

การศึกษาระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น



นายมนัสชัย คงรักษ์กวิน

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2547

ISBN 974-17-7178-9

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY OF REFRIGERATION CYCLE USING AIR AS A REFRIGERANT

Mr. Manatchai Kongrakkawin

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2004

ISBN 974-17-7178-9

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น
โดย	นายมนัสชัย คงรักษ์กวิน
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	อาจารย์ ดร. เชิดพันธ์ วิฑูราภรณ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทมหาบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร. ดิเรก ลาวัญย์ศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ตุลย์ มณีวัฒนา)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(อาจารย์ ดร. เชิดพันธ์ วิฑูราภรณ์)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฤชากร จิรกาลวสาน)

..... กรรมการ
(อาจารย์ ดร. ศุภวุฒิ จันทรานูวัฒน์)

มนัสชัย คงรักษ์ภักวิน : การศึกษาระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น.

(A STUDY OF REFRIGERATION CYCLE USING AIR AS A REFRIGERANT)

อ.ที่ปรึกษา: อาจารย์ ดร. เชิดพันธ์ วิทยากรณ์, 111 หน้า. ISBN 974-17-7178-9.

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ทำการศึกษาระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเสนอรูปแบบระบบต่างๆ เพื่อเป็นแนวทางในการนำไปใช้ในทางปฏิบัติ โดยรูปแบบที่ทำการวิเคราะห์มี 4 รูปแบบ ได้แก่ ระบบปิด อัดหนึ่งชั้น แบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ, ระบบปิด อัดหนึ่งชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ, ระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ และระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ด้วยทฤษฎีของพารามิเตอร์ ได้แก่ อัตราส่วนการอัด, ประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศ, ประสิทธิภาพกังหัน, ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อน และ ประสิทธิภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ที่มีต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น และเพื่อแสดงความเป็นไปได้เชิงรูปธรรมด้วยการสร้างเครื่องทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นขึ้น โดยรูปแบบที่ทำการสร้างต้นแบบคือ ระบบเปิด อัดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

ผลที่ได้จากการวิเคราะห์พบว่า ระบบอัดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ เมื่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์ในระบบเท่ากับ 85% ระบบจะเกิดขึ้นได้จริงเมื่ออัตราส่วนการอัดมากกว่า 1.4 แต่ถ้าติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ จะทำให้ระบบเกิดขึ้นได้จริงที่อัตราส่วนการอัดลดลงแค่ 1.1 เท่านั้น หรือถ้าติดตั้งเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง อัตราส่วนการอัดจะลดลงเหลือแค่ 1.2 แต่ถ้าวิเคราะห์ในแง่ของภาวะทำความเย็นและสมรรถนะการทำความเย็น จะพบว่าระบบอัดสองชั้นจะให้ภาวะการทำความเย็นมากกว่าระบบอัดหนึ่งชั้น และระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำจะให้ภาวะการทำความเย็นที่มากกว่าระบบที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ แต่สมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าสูงสุดเรียงตามลำดับ ดังนี้ ระบบอัดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ, ระบบอัดหนึ่งชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ, ระบบอัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ และระบบอัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ตามลำดับ โดยอุปกรณ์ในทุกะบบมีประสิทธิภาพ 100% ถ้าอุปกรณ์มีประสิทธิภาพไม่เท่ากับ 100% ต้องพิจารณาอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง และ/หรือ อัตราส่วนการอัดรวมของระบบด้วย ดังรายละเอียดในวิทยานิพนธ์

ผลที่ได้จากการทดลองพบว่า เมื่อทดลองที่ความเร็วรอบ 2,698, 3,230, 4,260, และ 5,112 รอบต่อนาที หรือที่อัตราส่วนการอัด 1.48, 1.68, 1.78 และ 1.82 ตามลำดับ ที่อัตราส่วนการอัด 1.48 จะมีสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุดที่ 0.12 แต่มีภาวะการทำความเย็นต่ำสุดที่ 4.9 kJ/kg และอุณหภูมิต่ำสุดที่ทำได้อยู่ที่ 20.1 องศาเซลเซียส และที่อัตราส่วนการอัด 1.82 จะมีสมรรถนะการทำความเย็นต่ำสุดที่ 0.10 แต่จะได้ภาวะการทำความเย็นสูงสุดที่ 8.1 kJ/kg และอุณหภูมิต่ำสุดที่ทำได้อยู่ที่ 17.0 องศาเซลเซียส

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล..... ลายมือชื่อผู้คิด.....

สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล..... ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....

ปีการศึกษา.....2547.....

4470463921 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORD : AIR CYCLE / NATURAL REFRIGERANT

MANATCHAI KONGRAKKAWIN: A STUDY OF REFRIGERATION CYCLE USING AIR AS A REFRIGERANT. THESIS ADVISOR: CHIRDPUN VITTOORAPORN, Ph.D., 111 pp.
ISBN 974 -17-7178-9.

In this study, four types of refrigeration cycle using air as a refrigerant were analyzed in order to layout a guide line for practical usage. These 4 types were as follow; 1) closed single-stage without regenerative heat exchanger system 2) closed single-stage with regenerative heat exchanger system 3) closed two-stage without regenerative heat exchanger system 4) closed two-stage with regenerative heat exchanger system. The following parameters were analyzed to study their effects to the cycle performance:- compression ratio, compressor efficiency, turbine efficiency, effectiveness of heat exchanger, effectiveness of regenerative heat exchanger, cooling load, and coefficient of performance (COP). To illustrate the implementation of this system, a refrigeration cycle using air as a refrigerant was constructed. The system is an opened single-stage without regenerative heat exchanger system.

The result indicated that for single-stage without regenerative heat exchanger and 85% effectiveness for compressor and turbine could work well at compression ratio above 1.4. However, by adding the regenerative heat exchanger to the system, the cycle could work at lower the compression ratio of about 1.1. Adding a booster could make the cycle to run at the compression ratio of about 1.2. With other factors in consideration, it was found that the two-stage system gave a higher cooling load capacity than that of the single-stage system. The same conclusion was found when adding the regenerative heat exchanger to the cycle. However, the COP values were found from high to low respectively as follows:- single-stage without regenerative heat exchanger system, single-stage with regenerative heat exchanger system, two-stage without regenerative heat exchanger system, and two-stage with regenerative heat exchanger system. The results above based on the assumption that all the equipment in the cycle has 100% effectiveness. Apart from this assumption, the compression ratio and/or overall compression ratio have to be considered as shown in details in this thesis.

Test result at compressor speed of 2,698, 3,232, 4,260, and 5,112 rpm with the compression ratio at 1.48, 1.68, 1.78, and 1.82 were shown that the highest COP value of 0.12 was obtained at compression ratio equal to 1.48 but with the lowest cooling load at 4.9 kJ/kg and the lowest possible temperature at 20.1 °C. With compression ratio at 1.82, the lowest COP was found at 0.10 and the highest cooling load of 8.1 kJ/kg was obtained with the lowest temperature at 17.0 °C.

Department Mechanical Engineering Student's Signature

Field of Study Mechanical Engineering Advisor's Signature

Academic Year 2004

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี โดยได้รับความช่วยเหลือ และความอนุเคราะห์อย่างดีจากหลายฝ่ายด้วยกัน ข้าพเจ้าขอขอบคุณ อาจารย์ ดร.เชิดพันธ์ วิฑูรภรณ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งผู้ทำวิทยานิพนธ์ขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงที่ท่านได้ให้คำปรึกษา คำแนะนำ และให้ความรู้ด้านต่างๆ ที่เอื้อประโยชน์ในการทำวิทยานิพนธ์ ตลอดจนการอบรม สั่งสอนเรื่องต่างๆ ที่สามารถนำไปใช้ในชีวิตประจำวันได้

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ตุลย์ มณีวัฒนา ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฤชกร จิรกาลวสาน และอาจารย์ ดร.ศุภวดี จันทรานูวัฒน์ ที่ได้ให้คำแนะนำ และถ่ายทอดความรู้และประสบการณ์ตลอดระยะเวลาการทำวิทยานิพนธ์ ซึ่งทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณ ร้านต่อเลิศอะไหล่ยนต์ ที่ให้ความอนุเคราะห์เทอร์โบชาร์เจอร์ สำหรับใช้ในการทำวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณ บริษัท ชัยมิตร เอ็นจิเนียริง อินเทอร์เน็ตเซ็นแนล จำกัด ที่ให้ความอนุเคราะห์แผ่นกรองอากาศอคูมิเนียม สำหรับใช้ในการทำวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณ น้องอัฐฐพล หล่อกิตติวณิชย์ น้องชัยเลิศ กวีเลิศวงศ์ น้องโชติช่วง ทวีสินฟู น้องธรรมรัตน์ วิริยะเกริกไกร น้องกิตติพงษ์ สุขชัย น้องชัยวัฒน์ พุทธานันทเดช และพีธีปัตย์ ไชยชาญ ที่ได้ร่วมแรง ร่วมใจ สร้างต้นแบบเครื่องทำความเย็น รวมทั้งเพื่อนๆ พี่ๆ ร่วมห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีอาคารและสิ่งแวดล้อมที่ได้ให้คำแนะนำ ทิชม เครื่องทำความเย็น

