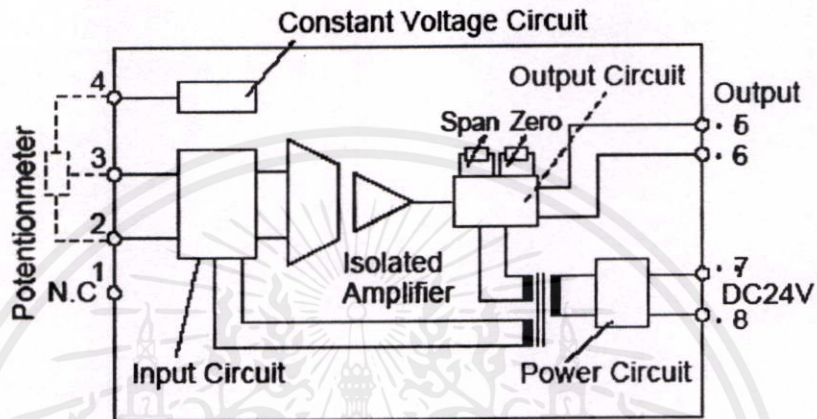
4.3 การอ่านข้อมูลในการทดลอง

4.3.1 การปรับค่าเกจวัดความดัน และค่าตัวอุณหภูมิ

เนื่องจากการใช้เซนเซอร์หลายตัวจึงต้องมีความปรับเทียบให้เกิดความแม่นยำมากที่สุด โดยการปรับเทียบเกจความดันทำโดยความเย็นแล้ว ก่อนทำการทำสุญญากาศในระบบ ซึ่งขณะนั้น แรงดันในเส้นท่อ เท่ากับแรงดันในบรรยากาศ (0 psig) จึงสามารถตั้งค่าที่ตัวเกจ จะมีปุ่มปรับศูนย์ให้เกจความดันทุกตัวมีค่าที่ศูนย์เท่ากันทั้งหมด จากนั้นให้ทำการตรวจสอบการรั่วโดยอัดไนโตรเจนเข้าระบบ เมื่อตรวจสอบว่าไม่มีการรั่วแล้ว ให้ปล่อยความดันในท่อเท่ากับศูนย์เกจ (0 psig) อีกครั้งเพื่อปรับตั้งให้แม่นยำยิ่งขึ้น

ตัววัดอุณหภูมิเป็นชนิด PTC (Positive temperature coefficient) คือความต้านทานไฟฟ้าเพิ่มเมื่ออุณหภูมิที่ตัววัดค่าเพิ่มขึ้น สามารถวัดค่าได้ช่วง -20 ถึง $+80$ °C โดยคุณสมบัติของความต้านทานที่เพิ่มขึ้นนี้ ผู้วิจัยจึงได้นำค่าดังกล่าว มาแปลงเป็นสัญญาณไฟฟ้าเพื่อแปลงค่าเป็นอุณหภูมิ โดยมีการเปรียบเทียบกับเครื่องวัดอุณหภูมิมาตรฐาน ยี่ห้อ Dixell รุ่น

XR 100C ซึ่งใช้ PTC sensor รุ่นเดียวกันวัดค่าจุดอ้างอิง ที่ 0 ถึง +70 °C ผ่านอุปกรณ์แปลงสัญญาณ Transmitter ยี่ห้อ Asahi รุ่น TZ-5B-1 เพื่อแปลงค่าเป็น สัญญาณ 1 ถึง 5 โวลต์เพื่อเป็นสัญญาณในการประมวลผลเป็นอุณหภูมิต่อไป



รูปที่ 4.6 แสดงวงจรการวัดค่าของตัววัดอุณหภูมิ

การเทียบมาตรฐานตัววัดอุณหภูมิทำโดยป้อนสัญญาณ Input ที่ 0% (0°C) ของ Input Range ปรับปุ่ม "ZERO" ให้ได้ค่า Analog Output มีค่าต่ำสุดของ Output Range แล้ว ป้อนสัญญาณ Input ที่ 100% (+70°C) ของ Input Range ปรับปุ่ม "SPAN" ให้ได้ค่า Analog Output มีค่าสูงสุดของ Output Range (1 to 5 volt)

4.3.2 การอ่านค่าความดันของสารทำความเย็น (barg.)

ความดันไอแบริเตอร์ (Evaporating pressure) อ่านจากเกจวัดความดันที่ทางออกของเอ็กซ์แพนชันวาล์ว , ความดันตกคร่อมในไอแบริเตอร์ (Pressure drop) อ่านจากเกจวัดแรงดันที่ทางออกของไอแบริเตอร์ , ความดันดูด (Suction pressure) อ่านจากเกจวัดความดันที่ตำแหน่งก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์, ความดันด้านจ่าย (Discharge pressure or Condensing temperature) อ่านจากเกจวัดความดันที่ตำแหน่งทางออกคอมเพรสเซอร์ซึ่งใกล้ๆกับทางเข้าคอนเดนเซอร์, ความดันตกคร่อมในคอนเดนเซอร์ (Pressure drop) อ่านจากเกจวัดความดันที่ทางออกของคอนเดนเซอร์ การอ่านค่าให้อ่านใน

ช่วงที่ระบบมีการปรับตัวอย่างสมดุลแล้ว หรือมีเฟสของเหลวอิ่มตัวทางด้านท่อน้ำยาเหลว และมีค่าของอุณหภูมิและความดันมีค่าคงที่เป็นเวลานาน

4.3.3 การอ่านค่าอุณหภูมิ และ อัตราไหลของสารทำความเย็น

ค่าอุณหภูมิได้แสดงอยู่ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์แล้ว สามารถบันทึกตามช่วงเวลาที่ต้องการได้ แต่ค่าอัตราไหลของสารทำความเย็นจะบันทึกได้ตลอดเวลาในโปรแกรม

4.3.4 การอ่านค่าการใช้พลังงาน

ค่าการใช้พลังงานของมอเตอร์อ่านได้จากวัตต์มิเตอร์ที่ได้ติดตั้งไว้

4.4 การทดสอบเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI

จากค่ามาตรฐานเครื่องทำน้ำเย็น ARI 550/590-1998 และ ค่ามาตรฐานชุดเครื่องอัดไอแบบลูกสูบ ARI 540/1999 จากตารางที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ผู้วิจัยได้นำมาใช้เป็นจุดอ้างอิงในการทำงานของชุดทดสอบโดยสภาวะการทำงานของชุดทดสอบมีดังนี้

ตารางที่ 4.3 สภาวะการทดสอบเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI

ITEMS	Setpoint
Evaporating temperature	+3.3 °C
Condensing temperature	+40.6 °C
Water outlet chiller	+6.7 °C
Water inlet chiller	+12.8 °C
water chiller flow	2.4 gpm/ton
water condenser flow	3 gpm / ton

การควบคุมภาระความร้อนของน้ำเย็น คือ หากอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าซิลเลอร์เริ่มมีค่าลดลงภาระความร้อนลดลง ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์มีค่าลดลงตามไปด้วยเนื่องจากคอมเพรสเซอร์ทำงานที่สภาวะคงที่ การทดลองนี้จะเป็นการสังเกตการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นที่การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น +6.7 ถึง 8.3 °C หรือ +44 ถึง 47 °F โดยเป็นการบันทึกค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่การเปลี่ยนแปลงทุกๆ 1 °F การทดสอบนี้เป็นการเก็บข้อมูลของ

ประสิทธิภาพเครื่องทำความเย็นที่ทำงานในช่วงภาระความร้อนของระบบลดลง คือ อุณหภูมิน้ำที่กลับเข้าเครื่องทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำลง

ขั้นตอนการทดสอบมีดังนี้

1. เปิดโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการบันทึกค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆ เมื่อต้องการ
2. เปิดสวิตซ์ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ให้ทำงานที่ความถี่ไฟฟ้า 50 Hz.
3. โดยปกติ น้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงแรก ๆ จะมีอุณหภูมิสูงประมาณ $+30^{\circ}\text{C}$
4. เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นลดต่ำลงเหลือ $+8.3^{\circ}\text{C}$ ($+47^{\circ}\text{F}$) จึงเริ่มเก็บค่า ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหล และ การใช้พลังงาน
5. อ่านค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น , อัตราไหลของน้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์
6. ปรับความร้อนของฮีตเตอร์ให้ลดลงเพื่อเป็นการลดภาระให้กับระบบ
7. เก็บข้อมูล ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหล และ การใช้พลังงาน เมื่อน้ำที่ออกจากซิลเลอร์มีอุณหภูมิ $+7.7^{\circ}\text{C}$ ($+46^{\circ}\text{F}$) , $+7.2^{\circ}\text{C}$ ($+45^{\circ}\text{F}$) , $+6.7^{\circ}\text{C}$ ($+44^{\circ}\text{F}$) ตามลำดับ

4.5 การทดลองในช่วงภาระความร้อนลดลงโดยควบคุมความเร็วมอเตอร์

การทดลองนี้ควบคุมความเร็วของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ในช่วงที่ภาระความร้อนลดลงคือ อุณหภูมิน้ำเย็นลดลงอย่างต่อเนื่อง หลักการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ใช้ตัวแปรในการควบคุมคือ การควบคุมแรงดันอีแวปโปเรเตอร์ให้คงที่ (Constant evaporating pressure) โดยควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นโดยการปรับความเร็วของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ให้เหมาะสมกับภาระความร้อน ในการทดลองนี้คือการใช้อินเวอร์เตอร์ลดความถี่ทางไฟฟ้าที่เข้ามอเตอร์คอมเพรสเซอร์ โดยเริ่มทำการทดสอบเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็นมีค่า $+7.2^{\circ}\text{C}$ (50Hz.)

ขั้นตอนการทดสอบมีดังนี้

1. เปิดโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการบันทึกค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆ
2. เปิดสวิตซ์ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ให้ทำงานที่ความถี่ไฟฟ้า 50 Hz.
3. โดยปกติ น้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงแรก ๆ จะมีอุณหภูมิสูงประมาณ $+30^{\circ}\text{C}$
4. เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นลดต่ำลงเหลือ $+7.2^{\circ}\text{C}$ ($+45^{\circ}\text{F}$) จึงเริ่มเก็บค่า ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหล และ การใช้พลังงาน
5. อ่านค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น , อัตราไหลของน้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์

6. ปรับความร้อนของฮีตเตอร์ให้ลดลงเพื่อเป็นการลดภาระให้กับระบบ
7. ปรับความถี่ของไฟฟ้าให้ลดลงครั้งละ 1 Hz.จนถึง 47Hz. ซึ่งเป็นความเร็วรอบต่ำที่สุดที่ผู้ผลิตแนะนำไว้
8. เก็บข้อมูล ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหล และ การใช้พลังงาน ที่อุณหภูมิคอยล์เย็นมีค่าเท่ากับ $+3.3^{\circ}\text{C}$

4.6 การทดลองในช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำงานของวาล์วไอรอน

ในช่วงที่ภาวะความร้อนลดลงคือ อุณหภูมิน้ำที่กลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นลดลงอย่างต่อเนื่อง โปรแกรมคอมพิวเตอร์จะสั่งงานให้ ไอรอนของสารทำความเย็นด้านจ่าย กลับมาด้านดูดของคอมเพรสเซอร์โดยวาล์วเปิดเมื่อน้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์ มีค่าลดลงมากกว่า $+7.2^{\circ}\text{C}$ และวาล์วจะปิดในกรณีที่น้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์ มีค่ามากกว่า $+7.2^{\circ}\text{C}$, อุณหภูมิด้านจ่ายมีค่ามากกว่า $+120^{\circ}\text{C}$, คอยล์เย็นเป็นน้ำแข็ง หรือ อุณหภูมิฮีวไปเรเตอร์มีค่าน้อยกว่า 0°C และ, อุณหภูมิก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์มีค่ามากกว่า $+18.3^{\circ}\text{C}$ ตามมาตรฐาน ARI และผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์

ขั้นตอนการทดสอบมีดังนี้

1. เปิดโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการบันทึกค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆ .
2. ใช้รูปแบบการทำงานอัตโนมัติ (control valve enable)
3. เปิดสวิตซ์ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ให้ทำงานที่ความถี่ไฟฟ้า 50 Hz.
4. โดยปกติน้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงแรก ๆ จะมีอุณหภูมิสูงประมาณ $+30^{\circ}\text{C}$
5. เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นลดต่ำลงเหลือ $+7.2^{\circ}\text{C}$ ($+45^{\circ}\text{F}$) จึงเริ่มเก็บค่า ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหล และ การใช้พลังงาน
6. อ่านค่าอัตราไหลของสารทำความเย็น , อัตราไหลของน้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์
7. ปรับความร้อนของฮีตเตอร์ให้ลดลงเพื่อเป็นการลดภาระให้กับระบบ
8. เก็บข้อมูล ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหล และ การใช้พลังงาน ที่อุณหภูมิกอยล์เย็นมีค่าเพิ่มขึ้นครั้งละ 1°C จนกระทั่งวาล์วควบคุมการบายพาสไอรอนสั่งยกเลิกการทำงาน เนื่องจาก ข้อจำกัดที่ผู้วิจัยตั้งไว้ ข้อใดข้อหนึ่งเกิดขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี หากมีข้อผิดพลาดประการใดขออภัยเป็นอย่างสูงและขอสงวนสิทธิ์ในนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.7 การวิเคราะห์ความสามารถและประสิทธิภาพการทำความเย็น

ค่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ , ความดัน , อัตราไหลของสารทำความเย็น , อัตราไหลของน้ำเย็น และการใช้พลังงานไฟฟ้า สามารถวิเคราะห์ ค่าความสามารถและประสิทธิภาพเครื่องทำความเย็นที่ใช้ในการทดสอบได้โดยตรง แต่หากจะนำไปหาแนวโน้มในเครื่องทำความเย็นที่มีขนาดความสามารถในการทำความเย็นที่ใหญ่กว่าเครื่องที่ใช้ในการทดลอง สามารถหาค่าได้จาก การวิเคราะห์โดยใช้แผนภูมิความดันและเอนทาลปี ซึ่งจะหาค่าพลังงานที่คิดต่อค่าการเปลี่ยนแปลงของตัวกลางการถ่ายเทความร้อน 1 กิโลกรัม

4.7.1 การวิเคราะห์ความสามารถและประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น

1. ค่าความสามารถของเครื่องทำน้ำเย็นสามารถหาได้จาก สมการที่ (9)

$$\text{Chiller capacity} = [\text{gpm} \times (\text{Tin} - \text{Tout})] / 24$$

โดย Chiller capacity = Refrigerating capacity มีหน่วยเป็นตัน การทำความเย็น

gpm = อัตราไหลของน้ำ มีหน่วยเป็นแกลลอนต่อนาที

Tin , Tout = อุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากชุดเครื่องทำน้ำเย็นตามลำดับ มีหน่วยเป็น °F

2. การประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น Coefficient of Performance [1]

$$\text{COP} = [\text{kW refrigeration effect}] / [\text{kW. Input}]$$

โดย kW. Refrigeration = สามารถของเครื่องทำน้ำเย็นมีหน่วยเป็นกิโลวัตต์

kW. Input = ค่าการใช้กำลังไฟฟ้าของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์มีหน่วยเป็นกิโลวัตต์

4.7.2 การวิเคราะห์โดยใช้แผนภูมิความดันและเอนทาลปี

ใช้ข้อมูล Evaporating pressure , suction temperature , discharge temperature , discharge pressure , liquid temperature และ pressure drop ในระบบ