ขอขอบคุณ คุณโกวิท โกพล คุณสุบิน ชันดี และคุณธนพร เสาวรัตน์ชัย ช่างประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ได้คำแนะนำการใช้เครื่องจักร และเครื่องมือต่างๆ รวมทั้งครูสุรวุฑ และครูธงชัย ที่ได้คำแนะนำ ความรู้ และให้ความอนุเคราะห์ด้านอุปกรณ์และเครื่องมือต่างๆ

สุดท้ายนี้ ผู้ทำวิทยานิพนธ์ขอกราบขอบพระคุณ บิดาและมารดา ที่รับฟัง เข้าใจ อีกรทั้งเป็นกำลังใจ และสนับสนุนผู้ทำวิทยานิพนธ์ ให้สามารถดำเนินวิทยานิพนธ์ ได้อย่างสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ถ้าวิทยานิพนธ์นี้ ก่อเกิดประโยชน์ต่อสังคมในอนาคต ขอทุกสิ่งจงเกิดแก่บิดาและมารดา ข้าพเจ้า ด้วยเทอญ

สารบัญ

บทที่	หน้า
บทคัดย่อวิทยานิพนธ์.....	ง
บทคัดย่อวิทยานิพนธ์ภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญภาพ.....	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ด
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขต.....	2
1.4 ขั้นตอนและวิธีการดำเนินงาน.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
1.6 งานวิจัยที่ผ่านมา.....	3
บทที่ 2 ทฤษฎี.....	5
2.1 ก๊าซสมบูรณ์หรือก๊าซอุดมคติ.....	5
2.2 วัฏจักรอากาศ.....	10
บทที่ 3 รูปแบบระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น และบทวิเคราะห์ทางทฤษฎี... 16	16
3.1 ระบบปิด อัดหนึ่งชั้น แบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	18
3.2 ระบบปิด อัดหนึ่งชั้น แบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	26
3.3 ระบบปิด อัดสองชั้น แบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	35
3.4 ระบบปิด อัดสองชั้น แบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	45
3.5 การวิเคราะห์อิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน	
ภาวะทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น.....	61
3.5.1 พารามิเตอร์ ในระบบอัดหนึ่งชั้น.....	61
3.5.2 พารามิเตอร์ ในระบบอัดสองชั้น.....	63
3.5.3 การเปรียบเทียบรูปแบบระบบ.....	65
บทที่ 4 การดำเนินงานวิจัย.....	68
4.1 รูปแบบระบบทำความเย็นที่นำมาสร้างเครื่องทำความเย็น	
ที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นในการทดลอง และการคำนวณทางทฤษฎี.....	68
4.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	74
4.3 เครื่องมือวัด.....	81

บทที่	หน้า
4.4 การสร้างและการติดตั้งชุดทดลอง.....	86
4.5 การทดลองและขั้นตอนการทดลอง.....	93
บทที่ 5 ผลการทดลอง และการวิเคราะห์.....	97
5.1 ผลการทดลอง.....	97
5.2 การวิเคราะห์ผลการทดลอง.....	103
บทที่ 6 สรุป และข้อเสนอแนะ.....	105
6.1 สรุปงานวิจัย.....	105
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	107
รายการอ้างอิง.....	109
บรรณานุกรม.....	110
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	111

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญตาราง

		หน้า
ตารางที่ 1.1	สมรรถนะของระบบวัฏจักรอากาศที่ใช้ในอาคารของ BRE และ FRPERC.....	3
ตารางที่ 3.1	ค่าสัมประสิทธิ์ป้องกันสมรรถนะการทำความเย็น, ภาวะการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัด ชั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=1.5$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	55
ตารางที่ 3.2	ค่าสัมประสิทธิ์ป้องกันสมรรถนะการทำความเย็น, ภาวะการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัด ชั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=3.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	56
ตารางที่ 3.3	ค่าสัมประสิทธิ์ป้องกันสมรรถนะการทำความเย็น, ภาวะการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัด ชั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=6.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	57
ตารางที่ 3.4	ค่าสัมประสิทธิ์ป้องกันสมรรถนะการทำความเย็น, ภาวะการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัด ชั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=12.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$...	58
ตารางที่ 3.5	ค่าสัมประสิทธิ์ป้องกันสมรรถนะการทำความเย็น, ภาวะการทำความเย็น และอัตราส่วนความ ดัน ณ อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=0.85$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	59
ตารางที่ 3.6	ค่าสัมประสิทธิ์ป้องกันสมรรถนะการทำความเย็น, ภาวะการทำความเย็น และอัตราส่วนความ ดัน ณ อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=1.00$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	60
ตารางที่ 4.1	ตำแหน่ง ชนิด และขนาดของท่อและข้อต่อ.....	80
ตารางที่ 5.1	ข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลอง ณ ความเร็วรอบค่าต่างๆของเครื่องอัดอากาศ.....	98
ตารางที่ 5.2	ข้อมูลซึ่งได้จากการนำข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลองมาคำนวณ.....	99
ตารางที่ 5.3	ค่าเฉลี่ยข้อมูลซึ่งได้จากการนำข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลองมาคำนวณ.....	100

สารบัญภาพ

	หน้า
รูปที่ 1.1 ระบบวัฏจักรอากาศที่ใช้ในอาคารของ BRE และ FRPERC.....	3
รูปที่ 1.2 แผนผังวัฏจักรอากาศที่ใช้ในตู้แสดงสินค้าของ Russell.....	4
รูปที่ 2.1 แผนภูมิของกระบวนการโพลิโทรปิก.....	9
รูปที่ 2.2 วัฏจักรจูลย์-เบรย์ตัน แบบย้อนกลับ.....	10
รูปที่ 2.3 วัฏจักรจูลย์-เบรย์ตัน แบบย้อนกลับที่ปรับปรุงโดยเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	10
รูปที่ 2.4 แผนภูมิ T-S.....	11
รูปที่ 2.5 เครื่องอัดอากาศ.....	12
รูปที่ 2.6 กังหัน.....	12
รูปที่ 2.7 แผนภาพแสดงตัวอุปกรณ์ระบายความร้อน.....	13
รูปที่ 2.8 แผนภาพแสดงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	14
รูปที่ 3.1 ระบบปิด อัดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	18
รูปที่ 3.2 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	22
รูปที่ 3.3 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=2.0$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	22
รูปที่ 3.4 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=2.0$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	23
รูปที่ 3.5 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=2.0$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	23
รูปที่ 3.6 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพส่วนทำความเย็นต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=2.0$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	24
รูปที่ 3.7 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% $CR=2.0$ และ $T_L=288K$	24

รูปที่ 3.8	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$	25
รูปที่ 3.9	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	25
รูปที่ 3.10	ระบบปิด อัดหนึ่งชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	26
รูปที่ 3.11	กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	30
รูปที่ 3.12	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	30
รูปที่ 3.13	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	31
รูปที่ 3.14	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพผลอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	31
รูปที่ 3.15	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพผลอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	32
รูปที่ 3.16	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพผลส่วนทำความเย็นต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	32
รูปที่ 3.17	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_L=288K$	33
รูปที่ 3.18	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% CR=2.0 และ $T_H=308K$	33
รูปที่ 3.19	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	34

รูปที่ 3.20	ระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	35
รูปที่ 3.21	แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณและสมการ สำหรับระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มี อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	38
รูปที่ 3.22	กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	39
รูปที่ 3.23	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มี ประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	40
รูปที่ 3.24	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มี ประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	40
รูปที่ 3.25	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	41
รูปที่ 3.26	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัดต่อการระบาย ความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุก อุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	41
รูปที่ 3.27	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน ภาวะ การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มี ประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	42
รูปที่ 3.28	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลห้องทำความเย็นต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำให้ ความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	42
รูปที่ 3.29	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	43
รูปที่ 3.30	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และ สัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	43
รูปที่ 3.31	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป่งสมรรถนะ การทำความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	44

รูปที่ 3.32	ระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	45
รูปที่ 3.33	แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณและสมการ สำหรับระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ.....	48
รูปที่ 3.34	กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน ภาระการทำ ความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	49
รูปที่ 3.35	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมี ประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	50
รูปที่ 3.36	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมี ประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=300K$ $T_L=288K$	50
รูปที่ 3.37	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	51
รูปที่ 3.38	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัดต่อการระบาย ความร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อ อุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	51
รูปที่ 3.39	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน ภาระ การทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมี ประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	52
รูปที่ 3.40	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำต่อการระบายความ ร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่ เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	52
รูปที่ 3.41	กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิผลอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำต่อการระบายความ ร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่ เหลือมีประสิทธิภาพ 85% $CR=1.3$ และ $T_H=308K$ $T_L=288K$	53
รูปที่ 3.42	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, $CR=1.3$ และ $T_H=308K$, $T_L=288K$	53

รูปที่ 3.43	กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, $CR=1.3$ และ $T_H=308K$, $T_L=288K$	54
รูปที่ 3.44	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	54
รูปที่ 3.45	กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=1.5$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	55
รูปที่ 3.46	กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=3.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	56
รูปที่ 3.47	กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=6.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	57
รูปที่ 3.48	กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=12.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	58
รูปที่ 3.49	กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=0.85$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	59
รูปที่ 3.50	กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=1.00$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$	60
รูปที่ 4.1	ระบบเปิด อัดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ที่ใช้ทำการทดลอง.....	68
รูปที่ 4.2	แผนภูมิ T-S ของระบบเปิด อัดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ที่ใช้สร้างเครื่องทำความเย็นในการทดลอง.....	70
รูปที่ 4.3	กังหัน พร้อมท่อเข้า/ออกน้ำมันหล่อเพลลา.....	74
รูปที่ 4.4	เครื่องอัดอากาศ.....	75
รูปที่ 4.5	คอนเวอร์เตอร์.....	76
รูปที่ 4.6	ปั้มน้ำมันหล่อเพลลาเครื่องอัด/ขยายอากาศ.....	76
รูปที่ 4.7	มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ.....	77
รูปที่ 4.8	มอเตอร์ขับเคลื่อนปั้มน้ำมันหล่อเพลลากังหัน.....	78

รูปที่ 4.9	ส่วนท่อของอุปกรณ์ระบายความร้อน.....	78
รูปที่ 4.10	เฮดเตอร์ของอุปกรณ์ระบายความร้อน.....	78
รูปที่ 4.11	อุปกรณ์ระบายความร้อน.....	78
รูปที่ 4.12	เครื่องสูบน้ำ.....	79
รูปที่ 4.13	แผ่นกรองอากาศ.....	79
รูปที่ 4.14	เครื่องมือวัดความเร็วรอบ.....	81
รูปที่ 4.15	เครื่องมือวัดความเร็วลม.....	81
รูปที่ 4.16	เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้าและแรงดันไฟฟ้า.....	82
รูปที่ 4.17	เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์อากาศ.....	82
รูปที่ 4.18	เทอร์โมมิเตอร์มาตรฐาน.....	83
รูปที่ 4.19	เทอร์โมมิเตอร์กระเปาะแก้ว.....	83
รูปที่ 4.20	เกจวัดความดัน.....	84
รูปที่ 4.21	จอแสดงผลอุณหภูมิ.....	84
รูปที่ 4.22	สวิทช์เลือกช่องวัดอุณหภูมิ.....	85
รูปที่ 4.23	ชุดกรองอากาศ.....	86
รูปที่ 4.24	ชิ้นส่วนต่างๆ ที่นำมาประกอบเป็นแท่นรองรับชุดทดสอบ และชุดเครื่องอัดอากาศ.....	87
รูปที่ 4.25	แท่นประกอบเสร็จ.....	88
รูปที่ 4.26	การติดตั้งมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ.....	88
รูปที่ 4.27	การติดตั้งชุดทดสอบ.....	88
รูปที่ 4.28	การติดตั้งเครื่องอัดอากาศ.....	89
รูปที่ 4.29	การติดตั้งเครื่องอัดอากาศ.....	89
รูปที่ 4.30	ชุดทดสอบ ชุดขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศประกอบเสร็จ.....	89
รูปที่ 4.31	ชุดทดสอบ ชุดขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศประกอบเสร็จพร้อมกำกับ.....	89
รูปที่ 4.32	ชุดเครื่องขยายอากาศ.....	90
รูปที่ 4.33	ชุดระบายความร้อน.....	91
รูปที่ 4.34	ชุดส่วนทำความเย็น.....	91
รูปที่ 4.35	แท่นควบคุม: ตู้สะพานไฟ.....	92
รูปที่ 4.36	แท่นควบคุม: แผงแสดงผลและเลือกช่องสัญญาณอุณหภูมิ.....	92
รูปที่ 4.37	ต้นแบบ เครื่องทำความเย็น.....	93
รูปที่ 5.1	กราฟแสดงคุณลักษณะของเครื่องอัดอากาศ (ซูเปอร์ชาร์เจอร์) ในช่วงความเร็วที่ทดลอง	100
รูปที่ 5.2	กราฟแสดงภาระการทำงานทำความเย็น เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบ.....	101
รูปที่ 5.3	กราฟแสดงงานของเครื่องอัดอากาศ เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบ.....	101

รูปที่ 5.4	กราฟเปรียบเทียบงานเครื่องอัดอากาศ และภาระการทำความเย็น.....	102
รูปที่ 5.5	กราฟแสดงสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น และอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นที่ทำได้ต่อสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นที่เป็นไปได้สูงสุด เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบ.....	102
รูปที่ 5.6	กราฟแสดงสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็น ทางทฤษฎี เมื่อให้อุปกรณ์ในระบบมีประสิทธิภาพเท่ากัน และอัตราส่วนการอัดเท่ากับอัตราส่วนการขยาย.....	103



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	m^2
BR	อัตราส่วนการอัดอากาศชั้นที่สอง	--
CR	อัตราส่วนการอัดชั้นอากาศที่หนึ่ง	--
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ที่ความดันคงที่ มีค่า 1.0035	$kJ/kg-K$
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ที่ปริมาตรคงที่ มีค่า 0.7165	$kJ/kg-K$
ER	อัตราส่วนการขยายตัวของอากาศ	--
H หรือ h	เอนทาลปี	kJ หรือ kJ/kg
I	กระแสไฟฟ้า	A
k	อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศ มีค่า 1.4	--
m_a	มวลอากาศ	kg
m_w	มวลน้ำ	kg
N	ความเร็วรอบมอเตอร์	rpm
P	ความดัน	psi หรือ kPa
Q_{IC}	ปริมาณความร้อนของ อุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด	kJ
Q_{CO}	ปริมาณความร้อนของ อุปกรณ์ระบายความร้อน	kJ
Q_{RX}	ปริมาณความร้อนของ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ	kJ
Q_{RC}	ปริมาณความร้อนของ ห้องทำความเย็น	kJ
R	ค่าคงที่ของอากาศ มีค่า 0.287	$kJ/kg-K$
S หรือ s	เอนโทรปี	kJ/K หรือ $kJ/kg-K$
T	อุณหภูมิ	K
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m^2-K
V	แรงดันไฟฟ้า	volt
W_C	งานที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่ง	kJ
W_B	งานที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง	kJ
W_T	งานที่ได้จากกังหัน	kJ

อักษรกรีก

ϵ_{IC}	ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด
ϵ_{CO}	ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อน
ϵ_{RX}	ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ
ϵ_{RC}	ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น
η_C	ประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่ง
η_B	ประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง
η_T	ประสิทธิภาพของกังหัน