นำมาสร้างกราฟ P-h diagram เพื่อหาค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ความสามารถในการทำความเย็นของอีแวปโปเรเตอร์ต่อหน่วยมวลสารทำความเย็น 1 kg. (kJ/kg) โดยใช้สมการที่(4)

$$Q_E = (h_5 - h_4)$$

โดย Q_E = ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดไว้ในอีแวปโปเรเตอร์ (kJ/kg)

h_4 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์ มีหน่วยเป็น (kJ/kg)

h_5 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ มีหน่วยเป็น (kJ/kg)

- การใช้พลังงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ต่อหน่วยมวลสารทำความเย็น 1 kg. โดยใช้สมการที่(1)

$$W_c = (h_2 - h_1)$$

โดย W_c = งานที่ให้แกเครื่องอัด (kJ/kg)

h_1 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (kJ/kg)

h_2 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (kJ/kg)

- อัตราส่วนของการบายพาสไอสารทำความเย็น By-pass ratio

$$X = m_6 / m_1$$

ใช้ Energy and mass balance ระหว่างสถานะด้านบายพาสกับก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์

$$X = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1)$$

โดย X = อัตราส่วนของการบายพาสไอสารทำความเย็น

m_6 = อัตราไหลโดยมวลของไอสารทำความเย็นในช่องทางบายพาสมีหน่วยเป็น (kg/s)

m_1 = อัตราไหลโดยมวลของไอสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์หน่วยเป็น (kg/s)

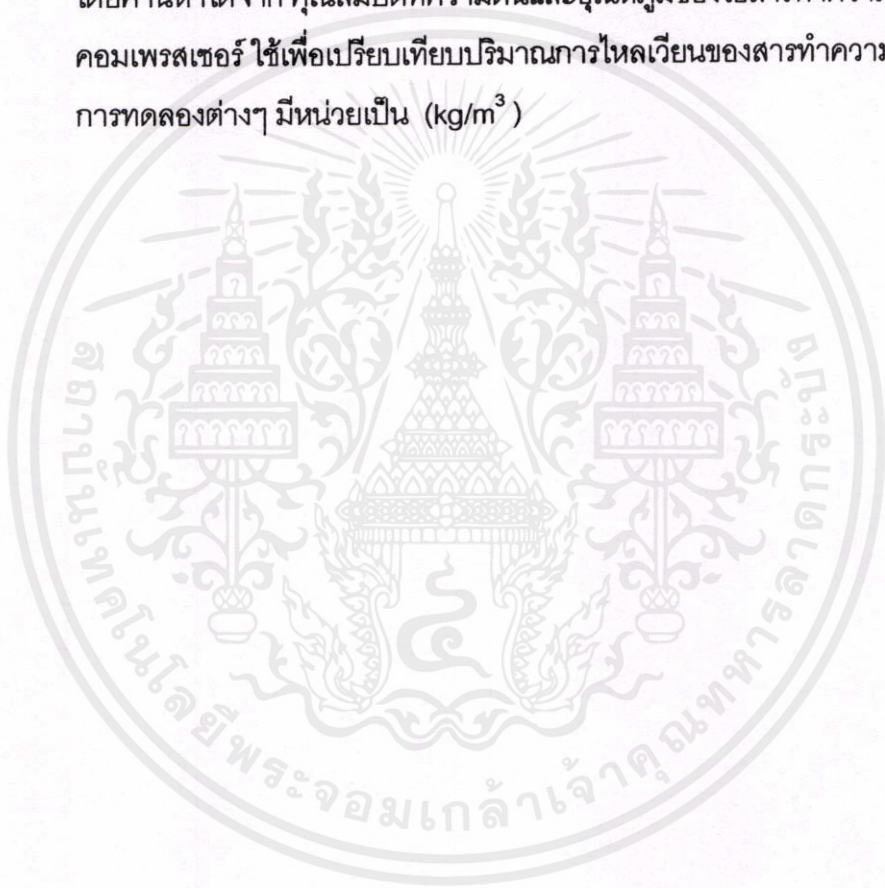
h_1 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (kJ/kg)

h_5 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ มีหน่วยเป็น (kJ/kg)

h_2 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดมีหน่วยเป็น (kJ/kg)

คุณสมบัติของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์

ρ = ความหนาแน่นจำเพาะของไอทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ โดยค่านี้หาได้จาก คุณสมบัติที่ความดันและอุณหภูมิของไอสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ ใช้เพื่อเปรียบเทียบปริมาณการไหลเวียนของสารทำความเย็นที่สภาวะการทดลองต่างๆ มีหน่วยเป็น (kg/m^3)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5 ผลการทดลองและวิเคราะห์

5.1 การทดสอบเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะมาตรฐาน ARI

ตารางที่ 5.1 แสดงผลการทดลองสภาวะที่น้ำเย็นออกจากเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิต่างๆ

Items	unit	Water leaving Chiller			
		6.7 °C	7.2°C	7.7°C	8.3°C
Evaporating pressure	barg.	2.42	2.42	2.42	2.42
Evaporating temperature	°C	3.3	3.3	3.3	3.3
Pressure drop in evaporator	barg.	-0.07	-0.07	-0.07	-0.07
Evaporating temperature outlet	°C	9.5	9.4	9.6	9.5
Suction temperature	°C	15.2	15.3	15.2	15.3
Pressure drop in suction line	barg.	-0.07	-0.07	-0.07	-0.07
Discharge pressure	barg.	8.96	8.96	8.96	8.96
Condensing temperature	°C	41.60	41.60	41.60	41.60
Discharge temperature	°C	65.0	64.9	65.2	65.0
Pressure drop in condenser	barg.	-0.13	-0.13	-0.13	-0.13
Refrigerant outlet at condenser	°C	34.4	34.6	34.6	33.5
Refrigerant mass flow rate	kg/s	0.0083	0.0070	0.0067	0.0058
water entering chiller	°C	8.6	9.0	9.4	9.9
Water chiller flow	gpm	1.849	1.849	1.849	1.849
Chiller capacity	Watt	948	867	813	786
Power input	Watt	575	570	565	550
Coefficient of performance		1.65	1.52	1.44	1.43

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลการทดลองแบบควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์

ตารางที่ 5.2 ผลการทดลองควบคุมความเร็วมอเตอร์ในช่วงช่วงภาระความร้อนลดลง

Items	unit	Frequency			
		50Hz	49Hz	48Hz.	47Hz
Evaporating pressure	barg.	2.42	2.42	2.42	2.42
Evaporating temperature	°C	3.3	3.3	3.3	3.3
Pressure drop in evaporator	barg.	-0.07	-0.07	-0.07	-0.07
Evaporating temperature outlet	°C	9.5	9.6	9.6	9.7
Suction temperature	°C	15.2	15.5	15.5	15.6
Pressure drop in suction line	barg.	-0.07	-0.07	-0.07	-0.07
Discharge pressure	barg.	8.96	8.96	8.96	8.96
Condensing temperature	°C	41.60	41.60	41.60	41.60
Discharge temperature	°C	65.0	65.7	65.5	65.4
Pressure drop in condenser	barg.	-0.13	-0.13	-0.13	-0.13
Refrigerant outlet at condenser	°C	33.5	34.4	34.4	34.5
Refrigerant mass flow rate	kg/s	0.0083	0.0078	0.0075	0.0067
Water leaving chiller	°C	7.20	7.27	7.33	7.33
water entering chiller	°C	9.27	9.16	9.11	9.00
Water chiller flow	gpm	1.849	1.849	1.849	1.849
Chiller capacity (Watt)		1,003	921	867	813
power input	Watt	570	550	530	520
Coefficient of performance		1.76	1.68	1.64	1.56

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 ผลการทดลองในช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำงานของวาล์วไอสารทำความเย็น

ตารางที่ 5.3 ผลการทดลองในช่วงภาวะความร้อนลดลงโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุม

Item	unit	Water leaving Chiller			
		7.16°C	7.05°C	6.94°C	6.72°C
Evaporating pressure	barg.	2.42	2.55	2.55	2.68
Evaporating temperature	°C	3.3	4.4	4.4	5.5
Pressure drop in evaporator	barg.	-0.07	-0.07	-0.07	-0.07
Evaporating temperature outlet	°C	9.5	10.6	10.6	10.9
Suction temperature	°C	16.5	16.5	17.5	17.9
Pressure drop in suction line	barg.	-0.07	-0.07	-0.07	-0.07
Discharge pressure	barg.	8.96	8.96	8.96	8.96
Condensing temperature	°C	41.60	41.60	41.60	41.60
Discharge temperature	°C	65.5	65.7	66.5	67.7
Pressure drop in condenser	barg.	-0.13	-0.13	-0.13	-0.13
Refrigerant outlet at condenser	°C	34.4	33.8	33.3	32.7
Refrigerant mass flow rate	kg/s	0.0078	0.0070	0.0067	0.0062
Water leaving chiller	°C	7.16	7.05	6.94	6.72
Water entering chiller	°C	9.38	9.16	8.72	8.27
Water chiller flow	gpm	1.849	1.849	1.849	1.849
Chiller capacity	Watt	1,084	975	867	759
Power input	Watt	570	550	540	520
Coefficient of performance		1.90	1.77	1.61	1.46

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 การวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทาลปี

ตารางที่ 5.4 แสดงผลการการวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทาลปี ที่การทดสอบ เครื่องทำน้ำเย็นที่มาตรฐาน ARI

Items	unit	Water leaving Chiller			
		6.7 °C	7.2°C	7.7°C	8.3°C
Evaporator capacity	kJ/kg	124.61	124.34	124.47	125.50
Power input	kJ/kg	25.01	24.92	25.16	25.00
Specific density at suction line	kg / m ³	18.46	18.45	18.46	18.45

ตารางที่ 5.5 แสดงผลการการวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทาลปีที่การทดสอบจาก เครื่องทำน้ำเย็นที่ปรับรอบการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์

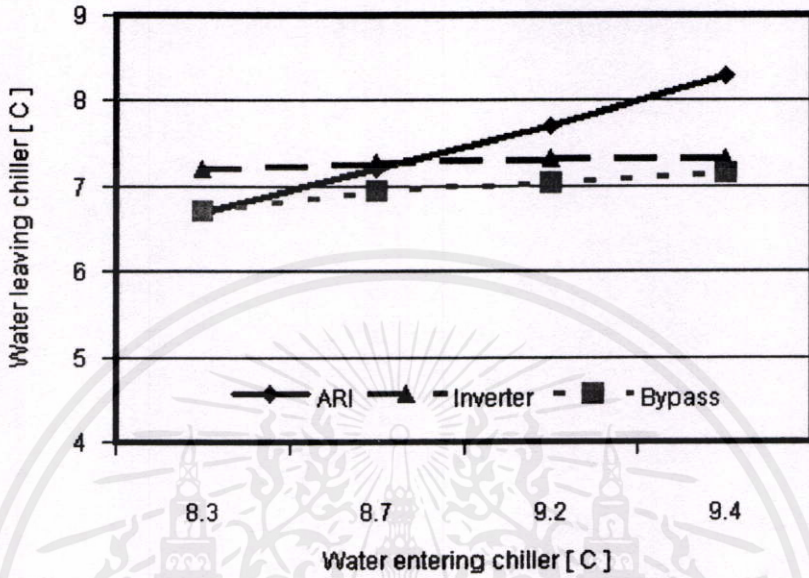
Items	unit	Frequency			
		50Hz	49Hz	48Hz.	47Hz
Evaporator capacity	kJ/kg	125.50	124.67	124.67	124.69
Power input	kJ/kg	25.01	25.34	25.19	25.11
Specific density at suction line	kg / m ³	18.46	18.43	18.43	18.42

ตารางที่ 5.6 แสดงผลการการวิเคราะห์ข้อมูลจากแผนภาพความดันและเอนทาลปีที่การทดสอบจาก การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำงานของวาล์วไอสารทำความเย็น

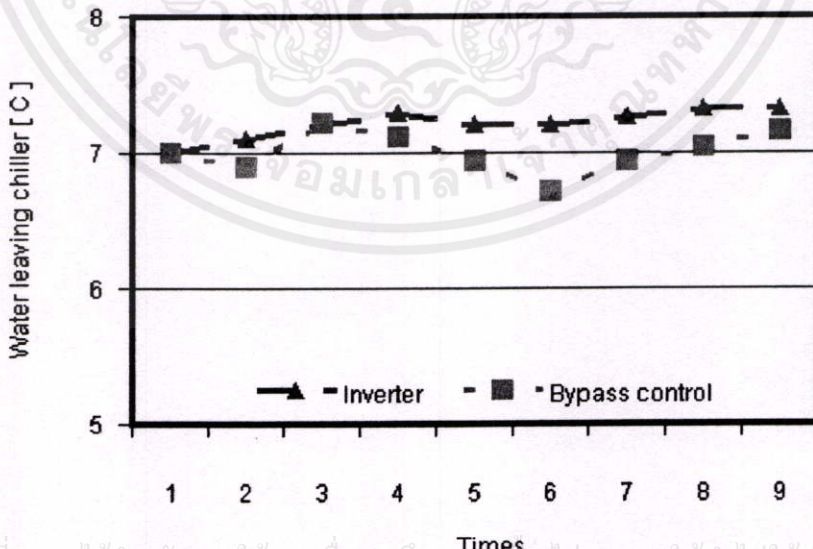
Items	unit	Water leaving Chiller			
		7.16°C	7.05°C	6.94°C	6.72°C
Evaporator capacity	kJ/kg	124.61	125.69	126.18	126.73
Power input	kJ/kg	24.53	24.9	25.34	25.7
% By-pass flow	(m _g /m _s)	14.6345	15.6052	17.9339	18.0128
Specific density at suction line	kg / m ³	18.35	19.08	18.99	19.71

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่สามารถนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากทางมหาวิทยาลัย
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5 การวิเคราะห์ข้อมูลจากผลการทดลอง

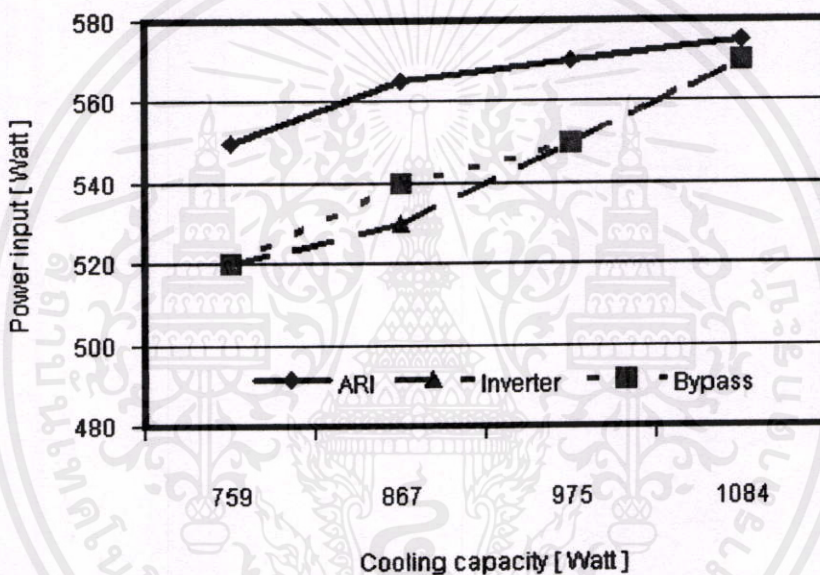


รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำที่เข้าและออกจากเครื่องทำความเย็น



รูปที่ 5.2 แสดงอุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องทำน้ำเย็นควบคุมโดยวิธีบายพาสไฮสสารทำความเย็น

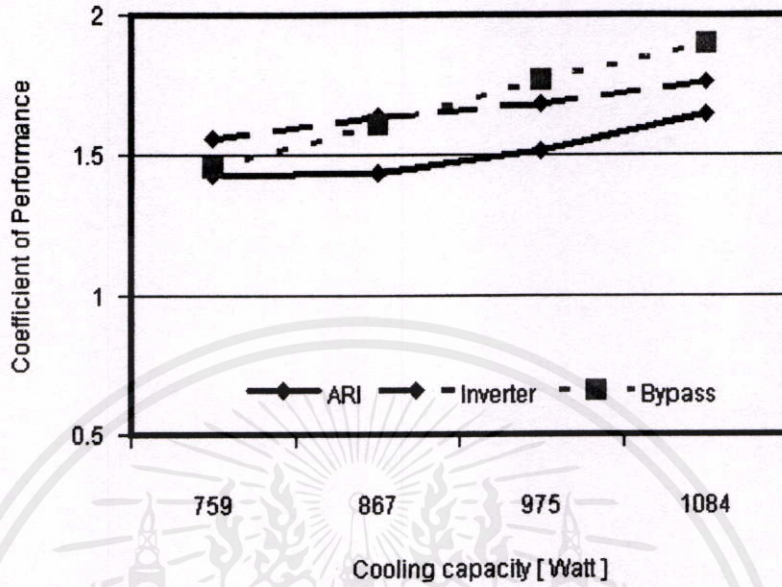
จากรูปที่ 5.1 และรูปที่ 5.2 เห็นได้ชัดเจนว่า การควบคุมโดยใช้การลดความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ และ การใช้โปรแกรมควบคุมการทำความเย็นโดยใช้การควบคุมปริมาณการบายพาสไอสารทำความเย็น ในช่วงที่ภาระความร้อนลดลง ซึ่งในการทดลองนี้คือ อุณหภูมิน้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นมีค่าลดลง ในการใช้โปรแกรมควบคุมนั้นเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากซิลเลอร์มีค่าน้อยกว่า 7.2°C วาล์วควบคุมจะเริ่มเปิดวาล์วบายพาสเพื่อรักษาอุณหภูมิน้ำเย็นไว้ที่ 7.2°C และได้ผลการรักษาอุณหภูมิได้ดีเช่นเดียวกับการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์



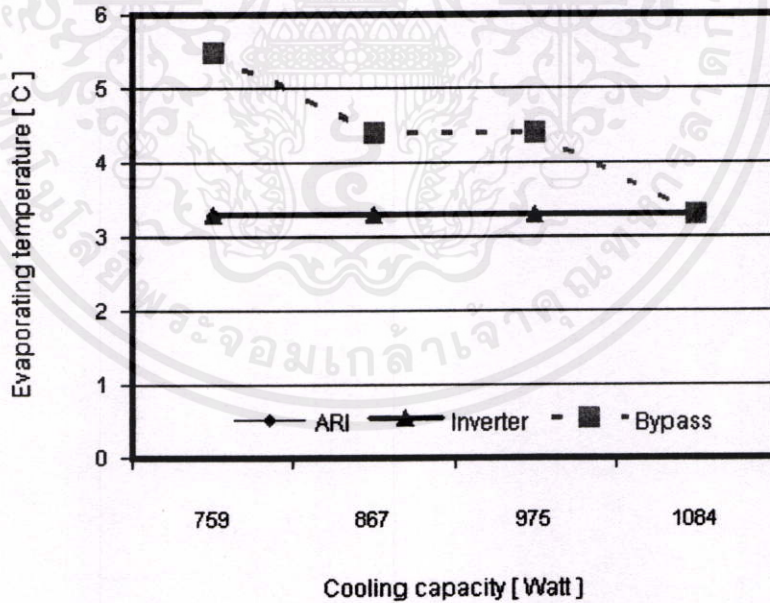
รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ของความสามารถในการทำความเย็นและการใช้พลังงาน

จากรูปที่ 5.3 แสดงให้เห็นว่าค่าความสามารถในการทำความเย็นแปรผันโดยตรงกับการใช้พลังงานของชุดเครื่องทำน้ำเย็นที่ใช้ในการทดลอง จากเส้นกราฟของการควบคุมโดยคอมพิวเตอร์ควบคุมการเปิดวาล์วบายพาส ได้ค่าการใช้พลังงานลดลงเมื่อมีการเปิดของวาล์วควบคุม เช่นเดียวกับระบบที่ควบคุมการทำงานโดยให้ระบบปริมาณการไหลของสารทำความเย็น หรือ การใช้การควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



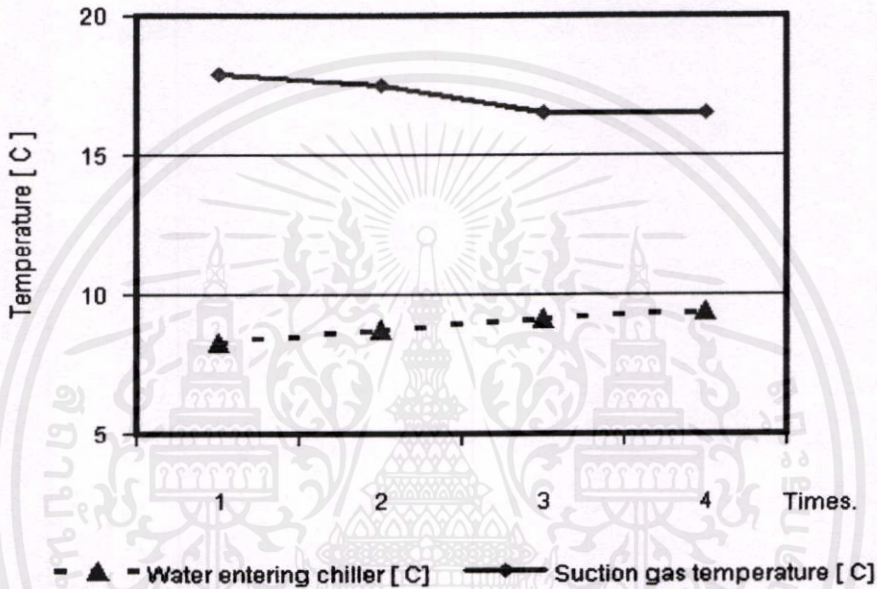
รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการทำความเย็นกับความสามารถในการทำความเย็น



รูปที่ 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิคอยล์เย็นและความสามารถการทำความเย็นเครื่องทำน้ำเย็น

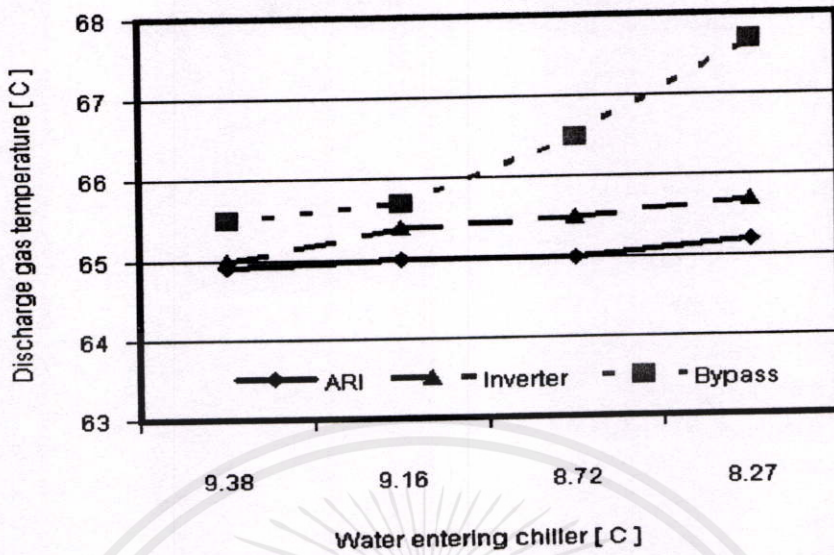
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.4 และ 5.5 พบว่าช่วงภาวะความร้อนลดลง และ วาล์วควบคุมถูกสั่งให้บายพาสไอสารทำความเย็นกลับมาทางท่อด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ จะทำให้สารทำความเย็นส่วนหนึ่งไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง มีผลให้อุณหภูมิอีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้น และในส่วนของประสิทธิภาพการทำความเย็นในช่วงที่อุณหภูมิอีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้นหลังจากวาล์วควบคุมเปิดในช่วงแรกๆ ให้ค่าประสิทธิภาพที่สูงกว่าการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์



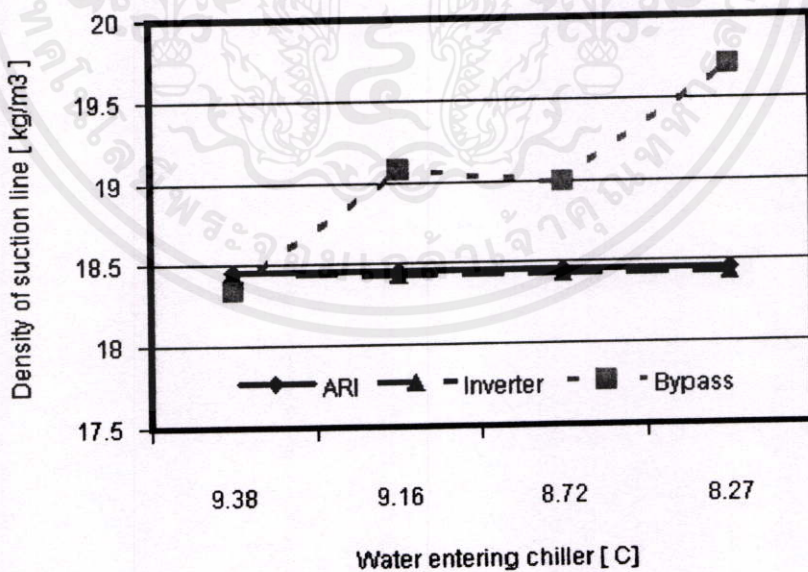
รูปที่ 5.6 ความสัมพันธ์ระหว่างภาวะความร้อนและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ของการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมวาล์วบายพาส

จากรูปที่ 5.6 พบว่าช่วงภาวะความร้อนลดลงคือเมื่ออุณหภูมิน้ำที่กลับเข้าเครื่องทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำลง จนทำให้น้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่า 7.2°C วาล์วควบคุมถูกสั่งให้บายพาสไอสารทำความเย็นกลับมาทางท่อด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ ทำให้อุณหภูมิไอสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์มีค่าสูงขึ้น



รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่างภาวะความร้อนและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์

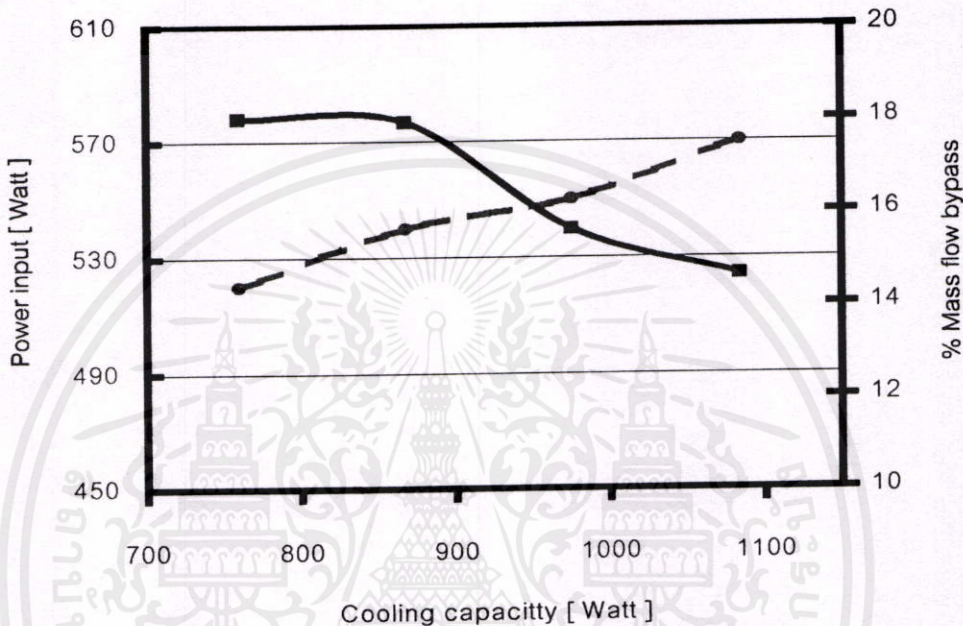
จากรูปที่ 5.7 พบว่า เมื่อมีการบายพาสไอสารทำความเย็น ทำให้อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์มีค่าสูงขึ้น โดยในส่วนของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ยอมให้อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ยอมให้มีค่าได้ถึง 120 °C ตามคำแนะนำของผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 5.8 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์

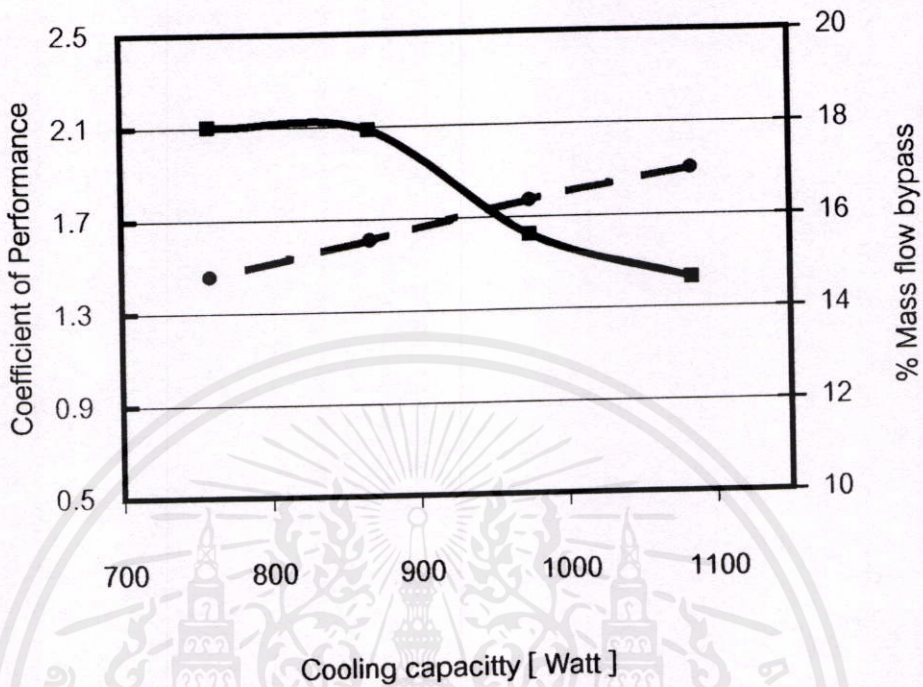
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ หากมีข้อผิดพลาดประการใดขออภัยและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.8 พบว่า เมื่อภาวะความร้อนลดลง คุณสมบัติของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ของ ระบบการควบคุมแบบบายพาสไอสารทำความเย็นนั้น จะให้ค่าน้ำหนักต่อปริมาตร การอัดไอน้ำมากกว่าระบบอื่นๆ เนื่องจาก อุณหภูมิของอีแวปโปเรเตอร์ มีการเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น ส่งผล ต่อพลังงานที่ใช้ในการอัดไอน้ำต่ำลงด้วย