ตัวย่ออุปกรณ์

AF	ชุดกรองอากาศ
B	เครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง
C	เครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่ง
CH	ห้องทำความเย็น
CO	อุปกรณ์ระบายความร้อน
M	มอเตอร์
IC	อุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด
RC	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น
RX	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ
T	กังหัน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันประเทศไทยและประเทศต่างๆทั่วโลก กำลังประสบปัญหาอุณหภูมิของโลกสูงขึ้น (GLOBAL WARMING) ซึ่งก่อให้เกิดปัญหาอื่นๆ ตามมาอีกมาก ไม่ว่าจะเป็นปัญหาสิ่งแวดล้อมหรือปัญหาคุณภาพชีวิตของมนุษย์ สาเหตุหนึ่งที่ทำให้โลกร้อนขึ้น คือ สารเคมีที่มีโมเลกุลจำพวกแฮโลคาร์บอน (HALOCARBONS) เช่น สาร CFCs และ HCFCs ที่ใช้เป็นสารทำความเย็นในวงการอุตสาหกรรมทำความเย็น ระบบปรับอากาศและในเครื่องทำความเย็นชนิดต่างๆตามอาคารสำนักงานและแหล่งที่อยู่อาศัย สารจำพวกนี้จะไปทำลายโอโซน (OZONE DEPLETION) ซึ่งเป็นตัวดูดซับรังสีอัลตราไวโอเล็ต เพื่อป้องกันไม่ให้โลกได้รับความร้อนมากเกินไป ความรุนแรงและความสำคัญของปัญหานี้มีมากจนกระทั่งมีการตกลงนานาชาติที่เรียกว่าพิธีสารมอนทรีออล (MONTREAL PROTOCOL) เพื่อควบคุมการผลิต ลดและเลิกใช้สารทำความเย็นจำพวกสารประกอบแฮโลคาร์บอน เราสามารถลดความรุนแรงของปัญหานี้ได้หลายวิธี อาทิเช่น สามารถประดิษฐ์นวัตกรรมใหม่ที่ไม่ต้องใช้สารทำความเย็นอีกต่อไป หรือ ลดความต้องการระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศลง หรือ วิธีที่เป็นไปได้มากที่สุด ณ ปัจจุบัน คือ หาสารทำความเย็นตัวอื่นที่ไม่เป็นสาเหตุที่ทำให้โลกร้อนขึ้น เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม และมีอยู่ตามธรรมชาติมาทำเป็นสารทำความเย็น (NATURAL REFRIGERANTS) แทนสาร CFCs และ HCFCs

สารทำความเย็นธรรมชาติ ที่กำลังเป็นที่สนใจกันอยู่ คือ แอมโมเนีย คาร์บอนไดออกไซด์ สารประกอบไฮโดรคาร์บอน น้ำ และที่น่าสนใจมากที่สุดคงไม่พ้น “อากาศ” เพราะนอกจากจะไม่ทำลายโอโซนแล้ว อากาศยังไม่มีพิษ ไม่ก่อให้เกิดภาวะเรือนกระจก (GREENHOUSE EFFECT) ไม่ติดไฟ ไม่มีการประกาศลดหรือเลิกใช้ อากาศยังเป็นของสาธารณะมีอยู่ทุกแห่งและไม่เสียค่าใช้จ่ายในการนำมาใช้ และเมื่อนำมาเป็นสารทำความเย็นในระบบทำความเย็นแล้ว ทำให้ระบบมีการบำรุงรักษาที่ง่ายและประหยัด แต่ข้อเสียเพียงประการเดียวของระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นคือ มีความสามารถในการทำความเย็นต่ำ ถ้าอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นไม่มีประสิทธิภาพสูงพอ

กลจักรทำความเย็นหรือเครื่องทำความเย็นชนิดต่างๆ ที่ใช้ตามแหล่งที่อยู่อาศัย อาคารสำนักงาน โรงแรม ศูนย์การค้า ซูเปอร์มาร์เก็ตและร้านสะดวกซื้อ มีการใช้สาร CFCs และ HCFCs ในปริมาณมาก ถ้าเราสามารถเปลี่ยนสารทำความเย็นในกลจักรทำความเย็นเหล่านี้มาเป็น “อากาศ” ได้ ก็จะเป็นการช่วยแก้ปัญหาโลกร้อนขึ้นได้ทางหนึ่ง อีกทั้งเป็นการกระตุ้นให้เกิดจิตสำนึกและตระหนักถึงคุณภาพชีวิตและสิ่งแวดล้อมอีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์

- 1) เพื่อเสนอแนวทางในการนำไปใช้ในทางปฏิบัติ ด้วยการศึกษากิจกรรมของพารามิเตอร์และตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น ต่อการระบายความร้อน ภาวะความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น
- 2) เพื่อสนับสนุนผลที่ได้จากการศึกษาและนำมาทดลองสร้างเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น

1.3 ขอบเขต

- 1) ระบบที่ใช้วิเคราะห์มี 4 แบบ คือ ระบบปิดอัดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้า ระบบปิดอัดหนึ่งชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้า ระบบปิดอัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้า และระบบปิดอัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้า และการวิเคราะห์กระทำภายใต้สมมติฐานที่จะกล่าวในบทที่ 3 เรื่องรูปแบบระบบวัฏจักรอากาศ และบทวิเคราะห์ทางทฤษฎี
- 2) การทดลองเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น เป็นการนำโครงเครื่องทำความเย็นเก่ามาดัดแปลงและนำชุดทำความเย็นใหม่ที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นเข้าไปแทนชุดทำความเย็นเดิม

1.4 ขั้นตอนและวิธีการดำเนินงาน

วิทยานิพนธ์นี้ ผู้ทำได้แบ่งขั้นตอนการดำเนินงานเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้

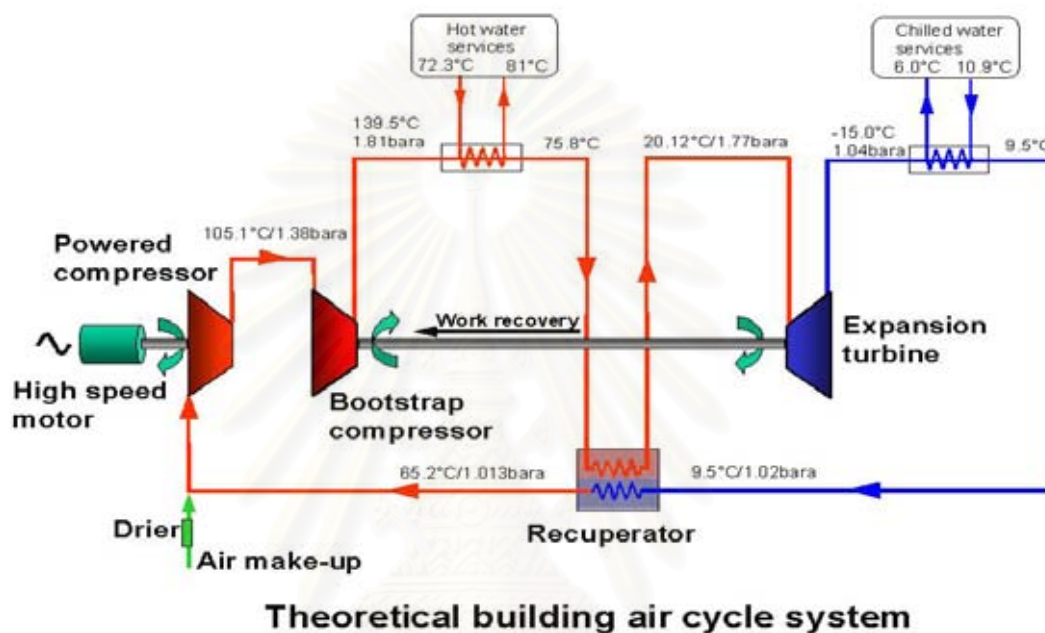
- 1) ศึกษากระบวนการทำความเย็นแบบต่างๆ โดยเป็นการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ถึงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน ภาวะความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น
- 2) สร้างเครื่องทำความเย็น โดยนำอุปกรณ์ที่มีหลักการทำงานเดียวกับอุปกรณ์ที่ต้องการในระบบมาดัดแปลง และติดตั้งประกอบพร้อมกับอุปกรณ์การวัดต่างๆ
- 3) ทดลอง บันทึกผล และอภิปรายผลจากสองข้อแรก เพื่อสรุปการวิจัย

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1) สามารถลดปริมาณการใช้สารที่ทำลายชั้นโอโซน ซึ่งเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้อุณหภูมิโลกสูงขึ้น
- 2) สำหรับประเทศที่ไม่สามารถผลิตสารทำความเย็นได้เอง ก็จะเป็นการลดการนำเข้าสารทำความเย็น ทำให้เงินตราไม่ไหลออกนอกประเทศ
- 3) เป็นต้นแบบของเครื่องทำความเย็นในอนาคต ที่ใช้สารทำความเย็นที่ไม่มีอันตรายใดๆต่อสิ่งมีชีวิตบนโลก
- 4) สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องทำความเย็นชนิดต่างๆ

1.6 งานวิจัยที่ผ่านมา

BRE และ FRPERC (1996) ได้ศึกษาเพื่อหาความเป็นไปได้ของการนำวัฏจักรอากาศมาใช้ในอาคาร สำนักงาน โรงแรม และโรงพยาบาล ที่มีความต้องการใช้ระบบทำความร้อนและระบบทำความเย็นในเวลาเดียวกัน โดยใช้ระบบ ดังรูปที่ 1.1