รูปที่ 5.9 แสดงความสัมพันธ์ของความสามารถในการทำความเย็น ,การใช้พลังงาน และ อัตราส่วน การบายพาสไอสารทำความเย็น

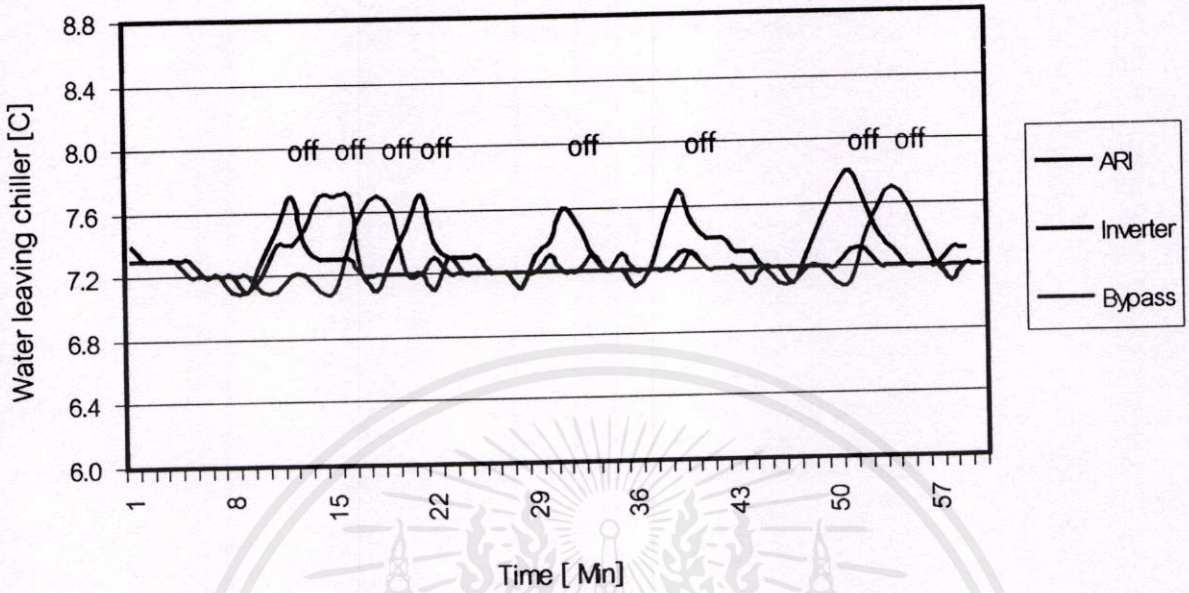
จากรูปที่ 5.9 จากเส้นกราฟของการควบคุมโดยคอมพิวเตอร์ควบคุมการเปิดวาล์วบายพาส ได้ค่าการใช้พลังงานลดลงเมื่อมีการเปิดของวาล์วควบคุมให้สารทำความเย็นบายพาสมากขึ้น ปริมาณ สารทำความเย็นที่ไหลเข้าอีแวปโปเรเตอร์มีอัตราที่ลดลง ทำให้อุณหภูมิใน อีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้น แต่ยังมีค่าที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของสภาวะที่ต้องการ ซึ่งการเพิ่มอุณหภูมิอีแวปโปเรเตอร์ให้สูงขึ้นนั้น ทำให้คุณสมบัติของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ที่คุณสมบัติที่ทำให้ประหยัดพลังงาน



รูปที่ 5.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการทำความเย็น, ความสามารถในการทำความเย็น และอัตราส่วนการบายพาสไอสารทำความเย็น

จากรูปที่ 5.10 พบว่าเมื่อมีการบายพาสสารทำความเย็น ทำให้สมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้นเนื่องจากการปรับตัวเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิในอีแวปโปเรเตอร์ ทำให้คุณสมบัติสารทำความเย็นที่ผสมกับด้านบายพาสและเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ มีคุณสมบัติที่ทำให้ประหยัดพลังงานมากขึ้น แต่เมื่ออัตราการบายพาสเริ่มมากขึ้น ซึ่งอาจเกินตามมาตรฐานที่ผู้ผลิตคอมเพรสเซอร์ได้ออกแบบไว้จะทำให้เป็นจุดที่จะเป็นจุดสุดท้ายที่การบายพาสทำงานเนื่องจากไม่ประหยัดพลังงานและอาจเป็นอันตรายต่อชิ้นส่วนของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งจากกราฟเห็นได้ชัดเจนว่าในช่วงที่เริ่มบายพาส สมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 แสดงการทำงานของระบบควบคุมที่อุณหภูมิน้ำเข้าชิลเลอร์คงที่ 8 °C

จากรูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบการตัด-ต่อ การทำงานของคอมเพรสเซอร์ ของทั้งสามระบบ พบว่าระบบที่ใช้การตัด-ต่อ จากอุณหภูมิน้ำ มีจำนวนครั้งในการตัด-ต่อ การทำงานของคอมเพรสเซอร์ มากกว่า ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ และ ระบบการบายพาส ควบคุม ในช่วงที่อุณหภูมิน้ำเย็นได้ค่าตามต้องการ และยังสามารถเห็นได้ชัดเจนว่า ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ และ ระบบการบายพาส ควบคุม นั้นสามารถควบคุมอุณหภูมิได้คงที่ใกล้เคียงกัน

บทที่ 6

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการทดลอง

ผลการควบคุมอุณหภูมิการทำความเย็น

การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น ในช่วงที่ภาระความร้อนของระบบลดลง จากการทดลองพบว่า มีความสามารถในการควบคุมอุณหภูมิได้ดีเช่นเดียวกับการควบคุมแบบใช้การลดรอบการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ และสามารถนำมาควบคุมการทำความเย็นเพื่อลดจำนวนครั้งในการตัด-ต่อการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ เนื่องจากการปรับปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับภาระความร้อนได้เหมาะสมภาระความร้อน เพื่อรักษาอุณหภูมิการทำความเย็นให้อยู่ในช่วงที่ต้องการ

ผลการใช้พลังงาน

ช่วงที่ภาระความร้อนของระบบลดลงการควบคุมแบบการลดรอบมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ใช้พลังงานลดลง เนื่องจากการปรับลดของอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์ต่อหน่วยเวลาลดลง แต่ระบบการการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็นนั้นอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์เป็นไปอย่างสม่ำเสมอเนื่องจากไม่มีการปรับลดความเร็วรอบ แต่มีการเพิ่มอุณหภูมิอีแวโปเรเตอร์ ให้เหมาะสมกับภาระความร้อนที่ลดลง ทำให้คุณสมบัติของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์มีค่าน้ำหนักต่อปริมาตรการอัดของคอมเพรสเซอร์มากขึ้น (low specific volume) มีผลให้ค่าการใช้พลังงานลดลงในช่วงที่เริ่มมีการเพิ่มอุณหภูมิอีแวโปเรเตอร์

ประสิทธิภาพในการทำความเย็น

ช่วงที่ภาระความร้อนลดลงเล็กน้อย พบว่าระบบที่ใช้คอมพิวเตอร์ควบคุมการบายพาสไอสารทำความเย็นให้ประสิทธิภาพที่ดีกว่าการลดความเร็วรอบมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ แต่ในช่วงที่ภาระความร้อนลดลงมากๆ การลดความเร็วรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์จะให้ค่าประสิทธิภาพการทำงานที่ดีกว่า แต่ควรระวังในเรื่อง การหล่อลื่นชิ้นส่วนภายในคอมเพรสเซอร์ ความเร็วในการพาน้ำมันหล่อลื่นที่ค้างในระบบกลับคอมเพรสเซอร์ และ ปริมาณการหล่อเย็นของสารทำความเย็นในชุดมอเตอร์คอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองสรุปได้ว่า การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น ที่ควบคุมอุณหภูมิการทำความเย็นให้เหมาะสมกับภาระความร้อน และ อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ไม่ให้เกินมาตรฐาน ในช่วงที่ภาระความร้อนของระบบลดลงนั้น สามารถควบคุมอุณหภูมิการทำความเย็นได้เช่นเดียวกับการใช้ระบบควบคุมความเร็วรอบ ให้ค่าประสิทธิภาพในการทำความเย็นที่ดีโดยเฉพาะในช่วงที่ภาระความร้อนเริ่มลดลงกว่าความสามารถในการทำความเย็น สามารถลดจำนวนครั้งในการตัด-ต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์ได้ในขณะนี้ เนื่องจากโปรแกรมควบคุมจะสั่งให้มีการบายพาสไอสารทำความเย็นเพื่อปรับปริมาณสารทำความเย็นให้เหมาะสมกับภาระในอีแวปโปเรเตอร์ และหยุดการทำงานเมื่ออุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์มีค่าสูงเกินมาตรฐานของผู้ผลิต ซึ่งการใช้ระบบควบคุมแบบการลดความเร็วรอบพบปัญหาเรื่องการหล่อลื่น และ การระบายความร้อนของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์แบบที่มีมอเตอร์อยู่ภายในได้ สามารถนำรูปแบบการควบคุมนี้ไปใช้ร่วมกับระบบควบคุมการทำความเย็นแบบเปิด-ปิด เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการควบคุมการทำความเย็นได้อีกด้วย

6.2 ข้อเสนอแนะ

ข้อเสนอแนะในการทำวิจัยขั้นต่อไป เนื่องจากการทดลองนี้ทดสอบกับสารทำความเย็นเบอร์ 12 เท่านั้นเนื่องจากยังมีสารทำความเย็นเบอร์อื่น ๆ เช่น 22 , 134a , 404A , 407C ,410A ซึ่งยังมีได้ทำการทดสอบกับสารทำความเย็นดังกล่าวซึ่งมีคุณสมบัติ ต่างจากสารทำความเย็นเบอร์ 12 เพื่อความหลากหลายในการเลือกใช้สารทำความเย็นต่อไป.

เอกสารอ้างอิง

- [1] ARI " Standard 540 , 1999 Standard for Positive discharge refrigerant compressor and compressor unit. " ,Air-conditioning & Refrigeration Institute.,1999.
- [2] ARI " Standard 550/590 , 1998 Standard for Water chilling packages using the compression cycle. " ,Air-conditioning & Refrigeration Institute.,1998.
- [3] ชลชัย ธรรมวิวัฒน์นุกูร.2538 "การพัฒนาเครื่องปรับอากาศควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ กรณีศึกษาการควบคุมอุณหภูมิในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก"วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิศวกรรมไฟฟ้า สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [4] กนกทิพย์ เชื้อไผ่. 2541 "การศึกษาหาจุดเหมาะสมที่สุดสำหรับการประหยัดพลังงานโดยการจำลองแบบการทำงานของระบบทำความเย็นแบบซิลเลอร์ " วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- [5] ชาญณรงค์ อัครศรีสวัสดิ์ ,ดำรง พรหมเพ็ง.2542 "การใช้โปรแกรมช่วยวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบการทำความเย็นขนาดใหญ่" ปรียญานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [6] สุนทร วงศ์เสน 2544 "การศึกษาการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยการควบคุมความเร็วรอบของเครื่องอัดสารทำความเย็นให้เหมาะสม " วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- [7] ศิษฐ์ภักดิ์ แคนลา 2545 "การออกแบบระบบวงจรด้านน้ำเย็นสำหรับระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง"วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [8] Abtar Singh, Ph.d. " Optimum refirgerantion control with E2TM " ,Emersion Climate Technologies, Computer process control , Article , 2000.
<http://www.cpcus.com>
- [9] Ali R. Nejad. " An Introduction to Advanced Flow Control , the solution for energy saving " Emerson Electric GmbH & OHG-ALCO Controls , Articles , 2004.

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของ Emersion Electric GmbH & OHG-ALCO Controls , Articles , 2004. มีค่าในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น <http://www.eCopeland.com/alcoliterature.cfm> ถ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [10] T.Q.Qureshi and S.A.Tassou . " Variable-speed capacity control in refrigeration systems."Applied Thermal engineering Journal Vol.16,No.2,pp-103-113, 1996.
- [11] Herman Renz, " Modulation Techniques for Compressors - Part II , Performance and Efficiency Behavior of Screw compressors-Comparison between Slider Unloading System and Frequency Inverter Operation ", ASHRAE Technical Committee 8.01 Positive Displacement Compressors , 2003.
http://www.tpcnacg.com/ashrae/full%20length%20presentations/ModTechniquesII_ASHRAE01.2003.pdf
- [12] ชูชัย ต.ศิริวัฒนา . 2546. **การทำ ความเย็นและการปรับอากาศ**. กรุงเทพฯ.:สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น)
- [13] ชัยสวัสดิ์ เทียนวิบูลย์ . 25/- . **การทำ ความเย็นและการปรับอากาศ**. กรุงเทพฯ.: โรงพิมพ์ ก. จิวรรณ.
- [14] อัครเดช สีนุภัก . 2544. **การทำ ความเย็น**. กรุงเทพฯ.: ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [15] BITZER GmbH. " Applications manual Semi-hermetic Compact Screw compressors CSH65 , 75 ,85 ; SH-170-2 ", <http://www.bitzer.de>
- [16] BITZER GmbH. " Technical Information , Part Winding Motor ; KT-400-2 ", <http://www.bitzer.de>
- [17] BITZER GmbH. " Technical Information , Capacity Control of Semi-hermetic reciprocating compressors ; ST-100-2 ", <http://www.bitzer.de>
- [18] Maamar Bouchareb ,John Philip Gibson ,Frank Lubich.," Speed control of Refrigeration compressor with intelligent Frequency Inverters – design criteria and experiment ." , article in KIMO Industrie-Elektronik GmbH. , <http://www.kimo.de>
- [19] Shan K. Wang.," Handbook of Air conditioning and Refrigeration " ,
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
MC.GrawHill.,1993
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [20] Department of Mechanical Engineering , Technical University of Denmark .,"
Coolpack Simulation tool for Refrigeration ",Version 1.46
.,<http://www.et.dtu.dk/coolpack/>
- [21] BITZER GmbH. " Technical Information , CIC system for Semi-hermetic
reciprocating compressors ; KT-130-1 ", <http://www.bitzer.de>
- [22] BITZER GmbH. " Technical Information , Start unloading for reciprocating
compressors ; KT-110-2 ", <http://www.bitzer.de>
- [23] กฤษฎา ใจเย็น , ชัยวัฒน์ ลิ้มพรจิตรวิไล . 2542.**เรียนรู้และปฏิบัติการเชื่อมคอมพิวเตอร้
ต่อกับอุปกรณ์ภายนอกผ่านพอร์ตขนาน.** กรุงเทพฯ.: บริษัท อินโนเวตีฟ เอ็กเพอริ
เมนต์จำกัด.
- [24] The Trane Company., " Centrifugal Liquid Chiller / water-cooled ,CTV-DS-1",2000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้ควบคุม (Microsoft Visual Basic version 6.0)

Option Explicit

Dim FrameCount(1 To 2) As Long 'Frame count for each animated GIF

Dim n, n1, n2, n3, n4, number, i, aa, C1, v, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, c18, c19, c20, B,

times, count1 As Integer

Dim closed, opened As Boolean

Dim Data1, File1 As String

Dim Lefts, Rights As Boolean

Private Sub cmdToggle_Click()

 tmrGIF1.Enabled = Not tmrGIF1.Enabled

End Sub

Private Sub Command4_Click() ' Fully close

Do

 Text19.Text = v

 If v <= 0 Then

 v = 0

 Command2.Enabled = False

 Command4.Enabled = False

 End If

 If v > 0 Then

 Command2.Enabled = True

 Command4.Enabled = True

 End If

 Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

 Shape1.BackColor = QBColor(12) ' red

เอกสารนี้เป็นที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด

Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

Shape1.BackColor = QBColor(12) ' red

```
Out &H378, 12
Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green
```

```
Call delay
```

```
Shape2.BackColor = QBColor(15) ' white
```

```
Out &H378, 6
```

```
Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green
```

```
Call delay
```

```
Shape2.BackColor = QBColor(15) ' white
```

```
Out &H378, 3
```

```
Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green
```

```
Call delay
```

```
Shape2.BackColor = QBColor(15) ' white
```

```
Out &H378, 9
```

```
Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green
```

```
Call delay
```

```
v = v - 1
```

```
If v <= 0 Then
```

```
v = 0
```

```
Text19.Text = v
```

```
End If
```

```
Loop Until v = 0
```

```
Command4.Enabled = False
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command5_Click()
```

```
Command1.Enabled = True
```

```
Command2.Enabled = True
```

```

Command3.Enabled = True
Command4.Enabled = True
Command5.Enabled = True
End Sub

```

```

Private Sub Command6_Click() ' Fully open

```

```

Do

```

```

Text19.Text = v

```

```

If v >= 240 Then

```

```

v = 240

```

```

Command1.Enabled = False

```

```

End If

```

```

If v > 0 Then

```

```

Command6.Enabled = True

```

```

Command4.Enabled = True

```

```

End If

```

```

Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(12) ' red

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green

```

```

Shape2.BackColor = QBColor(12) ' red

```

```

Out &H378, 9

```

```

Call delay

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green

```

```

Out &H378, 3

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(15) ' white

```

```

Call delay

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green

```

```

Out &H378, 6

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(15) ' white

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์หรือการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดก็ตามหากมีให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Call delay
Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green
Out &H378, 12
Call delay
v = v + 1
If v >= 240 Then
v = 240
Text19.Text = v
End If
Loop Until v = 240
Command4.Enabled = False
End Sub

Private Sub Exit_Click()
Unload Me
End Sub

Sub delaysuction()
times = Timer
Do
DoEvents
Loop Until Timer >= times + 0.05
End Sub

Private Sub Text1_Change()
'If (Text1.Text) > (Text9.Text) Then
'Command1.Enabled = False
'Command2.Enabled = False
'Command4.Enabled = True
'Call Command4_Click

```

```
'End If
'If (Text1.Text) > 18.3 Then
'Command1.Enabled = True
'Command2.Enabled = True
'End If
End Sub
```

```
Private Sub Text19_Change()
If v = 0 Then
    Command2.Enabled = False
    Command4.Enabled = False
    End If
End Sub
```

```
'Private Sub Text2_Change()
'If (Text2.Text) > (Text10.Text) Then
'Command1.Enabled = False
'Command2.Enabled = False
'Command4.Enabled = True
'Call Command4_Click
'End If
'If (Text2.Text) < 120 Then
'Command1.Enabled = True
'Command2.Enabled = True
'End If
'End Sub
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
Private Sub Timer10_Timer()
```

```

Shape3.BackColor = QBColor(10) ' green
Shape3.BackColor = QBColor(15) ' white
End Sub

```

```

Private Sub Text18_Change()
If (Text18.Text) <= 0 Then
Text18.Text = 0
End If
c20 = ((Text18.Text) / 745) * 100
Text20.Text = c20
Text20.Text = Round(c20, 1)
End Sub

```

```

Private Sub Text5_Change()
'If (Text5.Text) < 7.2 Then
'Command1.Enabled = True
'Command2.Enabled = True
'End If
'End Sub
End Sub

```

```

Private Sub Text4_Change()
'If (Text4.Text) <= 0 Then
'Command1.Enabled = True
'Command2.Enabled = True
'End If
'End Sub

```

```

Private Sub Timer7_Timer()

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

If v < 30 Then
    Command1.Enabled = True
End If
End Sub

```

```

Private Sub Timer8_Timer()
    If v > 0 Then
        Command2.Enabled = True
        Command4.Enabled = True
    End If
End Sub

```

```

Private Sub Timer9_Timer()
    If v > 0 Then
        Command2.Enabled = True
        Command4.Enabled = True
    End If
End Sub

```

```

Private Sub tmrGIF1_Timer()
    Dim i As Long
    If FrameCount(1) < TotalFrames1 Then
        imgGIF1(FrameCount(1)).Visible = False
        FrameCount(1) = FrameCount(1) + 1
        imgGIF1(FrameCount(1)).Visible = True
        tmrGIF1.Interval = CLng(imgGIF1(FrameCount(1)).Tag)

```

Else

```

    FrameCount(1) = 0

```

```

    For i = 1 To imgGIF1.Count - 1

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ หากมีข้อผิดพลาดประการใด ขออภัยและต้องอภัยถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
imgGIF1(i).Visible = False
```

```
Next i
```

```
imgGIF1(FrameCount(1)).Visible = True
```

```
tmrGIF1.Interval = CLng(imgGIF1(FrameCount(1)).Tag)
```

```
End If
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Form_Load()
```

```
'Data1 = " Times" & " " & "Tsuc" & " " & "Tdis" & " " & "Tliq" & " " & "Te" & " " & "Wo" & " " & "Wi" & " " & "Tsh" & " " & "Thg" & " " & "Capacity"
```

```
List1.AddItem Data1
```

```
tmrGIF1.Enabled = False
```

```
If LoadGif("dvizi.gif", imgGIF1) Then
```

```
FrameCount(1) = 0
```

```
tmrGIF1.Interval = CLng(imgGIF1(0).Tag)
```

```
tmrGIF1.Enabled = True
```

```
End If
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Timer2_Timer()
```

```
Call I2CStart
```

```
Call Send8BIT(&H90)
```

```
Call Ack
```

```
Call Send8BIT(&H45)
```

```
Call Ack
```

```
Call I2CStop
```

```
Call I2CStart
```

```
Call Send8BIT(&H91)
```

```
Call Ack
```

```
C1 = (Read8Bit * 5) / 256
```

เอกสารนี้เป็นลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยราชภัฏวชิรพัฒนารักษ์ วิทยาลัยการศึกษาระดับปริญญาตรี
 ไม่สามารถนำเอกสารนี้ไปเผยแพร่หรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาตจากทางมหาวิทยาลัยราชภัฏวชิรพัฒนารักษ์

$C1 = (85.853118 * C1) - 243.02142$

Text1.Text = Round(C1, 1)

Call MAck

$C2 = (\text{Read8Bit} * 5) / 256$

$C2 = (85.853118 * C2) - 243.02142$

Text2.Text = Round(C2, 1)

Call MAck

$C3 = (\text{Read8Bit} * 5) / 256$

$C3 = (85.853118 * C3) - 243.02142$

Text3.Text = Round(C3, 1)

Call MAck

$C4 = (\text{Read8Bit} * 5) / 256$

$C4 = (85.853118 * C4) - 243.02142$

Text4.Text = Round(C4, 1)

Call Ack

Call I2CStop

End Sub

Private Sub Timer3_Timer()

Call I2CStart

Call Send8BIT(&H98)

Call Ack

Call Send8BIT(&H45)

Call Ack

Call I2CStop

Call I2CStart

Call Send8BIT(&H99)

Call Ack

$C5 = (\text{Read8Bit} * 5) / 256$

$C5 = (85.853118 * C5) - 243.02142$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ หากมีการเปลี่ยนแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรนำไปใช้

Text5.Text = Round(C5, 1)

Call MAck

C6 = (Read8Bit * 5) / 256

C6 = (85.853118 * C6) - 243.02142

Text6.Text = Round(C6, 1)

Call MAck

C7 = (Read8Bit * 5) / 256

C7 = (85.853118 * C7) - 243.02142

Text7.Text = Round(C7, 1)

Call MAck

C8 = (Read8Bit * 5) / 256

C8 = (85.853118 * C8) - 243.02142

Text8.Text = Round(C8, 1)

Call Ack

Call I2CStop

End Sub

Private Sub Text17_Change() ' VSD Signal

If Val(Text17.Text) > 5 Then Text17.Text = 5

Call I2CStart

Call Send8BIT(&H90)

Call Ack

Call Send8BIT(&H44)

Call Ack

Call Send8BIT(Val(Text17.Text) * 51.2)

Call Ack

Call I2CStop

End Sub

Private Sub Timer4_Timer()

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีสิทธิ์เปลี่ยนแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

'Data1 = "Times" & "      " & "Tsuc " & "      " & "Tdis " & "      " & "Tliq " & "      " & "Te " & "      " &
"Wo " & "      " & "Wi " & "      " & "Tsh " & "      " & "Thg " & "      " & "Capacity"
Data1 = Format(Time, "h:mm:ss ::") & Text1 & " : " & Text2 & " : " & Text3 & " : " & Text4
& " : " & Text5 & " : " & Text6 & " : " & Text7 & " : " & Text8 & " : " & Text17 & " : " &
Text18 & " : "

List1.AddItem Data1          ' Show Data & Times
List1.ListIndex = List1.ListCount - 1    ' Show Last Data
count1 = count1 + 1
Print #1, List1.List(List1.ListCount - 1) ' Save Data To Disk
End Sub

Private Sub NewMenu_Click()
CommonDialog1.ShowSave      ' Select File To Save Data
File1 = CommonDialog1.FileName
If File1 = "" Then          ' If File Not Select Exit
Exit Sub
End If
Timer4.Enabled = True      ' Start Read Data
Open File1 For Output As #1 ' Open File To Save Data
NewMenu.Enabled = False    ' Don't Use Any New File
End Sub

Private Sub auto_Click()
Command1.Enabled = True
Command2.Enabled = False
Command3.Enabled = True
Command4.Enabled = False
Timer10.Enabled = True
Timer11.Enabled = True
End Sub

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ หากสงวนอีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Private Sub fc_Click()
Command1.Enabled = False
Command2.Enabled = False
'Command3.Enabled = False
Command4.Enabled = False
Timer10.Enabled = False
Timer11.Enabled = False
End Sub

```

```

Private Sub Stop_Click()
Timer4.Enabled = Not Timer4.Enabled
End Sub

```

```

Private Sub Command1_Click() 'left
Text19.Text = v
If v < 240 Then
Command1.Enabled = True
Command4.Enabled = True
End If
Text19.Text = v
If v > 240 Then
Command1.Enabled = False
End If

```

```

Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green
Shape2.BackColor = QBColor(12) ' red
Out &H378, 12
Call delay
Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green
Out &H378, 6

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ หากมีข้อสงสัยหรือต้องการข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อฝ่ายอำนวยการของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Shape1.BackColor = QBColor(15) ' white
Call delay
Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green
Out &H378, 3
Shape1.BackColor = QBColor(15) ' white
Call delay
Shape1.BackColor = QBColor(10) ' green
Out &H378, 9
Call delay
v = v + 1
If v > 240 Then
Call Command6_Click
Text19.Text = v
End If
Text19.Text = v
End Sub

Private Sub Command2_Click() 'close
v = v - 1
Text19.Text = v
If v = 0 Then
Command2.Enabled = False
Command4.Enabled = False
End If
If v = 1 Then
Command2.Enabled = True
End If
Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green
Shape1.BackColor = QBColor(12) ' red

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 "ไม่ว่ากรณีใดก็ตาม" ผู้จัดทำขอสงวนสิทธิ์ในสิ่งที่ปรากฏ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Out &H378, 9

Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

Call delay

Shape2.BackColor = QBColor(15) ' white

Out &H378, 3

Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

Call delay

Shape2.BackColor = QBColor(15) ' white

Out &H378, 6

Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

Call delay

Shape2.BackColor = QBColor(15) ' white

Out &H378, 12

Shape2.BackColor = QBColor(10) ' green

Call delay

If v = 0 Then

Command2.Enabled = False

Command4.Enabled = False

Text19.Text = v

End If

If v = 1 Then

Command2.Enabled = True

End If

End Sub

Private Sub Command3_Click() 'brake

Command1.Enabled = False

Command2.Enabled = False

Command3.Enabled = False

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะในรูปแบบใดก็ตาม หากมีข้อผิดพลาดประการใด ขออภัยเป็นอย่างสูง และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
Command4.Enabled = False
```

```
Command5.Enabled = False
```

```
Timer10.Enabled = False
```

```
Timer11.Enabled = False
```

```
End Sub
```

```
Sub delay()
```

```
    times = Timer
```

```
    Do
```

```
        DoEvents
```

```
    Loop Until Timer >= times + 0.05
```

```
End Sub
```

```
' Can be open/closed and stop
```

```
Private Sub version_Click()
```

```
End Sub
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

1998 STANDARD for

WATER CHILLING PACKAGES USING THE VAPOR COMPRESSION CYCLE



AIR-CONDITIONING &
REFRIGERATION
INSTITUTE

Standard 550/590

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4301 NORTH FAIRFAX DRIVE • ARLINGTON, VIRGINIA 22203

IMPORTANT**SAFETY RECOMMENDATIONS**

It is strongly recommended that the product be designed, constructed, assembled and installed in accordance with nationally recognized safety requirements appropriate for products covered by this standard.

ARI, as a manufacturers' trade association, uses its best efforts to develop standards employing state-of-the-art and accepted industry practices. However, ARI does not certify or guarantee safety of any products, components or systems designed, tested, rated, installed or operated in accordance with these standards or that any tests conducted under its standards will be non-hazardous or free from risk.

ARI CERTIFICATION PROGRAM PROVISIONS**Scope of the Certification Program****ARI 550 CERTIFICATION PROGRAM**

All water-cooled centrifugal and rotary screw water-chilling packages with continuous unloading rated at or below 2000 tons at ARI Standard Rating Conditions, of the hermetic and open type, electric motor driven 60 Hz below 5000v, as covered by this standard, are included in the Certification Program. Included are chillers with single bundle shells (single water circuits or multiple condensers on a single water circuit are included).

ARI 590 CERTIFICATION PROGRAM

All positive displacement step unloading compressor and air-cooled rotary screw water chilling packages rated up to 1500 tons for water cooled condensers and up to 200 tons for air cooled condensers of the hermetic and open type, electric motor driven 60 Hz, 208v, 230v, 380v, 460v and 575v as covered by this standard (single water circuits or multiple condensers on a single water circuit are included).

Certified Ratings

The Certification Program ratings verified by test are:

1. Capacities, tons [kW],
2. Energy Efficiency, as applicable
 - Power Inputs per Ton, kW/ton [kW/kW]
 - Energy Efficiency Ratio (EER), Btu/W·h [W/W]
 - Coefficient of Performance (COP) [W/W]
3. Water Pressure Drops, psi or feet of water [kPa], all of the above at standard rating conditions (see Section 5.1) and at application rating conditions (see Section 5.2) for both full and part loads (see Section 5.3 for part load performance requirements),
4. Integrated Part Load Values (IPLV's) (see Section 5.3.1), and
5. Non-Standard Part Load Values (NPLV's) (see Section 5.3.2)*.

* Applies to ARI 550 certified products only.

Note:

This standard supersedes ARI Standard 550-92 and all addendum thereto and ARI Standard 590-92 and addendum thereto.