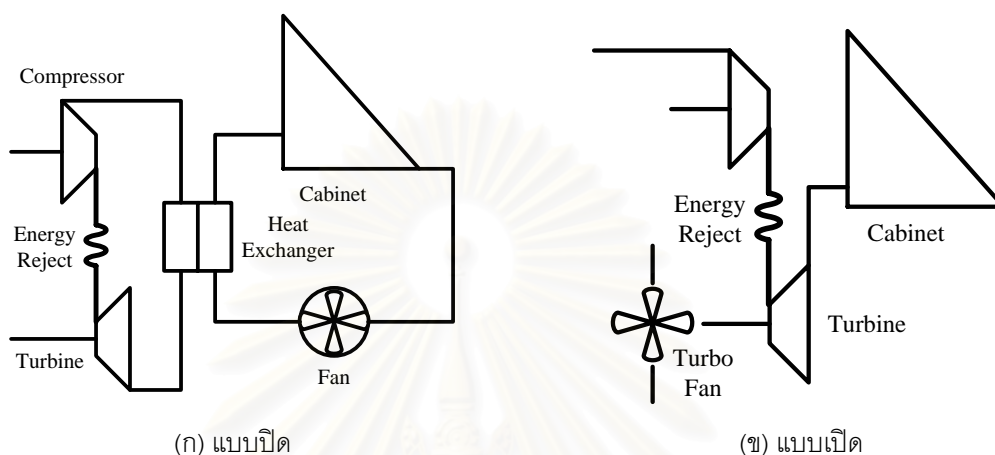
รูปที่ 1.1 ระบบวัฏจักรอากาศที่ใช้ในอาคารของ BRE และ FRPERC

โดย มีค่าสมรรถนะของระบบดังตารางที่ 1.1

ตารางที่ 1.1 สมรรถนะของระบบวัฏจักรอากาศที่ใช้ในอาคารของ BRE และ FRPERC

	+28°C ambient		+15°C ambient		-3°C ambient	
	80kW cooling	20kW cooling	80kW cooling	20kW cooling	80kW cooling	20kW cooling
Heating output (kW)	205.8	66.3	207.9	66.3	205.8	66.3
Shaft input power (kW)	128.7	47.0	128.1	47.0	128.1	47.0
Electrical input power (kW)	139.9	56.0	139.2	56.0	139.9	56.0
COP cooling	0.57	0.36	0.57	0.36	0.57	0.36
COP heating	1.47	1.18	1.49	1.18	1.47	1.18

Russell (1998, 2000) เสนอตู้แสดงสินค้า (Supermarket retail display cabinets) ที่ใช้วัฏจักรอากาศ โดยระบบที่เสนอเป็นระบบเปิด และระบบปิดโดยมีอากาศเป็นสารทำความเย็นหลัก (Primary refrigerant) ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 แผนผังวัฏจักรอากาศที่ใช้ในตู้แสดงสินค้าของ Russell

นาย Russell สรุปทั้งสองผลงานว่า “แม้ว่าอากาศจะมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมเป็นศูนย์ แต่ก็ต้องแลกด้วยการใช้พลังงานที่เพิ่มขึ้น”

นาย Shigeyasu Nakanishi นาย Yoichi Shiomi นาย Hiroaki Kutsuna และ นาย Daigo Yamashita (2002) ได้ร่วมเสนอ “Thermodynamics analyses of air refrigerators” ในงาน Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning 2002 ซึ่งเป็นงานวิเคราะห์ผลกระทบของประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของเครื่องอัดอากาศและกังหันต่อเอกซ์เซอร์ยี เอพฟี่เซียนซี (Exergy efficiency) และผลกระทบของ NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อเอกซ์เซอร์ยี เอพฟี่เซียนซี และสรุปว่า “COP ของระบบจะสูงพอในการนำมาใช้ถ้าอุปกรณ์ต่างๆในระบบมีประสิทธิภาพสูง”

บทที่ 2

ทฤษฎี

2.1 ก๊าซอุดมคติหรือก๊าซสมบูรณ์

ก๊าซอุดมคติหรือก๊าซสมบูรณ์ หมายถึงก๊าซที่มีสมบัติเป็นไปตามกฎของก๊าซ ซึ่งได้แก่ กฎของบอยล์ (Boyle's law) กฎของชาร์ล (Charles' law) และกฎของอโวกาโดร (Avogadro's law) การพิจารณาว่าก๊าซจริงหนึ่งๆเป็นก๊าซอุดมคตินั้นจะพิจารณาจากหนึ่งในสองหัวข้อต่อไปนี้

- **ความดันของก๊าซ** จะต้องต่ำกว่าความดันวิกฤตของก๊าซนั้นมากๆ ไม่ว่าจะอุณหภูมิของก๊าซจะเป็นเท่าไรก็ตาม
- **อุณหภูมิของก๊าซ** จะต้องสูงกว่าสองเท่าของอุณหภูมิวิกฤตของก๊าซนั้นมากๆ แต่ความดันต้องไม่สูงกว่า 4 หรือ 5 เท่าของความดันวิกฤตของก๊าซนั้น

อากาศ ออกซิเจน ฮีเลียม และ ฯลฯ สามารถถูกพิจารณาเป็นก๊าซสมบูรณ์ได้

2.1.1 สมการสถานะของก๊าซอุดมคติ

กฎของบอยล์ กล่าวว่า “เมื่อก๊าซเปลี่ยนแปลงสภาวะภายใต้อุณหภูมิคงที่หนึ่งๆ ปริมาตรของก๊าซนั้นจะเป็นปฏิภาคผกผันกับความดันสัมบูรณ์ของก๊าซนั้น” นั่นคือ

$$V \propto \frac{1}{P}$$

หรือ

$$PV = C_1 \quad (2.1)$$

กฎของชาร์ลส์ส่วนที่หนึ่ง กล่าวว่า “เมื่อก๊าซเปลี่ยนแปลงสภาวะภายใต้ความดันคงที่หนึ่งๆ ปริมาตรของก๊าซจะเป็นปฏิภาคโดยตรงกับอุณหภูมิสัมบูรณ์ของก๊าซนั้น” นั่นคือ

$$V \propto T$$

หรือ

$$\frac{V}{T} = C_2 \quad (2.2)$$

กฎของชาร์ลส์ส่วนที่สอง กล่าวว่า “เมื่อก๊าซเปลี่ยนแปลงสภาวะภายใต้ปริมาตรคงที่หนึ่งๆ ความดันสัมบูรณ์ของก๊าซจะเป็นปฏิกภาคโดยตรงกับอุณหภูมิสัมบูรณ์ของก๊าซนั้น” นั่นคือ

หรือ

$$P \propto T$$

$$\frac{P}{T} = C_3 \quad (2.3)$$

กฎของบอยล์และชาร์ล

$$\frac{PV}{T} = C_4 \quad (2.4)$$

สมการสภาวะของก๊าซอุดมคติ คือ สมการ(2.4) ต่อหนึ่งหน่วยมวลของก๊าซอุดมคติ จะได้

$$Pv = RT \quad (2.5)$$

เมื่อ	P	= ความดันสัมบูรณ์ของก๊าซ, (kPa)
	T	= อุณหภูมิสัมบูรณ์ของก๊าซ, (K)
	R	= ค่าคงที่เฉพาะของก๊าซ, (kJ/kg-K)
	V	= ปริมาตรของก๊าซ, (m ³)
	v	= ปริมาตรจำเพาะของก๊าซ, (m ³ /kg)
	C ₁ , C ₂ , C ₃ , C ₄	= ค่าคงที่

2.1.2 ความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซอุดมคติ

เมื่อให้ความร้อนแก่วัตถุใดวัตถุหนึ่ง สัดส่วนของปริมาณความร้อนที่วัตถุนั้นรับเอาไว้ต่ออุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น เรียกว่า ความจุความร้อน และเมื่อความจุความร้อนคิดต่อหนึ่งหน่วยมวล เรียกว่า ความจุความร้อนจำเพาะ ซึ่งมีค่าต่างกันสำหรับสารต่างชนิดกัน และสามารถเขียนเป็นสมการได้ คือ

$$C_{av} = \frac{Q}{m\Delta T} \quad (2.6)$$

เมื่อ	C _{av}	= ค่าความจุความร้อนเฉลี่ย, (kJ/kg-K)
-------	-----------------	--------------------------------------

ความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซที่ปริมาตรคงที่(C_v) จากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ โดยไม่มีงานทางกล ไม่มีงานเนื่องจากการไหล และไม่คิดความต่างของพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ จะได้

$$Q = \Delta U \quad ; \quad \text{เมื่อ } \Delta U = \text{ผลต่างพลังงานภายใน, (kJ)}$$

และจากสมการ(2.6) จะได้

$$C_v = \frac{1}{m} \frac{\Delta U}{\Delta T} = \frac{\Delta u}{\Delta T} = \frac{\partial u}{\partial T} \quad (2.7)$$

สำหรับก๊าซอุดมคติ ปริมาณความร้อนคำนวณได้จากสมการ

$$Q = m \int_1^2 C_v(T) dT \quad (2.8)$$

และสำหรับกรณีความจุความร้อนมีค่าคงที่ ปริมาณความร้อนคำนวณได้จากสมการ

$$Q = m C_v (T_2 - T_1) \quad (2.9)$$

ความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซที่ความดันคงที่(C_p) จากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ โดยไม่มีงานทางกลและไม่คิดความต่างของพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ แต่มีงานเนื่องจากการไหล จะได้

$$Q = \Delta H \quad ; \quad \text{เมื่อ } \Delta H = \text{ผลต่างเอนทาลปี, (kJ)}$$

และจากสมการ(2.6) จะได้

$$C_p = \frac{1}{m} \frac{\Delta H}{\Delta T} = \frac{\Delta h}{\Delta T} = \frac{\partial h}{\partial T} \quad (2.10)$$

สำหรับก๊าซอุดมคติ ปริมาณความร้อนคำนวณได้จากสมการ

$$Q = m \int_1^2 C_p(T) dT \quad (2.11)$$

และสำหรับกรณีที่มีความจุความร้อนมีค่าคงที่ ปริมาณความร้อนคำนวณได้จากสมการ

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \quad (2.12)$$

อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ(k) และความสัมพันธ์ระหว่าง C_p , C_v , R, และ k

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.13)$$

$$C_p - C_v = R \quad (2.14)$$

$$C_v = \frac{R}{k-1} \quad (2.15)$$

$$C_p = \frac{Rk}{k-1} \quad (2.16)$$

2.1.3 กระบวนการโพลีโทรปิกของก๊าซอุดมคติ

กระบวนการโพลีโทรปิก หมายถึง การเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบจากสถานะเริ่มต้น ไปสู่สถานะสุดท้าย ภายใต้กระบวนการย้อนกลับได้ ตามความสัมพันธ์

$$P_1V_1^n = P_2V_2^n = PV^n = C \quad (2.17)$$

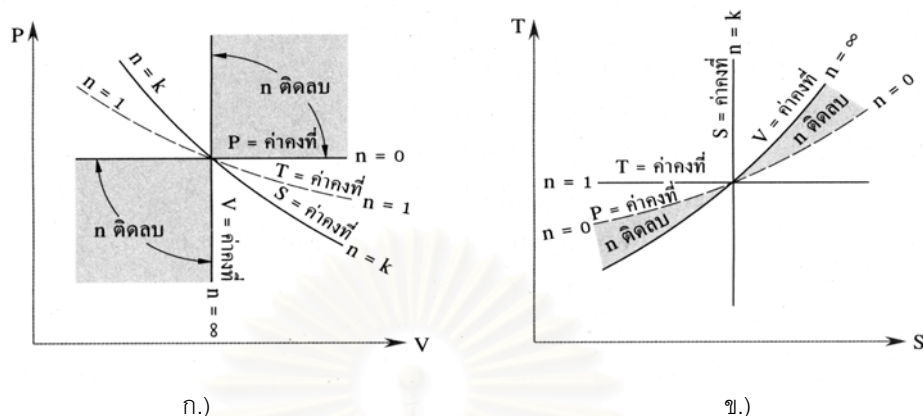
โดย C = ค่าคงที่

n = ค่าคงที่ ซึ่งมีค่าตั้งแต่ $-\infty$ ถึง $+\infty$

และจากกฎของชาร์ล สมการสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.18)$$

กระบวนการโพลีโทรปิกสามารถเขียนแผนภาพการเปลี่ยนแปลงสถานะตามสมการ(2.18) ได้แตกต่างกันหลายเส้นกราฟ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า n ดังรูปที่ 2.1 กล่าวคือ เมื่อ



รูปที่ 2.1 แผนภูมิของกระบวนการโพลีโทรปิก

$n = \infty$ จะได้ $PV^\infty = C_1, P^{\frac{1}{\infty}}V = C_2, P^0V = V = C_3$ นั้นหมายถึง กระบวนการปริมาตรคงที่ย้อนกลับได้ (Reversible isochoric process)

$n = 0$ จะได้ $PV^0 = P = C$ นั้นหมายถึง กระบวนการความดันคงที่ย้อนกลับได้ (Reversible isobaric process)

$n = 1$ จะได้ $PV^1 = PV = C$ นั้นหมายถึง กระบวนการอุณหภูมิคงที่ย้อนกลับได้ (Reversible isothermal process)

$n = k$ จะได้ $PV^k = C$ นั้นหมายถึง กระบวนการเอนโทรปีคงที่ย้อนกลับได้ (Reversible isentropic process)

กระบวนการไอเซนโทรปิก หรืออีกนัยหนึ่งก็คือ กระบวนการอะเดียแบติกย้อนกลับได้ สามารถเขียนสมการ(2.16) ใหม่ได้เป็น

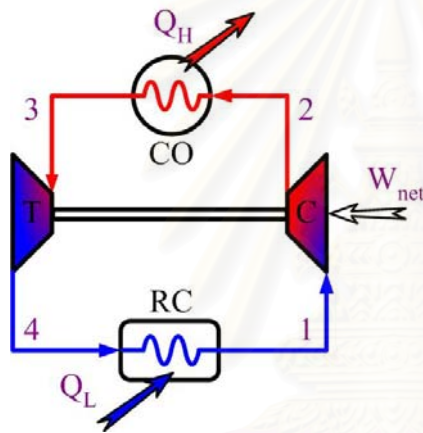
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.19)$$

สถาบันวิจัยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

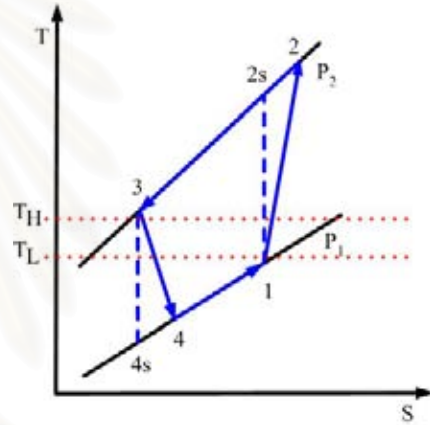
2.2 วัฏจักรอากาศ

การทำความร้อนโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น ใช้หลักการของการขยายตัวของอากาศผ่านอุปกรณ์ลดความดัน แล้วส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศลดลง อุปกรณ์ลดความดันที่สามารถทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงเช่นนี้ได้มีหลายอุปกรณ์ แต่อุปกรณ์ที่สามารถทำให้ทั้งอุณหภูมิลดต่ำลงและให้ปริมาณความเย็นเพียงพอที่จะใช้ประโยชน์ คือ กังหัน

วัฏจักรที่สอดคล้องกับการทำความเย็นด้วยหลักการดังกล่าว คือ วัฏจักรจูลส์-เบรย์ตัน แบบย้อนกลับ หรือเรียกว่า วัฏจักรอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.2 และวัฏจักรที่ปรับปรุงโดยการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.3 โดยมีอุปกรณ์และกระบวนการต่างๆ ดังนี้