WATER-CHILLING PACKAGES USING THE VAPOR COMPRESSION CYCLE

Section 1. Purpose

1.1 Purpose. The purpose of this standard is to establish for water-chilling packages using the vapor compression cycle: definitions; requirements for testing and rating; minimum data requirements for published ratings; marking and nameplate data; and conformance conditions.

1.1.1 Intent. This standard is intended for the guidance of the industry, including manufacturers, engineers, installers, contractors and users.

1.1.2 Review and Amendment. This standard is subject to review and amendment as the technology advances.

Section 2. Scope

2.1 Scope. This standard applies to factory-designed and prefabricated vapor compression refrigeration water chilling packages including one or more hermetic or open drive compressors (centrifugal, rotary screw, scroll, reciprocating, or other types), equipped with either water-cooled, air-cooled, evaporative-cooled condensers or supplied without a condenser. This standard also covers water chilling packages with air or water-cooled heat reclaim condensers.

Section 3. Definitions

3.1 Definitions. All terms in this document will follow the standard industry definitions in the current edition of ASHRAE *Terminology of Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration* unless otherwise defined in this section.

3.2 Air-Cooled Condenser. A refrigeration system component which condenses refrigerant vapor by rejecting heat to air mechanically circulated over its heat transfer surface causing a rise in the air temperature. Desuperheating and sub-cooling of the refrigerant may occur as well.

3.3 Air-Cooled Heat Reclaim Condenser. A heat transfer device which condenses refrigerant vapor, in the process of rejecting the heat of condensation to air, causing a rise in the air temperature. Desuperheating and/or sub-cooling of the refrigerant may occur as well. This condenser may be

a separate condenser, the same as, or a portion of the air-cooled condenser.

3.4 Bubble Point. Refrigerant liquid saturation temperature at a specified pressure.

3.5 Compressor Saturated Discharge Temperature. For single component and azeotrope refrigerants, it is the saturated temperature corresponding to the refrigerant pressure at the compressor discharge. For zeotropic refrigerants, it is the arithmetic average of the dew point and bubble point temperatures corresponding to refrigerant pressure at the compressor discharge. It is usually taken at or immediately downstream of the compressor discharge service valve (in either case on the downstream side of the valve seat), where discharge valves are used.

3.6 Dew Point. Refrigerant vapor saturation temperature at a specified pressure.

3.7 Energy Efficiency, Cooling.

3.7.1 Coefficient of Performance (COP)[W/W]. A ratio of the cooling capacity in Watts [W], to the total power input in Watts [W] at any given set of rating conditions.

3.7.2 Energy Efficiency Ratio (EER). A ratio of the cooling capacity in Btu/h [W] to the total power input in watts [W] at any given set of rating conditions.

3.7.3 Power Input per Ton (kW/Ton). A ratio of the total power input to the unit, including controls, in kW to the net refrigerating capacity in tons at any given set of rating conditions.

3.8 Evaporatively-Cooled Condenser. A refrigeration system component which condenses refrigerant vapor by rejecting heat to a water and air mixture mechanically circulated over its heat transfer surface, causing evaporation of the water and an increase in the enthalpy of the air. Desuperheating and sub-cooling of the refrigerant may occur as well.

3.9 Fouling Factor. The thermal resistance due to fouling accumulated on the heat transfer surface.

3.9.1 Fouling Factor Allowance. Provision for anticipated fouling during use specified in $h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F/Btu$ [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

ARI STANDARD 550/590-1998

Table 1. Standard Rating Conditions			
	Water-Cooled	Evaporatively-Cooled	Air-Cooled
Condenser Water			
Entering	85°F [29.4°C]		
Flow Rate	3.0 gpm/ton [0.054 L/s per kW]		
Condenser Fouling Factor Allowance			
Water-Side	0.00025 h · ft ² · °F/Btu [0.000044 m ² · °C/W]		
Air-Side		0.000 h · ft ² · °F/Btu [0.000 m ² · °C/W]	0.000 h · ft ² · °F/Btu [0.000 m ² · °C/W]
Entering Air			
Dry Bulb			95°F [35.0°C]
Wet Bulb		75°F [23.9°C]	
Evaporator Water			
Leaving		44°F [6.7°C]	
Flow Rate		2.4 gpm/ton [0.043 L/s per kW]	
Evaporator Fouling Factor Allowance			
Water-Side	0.0001 h · ft ² · °F/Btu [0.000018 m ² · °C/W]		
Condenserless			
		Water or Evaporatively Cooled	Air Cooled
Saturated Discharge		105°F [40.6°C]	125°F [51.7°C]
Liquid Refrigerant		98°F [36.6°C]	105°F [40.6°C]
Barometric Pressure - 29.92 in. of Hg [101 kPa]			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.

1999 STANDARD for

POSITIVE DISPLACEMENT REFRIGERANT COMPRESSORS AND COMPRESSOR UNITS



Standard 540

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4301 NORTH FAIRFAX DRIVE • ARLINGTON, VIRGINIA 22203

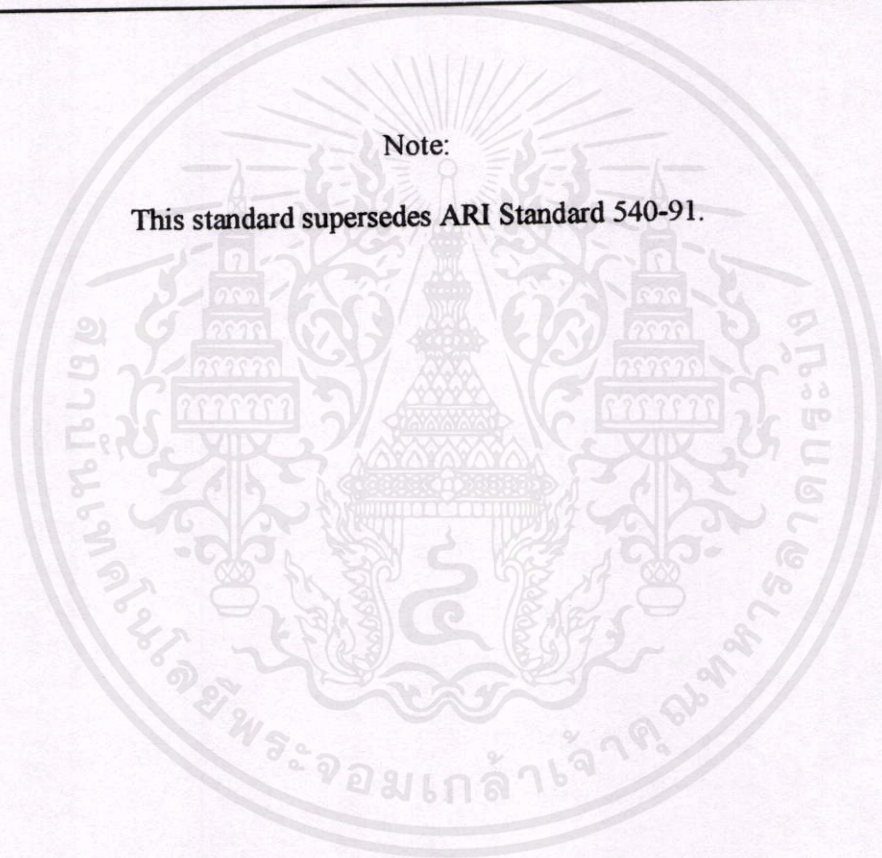
IMPORTANT***SAFETY RECOMMENDATIONS***

It is strongly recommended that the product be designed, constructed, assembled and installed in accordance with nationally recognized safety requirements appropriate for products covered by this standard.

ARI, as a manufacturers' trade association, uses its best efforts to develop standards employing state-of-the-art and accepted industry practices. However, ARI does not certify or guarantee safety of any products, components or systems designed, tested, rated, installed or operated in accordance with these standards or that any tests conducted under its standards will be non-hazardous or free from risk.

Note:

This standard supersedes ARI Standard 540-91.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Price \$20.00 (M) \$40.00 (NM)
Printed in U.S.A.



©Copyright 1999, by Air-Conditioning and Refrigeration Institute
Registered United States Patent and Trademark Office

POSITIVE DISPLACEMENT REFRIGERANT COMPRESSORS AND COMPRESSOR UNITS

Section 1. Purpose

1.1 Purpose. The purpose of this standard is to establish, for positive displacement refrigerant compressors and compressor units for refrigeration applications: definitions; requirements for testing, rating and operating; minimum data requirements for published ratings; marking and nameplate data; and conformance conditions.

1.1.1 Intent. This standard is intended for the guidance of the industry, including manufacturers, engineers, installers, contractors and users.

1.1.2 Review and Amendment. This standard is subject to review and amendment as technology advances.

Section 2. Scope

2.1 Scope. This standard applies to electric motor driven, single capacity positive displacement refrigerant compressors and compressor units. This standard also applies to the presentation of performance data for positive displacement refrigerant compressors and compressor units.

2.2 Exclusions.

2.2.1 This standard does not apply to compressors and compressor units employing ammonia, as covered in ARI Standard 510.

2.2.2 This standard does not apply to compressors and compressor units intended for use in:

- a. Household refrigerators and freezers
- b. Automotive air-conditioners
- c. Dehumidifiers

3.1 Definitions. All terms in this document will follow the standard industry definitions in the current edition of ASHRAE *Terminology of Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration* unless otherwise defined in this section.

3.2 Compressor or Compressor Unit Efficiency.

$$\eta = 100 m C (h_{2s} - h_1) / P$$

where: m = mass flow of volatile refrigerant, lb/hr [kg/s]
 h_1 = specific enthalpy of refrigerant vapor entering the compressor or compressor unit, Btu/lb [kJ/kg]
 h_{2s} = specific enthalpy of refrigerant vapor - at discharge pressure, Btu/lb [kJ/kg] and s is the specific entropy of refrigerant vapor entering the compressor or compressor unit, Btu/lb · °F [kJ/kg · °C]
 C = 0.2931 W/Btu/h, 1.0 [kW/kJ/s]
 P = measured motor input power, W [kW]
 η = compressor or compressor unit efficiency, in percent

3.3 External-Drive Refrigerant Compressor. A compressor with a shaft or other moving part extending through a casing to be driven by an electric motor.

3.4 Positive Displacement Refrigerant Compressor Unit. A positive displacement compressor mounted on a structural base with accessories, such as strainers, service valves, check valves, suction filters, oil separators, receivers, etc., as provided by the manufacturer.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ARI STANDARD 540-1999

3.5 Published Rating. A statement of the assigned values of those performance characteristics, under stated rating conditions, by which a unit may be chosen to fit its application. These values apply to all units of like nominal size and type (identification) produced by the same manufacturer. As used herein, the term "published rating" includes the rating of all performance characteristics shown on the unit or published in specifications, advertising or other literature controlled by the manufacturer, at stated rating conditions.

3.5.1 Standard Rating. A rating based on tests performed at Standard Rating Conditions.

3.5.2 Application Rating. A rating based on tests performed at application rating conditions (other than Standard Rating Conditions).

3.6 "Shall," "Should," "Recommended" or "It is Recommended". "Shall," "should," "recommended" or "it is recommended" shall be interpreted as follows:

3.6.1 Shall. Where "shall" or "shall not" is used for a provision specified, that provision is mandatory if compliance with the standard is claimed.

3.6.2 Should, Recommended or It Is Recommended. "Should," "recommended" or "it is recommended" is used to indicate provisions which are not mandatory but which are desirable as good practice.

Section 4. Test Requirements

4.1 Testing Compressors and Compressor Units. All standard ratings shall be verified by tests conducted in accordance with ASHRAE Standard 23.

Section 5. Rating Requirements

5.1 Standard Ratings of Compressors and Compressor Units. A Standard Rating of a compressor or compressor unit consists of Standard Mass Flow Ratings, identified at the Standard Rating Conditions, plus its associated power input rating and efficiency rating when tested as specified by the manufacturer.

5.1.1 Standard Rating of a Commercial Refrigerating Compressor or Compressor Unit. The rating when operated under one of the Standard Rating Conditions presented in Table 1.

5.1.2 Standard Ratings of a Compressor and Compressor Unit Used in an Air-Conditioner or Heat Pump. The rating(s) when operated under one of the Standard Rating Conditions presented in Table 2.

5.2 Application Ratings of Compressor and Compressor Units. An application rating of a compressor or compressor unit is a mass flow rating, and associated power input rating when tested at completely stated conditions other than those presented in Table 1 or 2, as specified by the manufacturer.

5.3 Publication of Ratings. Wherever application ratings are published or printed, they shall include, or be accompanied by, the pertinent Standard Rating(s), clearly designated as such, and shall include a statement of the conditions at which the ratings apply and the accessories included in obtaining those ratings.

5.4 Tolerances on the Standard Ratings. To comply with this standard, Standard Ratings shall be based on data obtained in accordance with the provisions of this section, and shall be such that any production unit, when tested shall meet these ratings except for an allowance to cover testing and manufacturing variations: 95% of rated values tolerance for mass flow rate and efficiency. In addition, the tolerance for power input shall be no more than 105% of the rated value.

Section 6. Minimum Data Requirements for Published Ratings

6.1 Tabular Data. General performance data, covering the operational spectrum of the equipment, shall be presented in tabular form within defined accuracies and ranges of operation. The tables shall include:

- Suction dew point temperature range, °F [°C]
- Discharge dew point temperature range, °F [°C]
- Applicable superheat, °F [°C]
- Input watts, W [W]
- Compressor or Compressor Unit Efficiency, percent
- Refrigerant mass flow rate, lbs/hr [kg/hr]
- Current, A [A]
- Refrigerant designation per ASHRAE Standard 34

The manufacturer's tabular data shall be based on data obtained from tests performed or calculated by whatever means or methods deemed necessary at conditions within the range of application usage specified in 6.2.1, 6.2.2, 6.2.3 or 6.2.4.

ARI STANDARD 540-1999

6.2 Data to be Reported. The tabular data shall be reported at the following conditions for the compressor or compressor unit application usage intended. The extreme ends of the tabular data may be omitted and not reported due to limits of acceptable operation of the compressor or compressor unit as determined by the manufacturer.

6.2.1 Air-Conditioning (including heat pumps).

- -10°F to 55°F [-25°C to 12.5°C] Suction Dew Point Temperature (5°F [2.5°C] increments)
- 80°F to 140°F [25°C to 60°C] Discharge Dew Point Temperature (10°F [5°C] increments)
- 20 °F [11.1°C] Superheat

6.2.2 High Temperature (water coolers and walk-in coolers, for example).

- 20°F to 50°F [-7.5°C to 10°C] Suction Dew Point Temperature (5°F [2.5°C] increments)
- 80°F to 140°F [25°C to 60°C] Discharge Dew Point Temperature (10°F [5°C] increments)
- Superheat per Table 1

6.2.3 Medium Temperature (display cases, for example).

- -10°F to 32°F [-25°C to 0°C] Suction Dew Point Temperature (5°F [2.5°C] increments)

- 80°F to 140°F [25°C to 60°C] Discharge Dew Point Temperature (10°F [5°C] increments)
- Superheat per Table 1

6.2.4 Low Temperature (freezer cases, for example).

- -40°F to 10°F [-40°C to 12.5°C] Suction Dew Point Temperature (5°F [2.5°C] increments)
- 80°F to 140°F [25°C to 60°C] Discharge Dew Point Temperature (10°F [5°C] increments)
- Superheat per Table 1

6.3 Polynomial Equation. The polynomial equation that shall be used to represent the tabular data is a third degree equation of ten coefficients in the form of:

$$X = C_1 + C_2 * (S) + C_3 * (D) + C_4 * (S^2) + C_5 * (S * D) + C_6 * (D^2) + C_7 * (S^3) + C_8 * (D * S^2) + C_9 * (S * D^2) + C_{10} * (D^3)$$

where:

C = Equation Coefficient, represents compressor performance

S = Suction Dew Point Temperature, °F [°C]

D = Discharge Dew Point Temperature, °F [°C]

Table 1. Standard Rating Conditions for Compressors and Compressor Units for Commercial Refrigeration Applications (Based on 95°F [35°C] Ambient Temperature)

Suction Dew Point Temperature		Compressor Type	Discharge Dew Point Temperature		Return Gas Temperature	
°F	°C		°F	°C	°F	°C
45	7.2	All	130	54.4	65	18.3
20	-6.7	All*	120	48.9	40/65*	4.4/18.3*
-10	-23.3	Hermetic	120	48.9	40	4.4
-25	-31.7	All*	105	40.6	40/65*	4.4/18.3*
-40	-40	All*	105	40.6	40/65*	4.4/18.3*

If air flow across the compressor is used to determine ratings, it shall be specified by the compressor manufacturer.