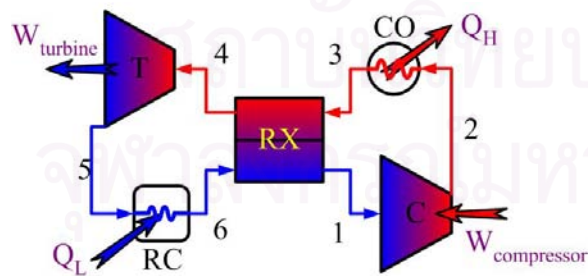


ก.) แผนผัง

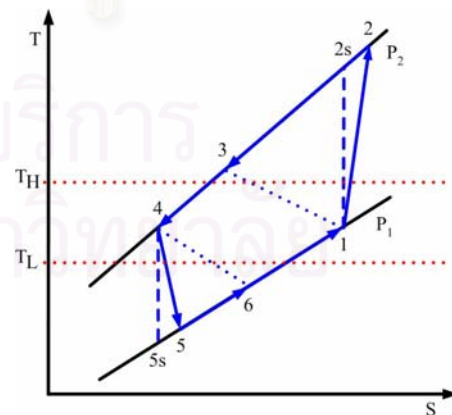


ข.) แผนภูมิ T-S

รูปที่ 2.2 วัฏจักรจูลส์-เบรย์ตัน แบบย้อนกลับ



ก.) แผนผัง



ข.) แผนภูมิ T-S

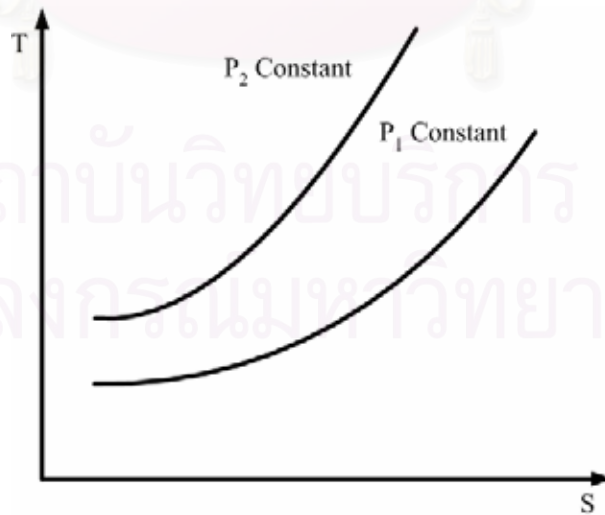
รูปที่ 2.3 วัฏจักรจูลส์-เบรย์ตัน แบบย้อนกลับที่ปรับปรุงโดยเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

- 1-2 เป็นกระบวนการอัดตัวผ่านเครื่องอัดอากาศ อุณหภูมิและความดันของอากาศที่ขาออกจะสูงขึ้น
- 2-3 เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อมผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ภายใต้ความดันคงที่ อุณหภูมิของอากาศที่ขาออกจะต่ำลง
- 3-4 เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนชั่วคราวระหว่างอากาศอุณหภูมิสูงและอากาศอุณหภูมิต่ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ภายใต้ความดันคงที่ อุณหภูมิของอากาศขาออกฝั่งอุณหภูมิสูงจะต่ำลง
- 4-5 เป็นกระบวนการขยายตัวผ่านกังหัน อุณหภูมิและความดันของอากาศที่ขาออกจะต่ำลง
- 5-6 เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนกับบริเวณทำให้เย็นผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ภายใต้ความดันคงที่ อุณหภูมิของอากาศที่ขาออกจะสูงขึ้น
- 6-1 เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนชั่วคราวระหว่างอากาศอุณหภูมิสูงและอากาศอุณหภูมิต่ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ภายใต้ความดันคงที่ อุณหภูมิฝั่งอุณหภูมิต่ำจะสูงขึ้น

2.2.1 แผนภูมิ T-S

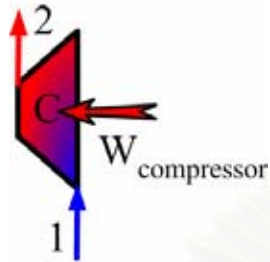
สารทำความเย็นในวัฏจักรอากาศ มีการเปลี่ยนคุณสมบัติแต่ไม่เปลี่ยนสถานะตลอดวัฏจักร และกระบวนการในวัฏจักรอากาศเป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างระบบกับสิ่งแวดล้อมโดยความดันคงที่ และ กระบวนการไอเซนโทรปิก ดังนั้นแผนภูมิที่เหมาะสมสำหรับแสดงการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของสารทำความเย็นและกระบวนการในวัฏจักรอากาศ คือ แผนภูมิ T-S

แผนภูมิ T-S มีแกนตั้งเป็นอุณหภูมิ แกนนอนเป็นเอนโทรปี และเส้นความดันคงที่ ที่มีลักษณะ เป็นเส้นโค้ง เมื่อเอนโทรปีเพิ่ม อุณหภูมิเพิ่ม และที่คู่ความดันเดียวกัน ตำแหน่งที่มีค่าเอนโทรปีมากจะมีผลต่างของอุณหภูมิมาก ดังรูปที่ 2.4

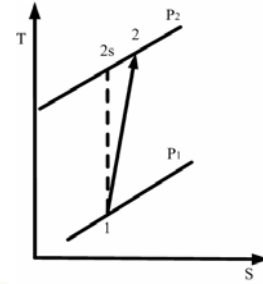


รูปที่ 2.4 แผนภูมิ T-S

2.2.2 เครื่องอัดอากาศ



ก.) แผนภาพแสดงตัวเครื่องอัดอากาศ



ข.) แผนภูมิ T-S

รูปที่ 2.5 เครื่องอัดอากาศ

ทำหน้าที่อัดอากาศให้มีความดันสูงขึ้น และส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้น โดยอุณหภูมิที่เพิ่มจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนการอัด และประสิทธิภาพทางไอเซนทรอปิก ของเครื่องอัดอากาศนั้นๆ ตามสมการ

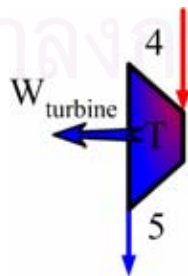
$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.20)$$

$$\eta_{\text{compressor}} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.21)$$

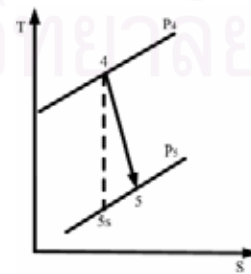
งานที่ต้องใช้ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ

$$\dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m} C_p (T_1 - T_2) \quad (2.22)$$

2.2.3 กังหัน



ก.) แผนภาพแสดงตัวกังหัน



ข.) แผนภูมิ T-S

รูปที่ 2.6 กังหัน

ทำหน้าที่ย้ายอากาศให้มีความดันต่ำลง และส่งผลให้อุณหภูมิต่ำลง โดยอุณหภูมิที่ลดลงจะขึ้นอยู่กับ อัตราส่วนการขยาย และประสิทธิภาพทางไอเซนทรอปิก ของกังหันนั้นๆ ตามสมการ

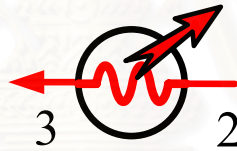
$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.23)$$

$$\eta_{turbine} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (2.24)$$

งานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหัน

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}C_p (T_4 - T_5) \quad (2.25)$$

2.2.4 อุปกรณ์ระบายความร้อน



รูปที่ 2.7 แผนภาพแสดงตัวอุปกรณ์ระบายความร้อน

ทำหน้าที่ระบายความร้อนที่เกิดจากการอัดอากาศผ่านเครื่องอัดอากาศ ทั้งนี้ปริมาณความร้อนที่ระบายจะขึ้นอยู่กับ ทิศทางการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน รูปทรงและวัสดุที่ใช้ของอุปกรณ์ระบายความร้อน อัตราการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน และชนิดของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นปริมาณความร้อนที่ระบายมีค่า

$$\dot{Q}_H = \dot{m}C_p (T_2 - T_3) \quad (2.26)$$

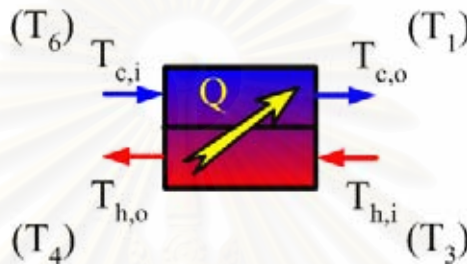
ถ้าเป็นการระบายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิ T_0 ปริมาณความร้อนที่ระบายได้สูงสุด มีค่า

$$\dot{Q}_{H,max} = \dot{m}C_p (T_2 - T_0) \quad (2.27)$$

ประสิทธิภาพการระบายความร้อนมีค่า

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{H,max}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_0} \quad (2.28)$$

2.2.5 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ



รูปที่ 2.8 แผนภาพแสดงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทำงานในระบบด้านอุณหภูมิสูงและด้านอุณหภูมิต่ำ เพื่อเพิ่มช่วงการทำงานให้กับระบบ ทั้งนี้ช่วงดังกล่าวที่เพิ่มขึ้นจะแปรตามปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยนซ้ำ ซึ่งขึ้นอยู่กับทิศทางการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน รูปทรงและวัสดุที่ใช้สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนซ้ำ อัตราการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน และชนิดของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยนมีค่า

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.29)$$

และ

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.30)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)}$$