* For hermetic type compressors 40°F [4.4°C] return gas temperature shall be used.

For external drive and accessible hermetic type compressors 65°F [18.3°C] return gas temperature shall be used.

นี่เป็นเอกสารที่สำนักงานวิจัยสำหรับกรมแรงงานเพื่อการศึกษานานาชาติ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ARI STANDARD 540-1999

Table 2. Standard Rating Conditions for Compressor(s) and Compressor Unit(s) Used In Air Conditioners and Heat Pumps (Based on 95°F [35°C] Ambient Temperature)

Application Test Points	Suction Dew Point Temperature		Discharge Dew Point Temperature		Return Gas Temperature	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Air Source (Cooling)	45	7.2	130	54.4	65	18.3
Air Source (Heating - High Temp.)	30	-1.1	110	43.3	50	4.4
Air Source (Heating - Low Temp.)	5	-15	95	35	25	-3.9
Water Source Cooling & Heating	45	7.2	120	48.9	65	18.3

If air flow across the compressor is used to determine ratings, it shall be specified by the compressor manufacturer.

X represents (as designated)

Power input, W or kW [W]

- Mass flow rate, lbs/hr [kg/hr]
- Current, A [A]
- Compressor or Compressor Unit efficiency

6.3.1 To establish the coefficients to be used in the equation above, the method of "Least Squares" shall be used (Appendix C illustrates one acceptable computer program for establishing the coefficients).

To establish the coefficients, sufficient test data needs to be entered into the computer program. For those conditions where the tabular data cannot be published due to the operating limits of the compressor, the compressor manufacturer will use test data or extrapolated values for the omitted points inside the range(s) specified in 6.2 so that the calculation may be completed and generate the coefficients to be used in the equation (6.3) specified.

6.3.2 The polynomial equation (6.3) shall not be used to extrapolate beyond the range of data specified in 6.2

6.4 Superheat Corrections.

6.4.1 Superheat Range. For superheat, other than that specified, correction values will be provided, upon request of the user, for the following applications and ranges:

6.4.1.1 Air-Conditioning (see 6.2.1)...15°F to 30°F, [8.3°C to 16.7°C] superheat.

6.4.1.2 High Temperature (see 6.2.2)...15°F to 45°F, [8.3°C to 25°C] superheat.

6.4.1.3 Med. Temperature (see 6.2.3)...15°F to 75°F, [8.3°C to 41.7°C] superheat.

6.4.1.4 Low Temperature (see 6.2.4)...15°F to 105°F, [8.3°C to 58.3°C] superheat.

6.5 Values Calculated Using the Equation of 6.3. Values of the same performance characteristics calculated from the ten coefficient third order equation and the coefficients provided by the compressor manufacturer shall agree with the tabular values within $\pm 1\%$. In the event that the compressor manufacturer determines that the values calculated from the ten coefficient equation may differ by more than 1% from the tabulated values in portions of the operating range, the compressor manufacturer will indicate this by shading, cross-hatching or otherwise identifying those affected data points in the table.

Section 7. Operating Requirements

7.1 Loading Requirements. The compressor or compressor unit shall be capable of operating continuously at the stated maximum loading conditions of 7.2 for a minimum period of two hours at minimum and maximum utilization voltage as described in ARI Standard 110, Table 1.

7.2 Maximum Loading Conditions. The maximum

ARI STANDARD 540-1999

suction dew point temperature limit shall be published. This limit shall be established with the compressor operating at conditions described below:

- a. Ambient temperature surrounding the compressor of 115°F [46.1°C] dry bulb for all types.
- b. 145°F [62.8°C] discharge dew point temperature for compressors or compressor units for air cooled applications; 120°F [48.9°C] discharge dew point temperature for compressors and compressor units for water cooled applications.
- c. Superheated return gas temperature shall be no lower than 65°F [18.3°C].

Section 8. Marking and Nameplate Data

8.1 Compressor Electrical Marking. The voltage, phase, frequency, and locked-rotor current of all motors furnished as part of the compressor shall be clearly marked on a nameplate.

Recommended nameplate voltages for 60 Hertz systems shall include one or more of the utilization voltages shown in Table 1 of ARI Standard 110. Recommended nameplate voltages for 50 Hertz systems shall include one or more of the equipment nameplate voltages shown in Table 1 of IEC Standard Publication 38.

8.2 Compressor Unit Nameplate Marking. Each compressor unit should carry a nameplate, affixed to its housing or base, on which at least the following information should be marked, in addition to that required under 8.1:

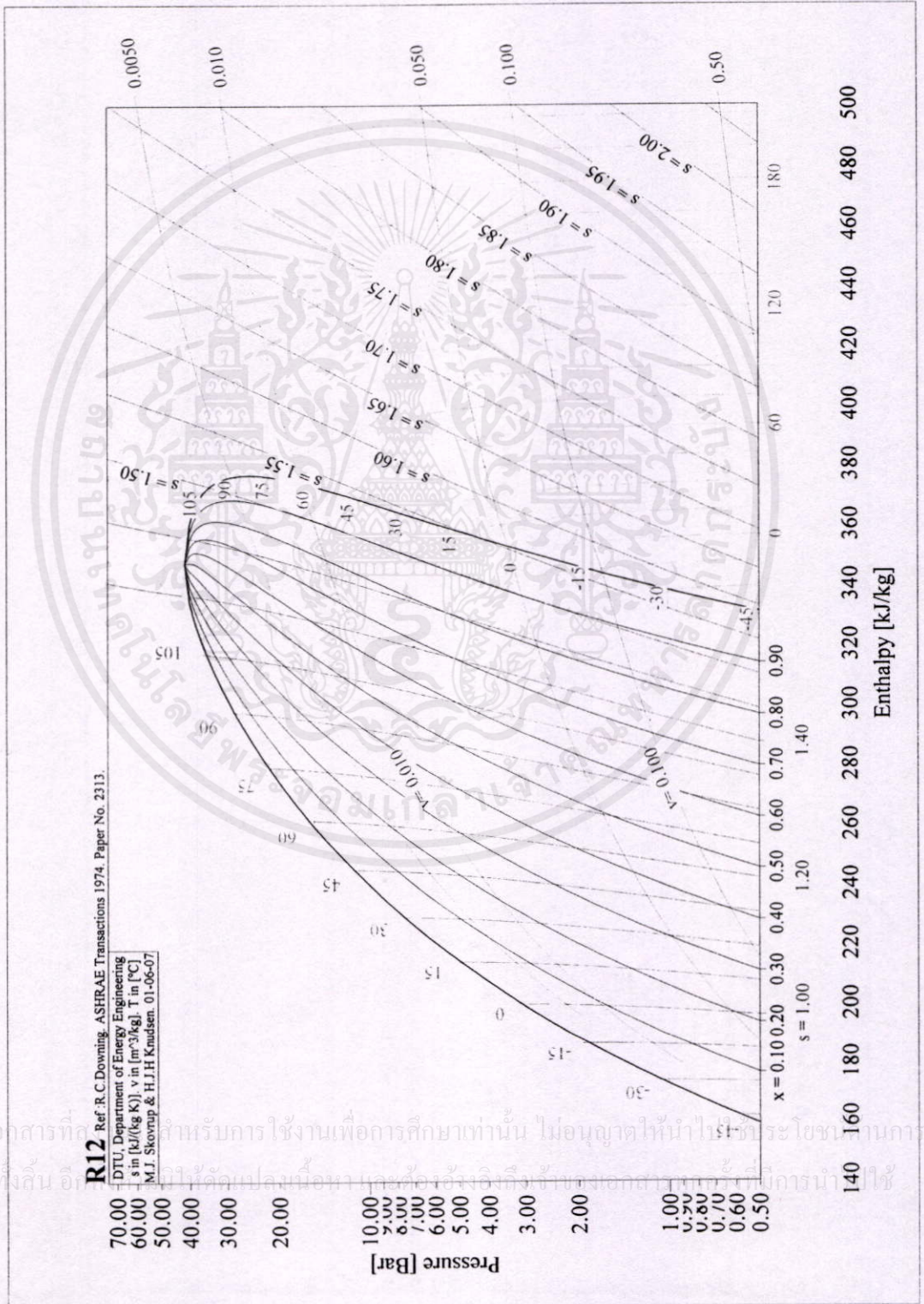
- a. Manufacturer's name and/or symbol
- b. Model number
- c. Refrigerant designation
- d. Input voltage and frequency (Hz)
- e. Rated-load current (where applicable)

Section 9. Voluntary Conformance

9.1 Conformance. While conformance with this standard is voluntary, conformance shall not be claimed or implied for products or equipment within its *Purpose* (Section 1) and *Scope* (Section 2) unless such claims meet all of the requirements of the standard.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารความเย็น

Refrigeration Controlling by Refrigerant Vapor By-pass

ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ และ มะโน ลมมูล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ถ.ฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ ๑ 10520

โทร. 66(2)326-9987 , โทรสาร 66(2)326-9053 , E-mail: kntawac@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ระบบควบคุมการทำความเย็นในปัจจุบัน ใช้เทอร์มิสแตทควบคุมอุณหภูมิ ซึ่งจะทำการหยุดและสตาร์ทการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เป็นการสูญเสียพลังงานเป็นอย่างมาก มีการนำอินเวอร์เตอร์มาควบคุม ซึ่งให้ความประหยัดพลังงานได้ดีกว่า แต่ก็ยังมีปัญหาเรื่องการหล่อลื่น ขณะคอมเพรสเซอร์หมุนรอบต่ำ การบายพาสไอสารทำความเย็นเป็นอีกวิธีหนึ่งที่สามารถควบคุมการอุณหภูมิของการทำความเย็นได้ภายใต้การควบคุมด้วยสภาวะที่เหมาะสมตลอดเวลา สามารถทำให้ระบบทำความเย็นทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด ไม่มีปัญหาจากระบบการหล่อลื่นและการควบคุมอุณหภูมิของการทำความเย็นให้คงที่มากที่สุดได้

Abstract

The Refrigeration Controlling in present . Normally thermostats were used to control a proper refrigerating temperature by stop and start the compressor . A lot of energy consumption was used. Inverter was introduced to solve this problem. Good results are obtained but at low speed of compressor revolution , it still has low lubrication. The refrigerant by-pass method is the other way to control refrigerating temperature . Under manual control can maintain a proper temperature by low flucturate temperature different . Also the highest performance is obtained without low lubricant problem.

1. บทนำ

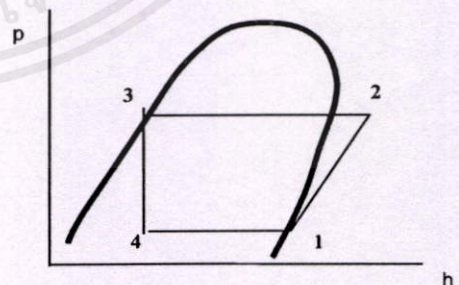
ในปัจจุบันการทำความเย็นเป็นสิ่งสำคัญต่อการเก็บรักษาปัจจัยการดำรงชีวิตของมนุษย์ เช่น อาหาร, เครื่องดื่ม, ยารักษาโรค และมีบทบาทสำคัญต่อกระบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมหลายประเภท จึงมีการ

ศึกษาและพัฒนาทางด้านวิศวกรรมการทำความเย็น เพื่อให้เกิดคุณประโยชน์สูงสุดในการใช้ระบบทำความเย็น การติดตั้งวาล์วบายพาสเป็น

อุปกรณ์เสริมที่ติดตั้งขึ้นเพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานของระบบการทำความเย็นชนิดอัดไอ โดยอาศัยหลักการและทฤษฎีต่างๆ ทางด้านวิศวกรรม

2. ทฤษฎี

2.1 ทฤษฎีการทำความเย็น



รูปที่ 1 P-h Diagram วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

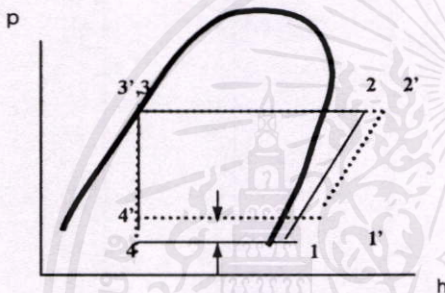
สมการที่ใช้ในการคำนวณมีดังนี้

- งานที่คอมเพรสเซอร์ (W_c)
 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ $W_c = h_2 - h_1$ (1)

- ค่าการทำความเย็น (R.E.)
 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ $R.E. = h_1 - h_4$ (2)

- ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น C.O.P.
 $C.O.P. = R.E. / W_c$ (3)

2.2 ทฤษฎีการขยายพาสไอสารทำความเย็น



รูปที่ 2 P-h Diagram แสดงการเปรียบเทียบวัฏจักรอัดไอกับวัฏจักรขยายพาส

การขยายพาสไอสารทำความเย็นเป็นการระบายไอสารทำความเย็นจากท่อความดันสูง คือด้านออกจากคอมเพรสเซอร์ กลับไปยังท่อความดันต่ำ หรือทางด้านเข้าคอมเพรสเซอร์ ทำให้ความดันในท่อความดันสูงลดลงและท่อความดันต่ำ มีความดันเพิ่มขึ้นระบบควบคุมการทำงานที่ใช้งานอยู่ในปัจจุบัน ส่วนใหญ่จะเป็นแบบมีการติดต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งในระบบการทำงานขนาดใหญ่จะได้รับข้อเสียโดยตรงคือ การติดต่อการทำงานแต่ละครั้งจะกินกำลังงานไฟฟ้าที่สูงมาก เนื่องจากเกิดกระแสกระชากของการสตาร์ทคอมเพรสเซอร์แต่ละครั้ง และยังไม่สามารถควบคุมให้อุณหภูมิคงที่ได้เนื่องจากต้องมีการรอเวลาเพื่อการสตาร์ทคอมเพรสเซอร์อีกครั้ง ส่วนระบบควบคุมโดยใช้อินเวอร์เตอร์ทำงานโดยปรับลดความถี่ของกระแสไฟฟ้า ที่จ่ายให้กับมอเตอร์ของคอมเพรสเซอร์ในขณะที่ภาระลดลง คอมเพรสเซอร์ก็จะหมุนด้วยความเร็วรอบที่ต่ำลง แต่เนื่องจากอินเวอร์เตอร์มีราคาค่อนข้างสูงจึงเป็นข้อจำกัดในการใช้ งาน ซึ่งในระบบควบคุมการทำงานขนาดใหญ่เน้นการลด ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์เพียงเล็กน้อย จะทำให้

ความสามารถในการทำความเย็นลดลงอย่างมาก อีกทั้งยังมี ปัญหาในการหล่อลื่นในตัวคอมเพรสเซอร์ในขณะที่ความเร็วรอบ ต่ำๆ

การติดตั้งวาล์วบายพาสเป็นอุปกรณ์เสริมที่ติดตั้งขึ้นเพื่อ ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานของระบบการทำงานทำความเย็น ชนิดอัดไอ ซึ่งงานวิจัยนี้ ได้ทำการทดลองบายพาสไอสารทำ ความเย็นในสภาวะที่ภาระของระบบลดลง โดยควบคุมอุณหภูมิ ให้คงที่ และ ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบกับการทำงานแบบ ติด-ต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์ โดยใช้วาล์วลดความดัน แบบเทอร์โมสแตติก และ การควบคุมโดยใช้อินเวอร์เตอร์เพื่อลด ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เพื่อทำการวิเคราะห์หาวิธีการ ควบคุมอุณหภูมิของเครื่องทำความเย็นที่เหมาะสมในสภาวะของ ภาระต่างๆ กัน

จากการเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรอัดไอกับวัฏ จักขยายพาสพบว่า

- งานที่คอมเพรสเซอร์ต้องทำ (W_c)
 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4'$ $W_c = h_2 - h_1$ (4)

พบว่า งานที่คอมเพรสเซอร์ทำในวัฏจักรขยายพาสมีค่าน้อยกว่า งานของวัฏจักรปกติ

- ค่าการทำความเย็น (R.E.)
 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4'$ $R.E.' = h_1 - h_4$ (5)

พบว่าค่าการทำความเย็นต่อหน่วยมวลในวัฏจักรขยายพาสมีค่า มากกว่าวัฏจักรปกติ

- ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น C.O.P.
 $C.O.P. = R.E. / W_c$ (6)

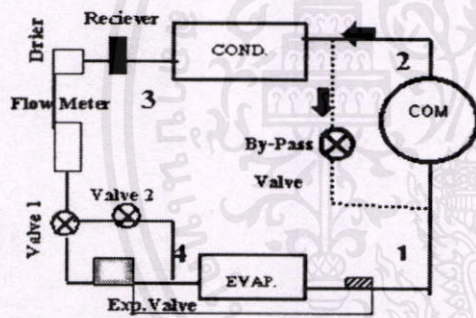
- ประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (Energy Efficiency Ratio)
 $EER = C.O.P. \times 3.41$ (7)

จากสมการนี้ เมื่อค่า RE เพิ่มขึ้น หรือค่า W_c ลดลง จะทำให้ค่า สัมประสิทธิ์การทำความเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อให้ขนาดของ คอนเดนเซอร์เท่ากันทั้งสองวัฏจักร พบว่า ความสามารถในการ Subcooled ของวัฏจักรขยายพาสมีค่าเพิ่มขึ้น โดยที่ W_c คือ กำลังงานที่ใช้โดยมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ หน่วยเป็น Watt R.E. คือ ค่าการทำความเย็น หน่วยเป็น KJ/Kg จุดที่ 1 คือ สภาวะที่ไอของสารทำความเย็นเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ จุดที่2คือสภาวะที่ไอร้อนออกจากคอมเพรสเซอร์เข้า คอนเดนเซอร์ จุดที่ 3 คือ สภาวะที่สารทำความเย็นเหลวออกจากคอนเดนเซอร์

จุดที่ 4 คือ สภาวะที่สารทำความเย็นเหลวเข้าฮีวไปเรเตอร์

3. เครื่องทำความเย็นที่ใช้ในการทดลอง

- Open Type Reciprocating Compressor 1 -1/2 hp
- Shell and Tube Condenser
- Enter Water Temp 90 °F , Leaving Water Temp 100 °F
- Shell and Coil Chiller Capacity 9000 btu/hr
- Chiller Water IN/OUT 90 /83 °F
- Chilled Water Flow 1.8 GPM.
- Needle Valve For By-Pass OD. Sizing ¼ inch.
- Rotameter Flow Meter Range 0-2.4 Kg/min.
- Working Fluid Refrigerant CFC 12
- Evap : 20 psig , Cond : 120 psig
- Low and High Pressure Gage
- Heater and Dimmer 3000 Watt
- Panel Watt Meter 0-3 Kw



รูปที่ 3 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

4. วิธีการทดลอง

4.1 ระบบปกติ (ใช้ Expansion Valve)

1. วาล์ว 2 และวาล์วบายพาสจะถูกปิด เปิดเฉพาะวาล์ว 1 เท่านั้น
2. เมื่อระบบเสถียรปรับ Exp.Valve ได้อัตราการไหลของสารทำความเย็นคงที่ค่าหนึ่ง m_1 จากนั้นลดโหลดให้ระบบ โดยลดอุณหภูมิน้ำเข้าฮีวพอเรเตอร์ เมื่อระบบเสถียร มวลสาร ความเย็นจะไหลน้อยลง จากนั้นจึงปรับ Exp. Valve ให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นกลับมาที่ m_1 รอจนเสถียรแล้วบันทึกผล
3. ลดโหลดให้กับระบบ(อุณหภูมิน้ำ)รอจนเสถียรแล้วจึงปรับ Exp.Valve กลับมาที่ m_1 เมื่อเสถียรบันทึกค่า

4. ทำซ้ำข้อ 3 โดยลดอุณหภูมิน้ำ

5. ทำซ้ำข้อ 2-4 แต่เปลี่ยนมวลสารความเย็นใหม่เป็น m_2 และ m_3

4.2 ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์

1. ปิดวาล์ว1 (เพื่อตัด Exp. Valve ออกจากระบบ)เปิดเฉพาะวาล์ว2
2. เพิ่มโหลดสูงสุดให้กับระบบใช้อินเวอร์เตอร์ ปรับความถี่ควบคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ ที่ 50 Hz ปรับวาล์ว 2 ที่อัตราการไหลค่าหนึ่ง เมื่อระบบเสถียรบันทึกค่า
- 3.ลดโหลดระบบลง โดยปรับความถี่อินเวอร์เตอร์ลงตามโหลดโดยให้ ความแตกต่างของอุณหภูมิด้านเข้า และออกฮีวพอเรเตอร์มีค่าความแตกต่างเท่ากันตลอดการทดลอง บันทึกค่า
4. ทำซ้ำข้อ 3 โดยลดโหลดที่ให้กับระบบ

4.3 ระบบที่ใช้วาล์วบายพาสไอร้อน

1. ปิดวาล์ว1 (เพื่อตัด Exp. Valve ออกจากระบบ)เปิดเฉพาะวาล์ว 2
2. ทำการลดโหลดให้กับระบบเมื่อระบบไม่เสถียร ให้เริ่มเปิดวาล์วบายพาสทีละนิด โดยสังเกตอุณหภูมิผลต่างของฮีวไปเรเตอร์มีค่าเดิมตลอดการทดลองเมื่อระบบเสถียรทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ ความดัน และ อัตราไหลของสารทำความเย็น
3. ทำการลดโหลดให้ระบบ แล้วทำการทดลองเหมือนข้อ 2 จนกว่าจะได้สภาวะโหลดต่ำที่สุด

โดย การลดโหลด ทำโดยปิดวาล์วน้ำร้อนที่เข้าฮีวไปเรเตอร์ ให้น้ำร้อนไหลเข้าเป็นไหลคน้อยลง และ ทำโดยการปรับลด Dimmer Heater ให้มีกำลังไฟที่เป็นตัวสร้างโหลดให้ฮีวไปเรเตอร์ให้ลดลง และสภาวะเสถียรดูจากสารทำความเย็นที่ Flow meter ไม่มีฟองปรากฏ

5. ผลการทดลอง

5.1 ระบบปกติ(ใช้ Expansion Valve);ความเร็วรอบ755 rpm

ตารางที่ 1 แสดงผลการทดลองของระบบปกติ

Load [°F]	Wc [Watt]	Pe [psig]	Pc [psig]	m [kg/min]
94	1030	24	120	0.80
92	950	25	120	0.75
91	910	26	120	0.73
89	850	27	120	0.70

RA-29

โดยที่

Load คือ อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้าฮีทโพรเตอร์ หน่วยเป็น [°F] Wc คือ ค่าการใช้พลังงานของมอเตอร์ คอมเพรสเซอร์ โดยอ่าน

จาก Panel Watt Meter มีหน่วยเป็น Watt

Pe คือ ค่าที่อ่านจากเกจวัดความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าฮีท

วโพรเตอร์ มีหน่วยเป็น psig

Pc คือ ค่าที่อ่านจากเกจวัดความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้า

คอนเดนเซอร์ มีหน่วยเป็น psig

m คือ อัตราไหลของสารทำความเย็นที่ Flow Meter มีหน่วยเป็น kg /min

ตารางที่ 2 แสดงผลการคำนวณของระบบปกติ

Qe [Btu/hr]	Wc [Watt]	EER [Btu/hr/Watt]	R.E. [Btu/lb]
5994	1030	5.82	56.7
5575	950	5.86	56.6
5469	910	6.01	56.5
5110	850	6.01	55.7

Qe คือ ความสามารถในการทำความเย็น มีหน่วยเป็น [Btu/hr]

$$Q_e = m \times R.E \quad . [Btu/hr] \quad (8)$$

5.2 ระบบอินเวอร์เตอร์

ตารางที่ 3 แสดงผลการทดลองของระบบที่ติดตั้งอินเวอร์เตอร์

Load [°F]	Wc [Watt]	Pe [psig]	Pc [psig]	m [kg/min]	rpm
95	1010	23	130	0.83	682
93	950	23.5	130	0.79	675
91	900	24	127	0.77	645
89	830	25	127	0.75	633

ตารางที่ 4 แสดงผลการคำนวณของระบบที่ติดตั้งอินเวอร์เตอร์

Qe [Btu/hr]	Wc [Watt]	EER [Btu/hr/Watt]	R.E. [Btu/lb]
6433	1010	6.37	55.3
6051	950	6.50	55.1
6016	920	6.54	55.0
5486	830	6.64	54.8

5.3 ระบบบายพาสไฮสทาร์ทำความเย็น

ตารางที่ 5 แสดงผลการทดลองของระบบที่ใช้วาล์วบายพาส

Load [°F]	Wc [Watt]	Pe [psig]	Pc [psig]	m [kg/min]
96	1100	23.0	140	0.975
94	960	23.5	135	0.970
92	920	24.0	130	0.875
91	870	24.5	130	0.850

ตารางที่ 6 แสดงผลการคำนวณของระบบที่ใช้วาล์วบายพาส

Qe [Btu/hr]	Wc [Watt]	EER [Btu/hr/Watt]	R.E. [Btu/lb]
7480	1100	6.80	58.5
6192	960	6.45	58.0
5796	920	6.30	57.5
5438	870	6.25	57.0

6. วิเคราะห์ผลการทดลอง

จากตารางแสดงผลการทดลอง นำค่าต่างๆ มาเขียนกราฟเพื่อแสดงความสัมพันธ์ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะดิใจๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ในขณะที่ระบบมีการลดภาระลงต่ำๆ พบว่าระบบที่ใช้ อินเวอร์เตอร์จะมีค่าประสิทธิภาพการใช้พลังงาน(EER)สูงกว่า ระบบอื่นๆ แต่ก็ควรระวังในเรื่องการหลอ่ล้นขึ้นส่วนเคลื่อนที่ คอมเพรสเซอร์ โดยเฉพาะระบบที่ใช้การอัดสาคน้ำมันหลอ่ล้น ซึ่ง เมื่อภาระต่ำรอบการทำงานคอมเพรสเซอร์ก็จะต่ำ จะทำให้ ประสิทธิภาพการหลอ่ล้นลดลง

4. แนวโน้มของค่าประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)ของระบบที่ ใช้การบายพาสจะมีค่ามากขึ้นเมื่อภาระของระบบสูงขึ้น

5. ระบบที่ใช้การบายพาสจะให้การประหยัดพลังงานเช่นเดียวกับ ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ แต่สามารถใช้ปรับลดได้ช่วงใดช่วงหนึ่งของระบบและเหมาะกับการปรับตัวลดลงของภาระในระยะเวลา นั้นเท่านั้นเนื่องจากจะทำให้เกิดความร้อนสะสมในคอมเพรสเซอร์ แต่ระบบบายพาสจะมีจุดเด่นก็คือ สามารถควบคุมอุณหภูมิได้ คงที่ เช่นเดียวกับอินเวอร์เตอร์ สามารถลดจำนวนครั้งในการตัด-ต่อคอมเพรสเซอร์ ทำให้ควบคุมการเกิดDemand Charge ของ การคิดค่ากระแสไฟฟ้า ซึ่งเป็นจุดด้อยของระบบปกติ อีกทั้งยังไม่ พบปัญหาในการหลอ่ล้นขึ้นส่วนเคลื่อนที่ของคอมเพรสเซอร์อีก ด้วย

8. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ ผศ. ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ ที่ให้ความ ช่วยเหลือและคำแนะนำที่ดีเสมอมา ขอขอบพระคุณภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ทุนในการทำวิจัย รวมถึงเจ้าหน้าที่และ เพื่อนๆ นักศึกษา สำหรับคำแนะนำ จนผลงานวิจัยนี้สำเร็จลุลวง ไปได้ด้วยดี

9. หนังสืออ้างอิง

- [1] อัครเดช สินธุภักดิ์, " การทำความเย็น " , ตำราชุด วิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระ จอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] อัครเดช สินธุภักดิ์, " การปรับอากาศ " , ตำราชุด วิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระ จอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] Richard C. Jordan and Gayle B. Priester " Refrigeration and Air Conditioning " Prentice-Hall of India Privatr Limited New Delhi, 1973.

[4] Carrier , 1965 " Handbook of Air Conditioning System

[5] Norman C. Harris , 1983 , " Modern Air Conditioning Practice " McGraw-Hill International Book Company.

[6] William H. Severn and Julian R. Fellows, 1958 , " Air Conditioning and Refrigeration " John Wilay and Sons Inc., NewYork and London

ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้เขียน	นายมะโน ละมุล
วันเดือนปีเกิด	4 พฤศจิกายน 2519
วุฒิการศึกษา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง 2543 บริหารธุรกิจมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ 2545
ประสบการณ์ทำงาน	
พ.ศ. 2545 – ปัจจุบัน	ตำแหน่งวิศวกรฝ่ายการตลาด บริษัท รีฟริโก รีฟริเจอเรชั่น จำกัด มีหน้าที่ ขายสินค้า และ แนะนำข้อมูลทางเทคนิค เกี่ยวกับ อุปกรณ์ และระบบควบคุมการทำความเย็น
ผลงานวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์	
2544	การควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารทำความเย็น Refrigeration controlling by refrigerant vapour by-pass การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 (Mechanical Engineering of Thailand the 15 Th Conference)
ผลงานวิชาการเกี่ยวกับการทำงาน	
2545	การนำอินเวอร์เตอร์มาควบคุมในระบบ Water Chiller วารสารสมาคมเครื่องทำความเย็นไทย ปีที่ 2 ฉบับที่ 6 กันยายน 2545
2546	การใช้ R-407C ทดแทน R-22 วารสารสมาคมเครื่องทำความเย็นไทย ปีที่ 3 ฉบับที่ 9 กันยายน 2546

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้