- เมื่อ
- U = สัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนรวม, W/m²-K
 - A = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m²
 - ΔT = ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม, K
 - C_h = ค่าความจุความร้อนของของไหลอุณหภูมิสูง, kJ/kg-K
 - C_c = ค่าความจุความร้อนของของไหลอุณหภูมิต่ำ, kJ/kg-K

ปริมาณความร้อน สูงสุด

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.31)$$

หรือ

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}C_{min} (T_3 - T_6) \quad (2.32)$$

เมื่อ C_{min} = ค่าความจุความร้อนของของไหลอุณหภูมิที่มีค่าต่ำสุดระหว่างของไหลที่มาแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกัน, kJ/kg-K

ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{\dot{m}C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{\dot{m}C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{\dot{m}C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.33)$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_6)} = \frac{(T_1 - T_6)}{(T_3 - T_6)} \quad (2.34)$$

2.2.6 สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น

เป็นอัตราส่วนระหว่างภาระการทำความเย็นที่ได้จากระบบต่องานที่จ่ายให้ระบบ ดังสมการ

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (2.35)$$

หรือ

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net}} \quad (2.36)$$

และอัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

$$COP_R = \frac{COP_{actual}}{COP_{maximum}} \quad (2.37)$$

บทที่ 3

รูปแบบระบบวัฏจักรอากาศ การคำนวณและบทวิเคราะห์ทางทฤษฎี

เนื้อหาในบทนี้ เป็นการศึกษาและวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ถึงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน, การกระทำความร้อน, และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพของการทำความเย็นของระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น โดยระบบที่นำมาวิเคราะห์มีดังนี้

1. ระบบปิด อัดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ
2. ระบบปิด อัดหนึ่งชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ
3. ระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ
4. ระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

วิธีที่ใช้ศึกษามี 2 วิธี คือ วิธีการหาผลเฉลยแม่นยำตรง เพื่อสร้างสมการทำนายอุณหภูมิต่อจุดในระบบ, การระบายความร้อน, การกระทำความร้อน และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพของการทำความเย็นในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร สำหรับระบบที่มีการอัดหนึ่งชั้น และวิธีการคำนวณเชิงเลข สำหรับระบบที่มีการอัดสองชั้น

สมการและความสัมพันธ์ที่ได้ เป็นผลจากการวิเคราะห์อิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปร เมื่อระบบอยู่ในสภาวะสมดุล ภายใต้สมมติฐาน ดังนี้

1. อากาศที่ใช้เป็นสารทำความเย็นมีพฤติกรรมเหมือนก๊าซอุดมคติ และมีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ตลอดวัฏจักร รวมทั้งอัตราการไหลเชิงมวลเข้าเท่ากับขาออก
2. กระบวนการอัดและขยายตัวของอากาศเป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก และประสิทธิภาพของมันไปถึงสมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์
3. ความดันขาเข้าเครื่องอัดอากาศและขาออกจากกังหัน มีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ
4. อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าและออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และอุปกรณ์ระบายความร้อน ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์นั้นๆ
5. ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ขึ้นอยู่กับโครงสร้างและชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทิศทางการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน และอัตราส่วนความจุความร้อนของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน
6. สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ เราสมมติให้เป็นชนิดไหลสวนทาง ภายใต้กระบวนการอะเดียแบติก
7. สารหล่อเย็นในการระบายความร้อนเป็น อากาศจากสิ่งแวดล้อมโดยมีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ และเท่ากับของอากาศที่ใช้เป็นสารทำความเย็น
8. งานที่ได้จากกังหัน สำหรับระบบอัดหนึ่งชั้นจะช่วยขับเครื่องอัดอากาศ สำหรับระบบอัดสองชั้นจะใช้ขับเครื่องอัดชั้นที่สอง โดยไม่คิดการสูญเสียทางกล
9. ไม่คิดการสูญเสียความร้อนและความดันลดใน อุปกรณ์ต่างๆ รวมทั้งท่อ และข้อต่อ

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ได้แก่

- อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่ง (CR)
- อัตราส่วนการอัดขั้นที่สอง (BR)
- อัตราส่วนการขยายตัว (ER)
- อัตราส่วนความดัน ($PR=CR*BR$)
- ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของเครื่องอัดอากาศขั้นที่หนึ่ง (η_C)
- ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของเครื่องอัดอากาศขั้นที่สอง (η_B)
- ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของกังหัน (η_T)
- ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อน (ϵ_{CO})
- ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด (ϵ_C)
- ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ (ϵ_{RX})
- ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น (ϵ_{RC})

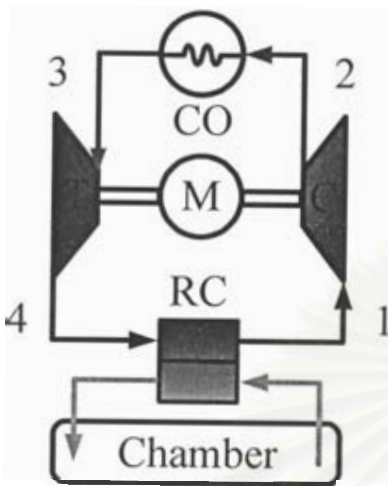
ตัวแปรที่ทำการศึกษา ได้แก่

- อุณหภูมิต่ำสุดทางอุณหพลศาสตร์ที่ออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อน หรือแหล่งอุณหภูมิสูง (T_H)
ในวิทยานิพนธ์เล่มนี้ มีความหมายไปถึงอุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน (นั่นคืออากาศ) ที่มาระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์ระบายความร้อน และอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด สมมติมีค่าเท่ากับ 308K (35 °c)
- อุณหภูมิสูงสุดทางอุณหพลศาสตร์ที่ออกจากส่วนทำความเย็น หรือแหล่งอุณหภูมิต่ำ (T_L)
ในวิทยานิพนธ์เล่มนี้ มีความหมายไปถึงอุณหภูมิในส่วนที่ต้องการทำความเย็น สมมติมีค่าเท่ากับ 288K (15 °c)

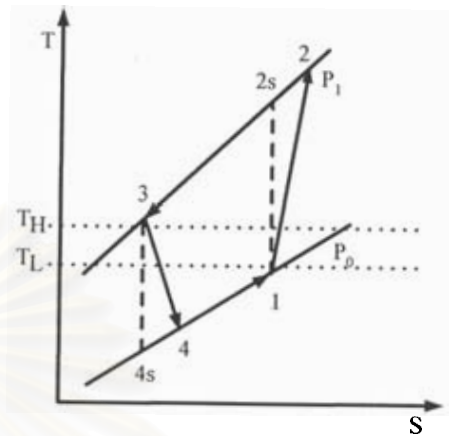
ดัชนีวัดผลที่ใช้ศึกษา ได้แก่

- การระบายความร้อน (\dot{q}_H)
- การทำความเย็น (\dot{q}_L)
- สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น (COP)

3.1 ระบบปิด อัดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ



ก) แผนผัง



ข) แผนภูมิ T-S

รูปที่ 3.1 ระบบปิด อัดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

3.1.1 ลักษณะของระบบ

ระบบประกอบด้วย อุปกรณ์หลักดังนี้ มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ, เครื่องอัดอากาศ, กังหัน, อุปกรณ์ระบายความร้อน และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น โดยมีแผนผังการจัดวางอุปกรณ์และแผนภูมิแสดงกระบวนการทำงานต่างๆ ในวัฏจักร ดังรูปที่ 3.1

3.1.2 การหาสมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบ เพื่อหาสมการการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร โดยวิธีการหาผลเฉลยแน่นอนตรง

การหาอุณหภูมิของแต่ละจุด ทำได้โดยใช้กฎข้อที่หนึ่ง, ข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ และกระบวนการ SSSF กำหนดสมการของแต่ละอุปกรณ์ในระบบ แล้วใช้สมมติฐานที่กำหนดช่วยหาสมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบ, การระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น ในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร ดังต่อไปนี้

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (CR)^{\frac{k-1}{k}} = (ER)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \chi \quad (3.1)$$

$$\eta_C = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.2)$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_{CO} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{T_4 - T_1}{T_4 - T_L} \quad (3.5)$$

นำสมการ (3.1) แทนลงในสมการ (3.2) และ (3.3) จะได้

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_C} (\eta_C + \chi - 1) \quad (3.6)$$

$$T_4 = T_3 (1 - \eta_T + \eta_T \chi^{-1}) \quad (3.7)$$

จากสมการ (3.4) และ (3.5) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$T_3 = (1 - \varepsilon_{CO}) T_2 + \varepsilon_{CO} T_H \quad (3.8)$$

และ

$$T_1 = (1 - \varepsilon_{RC}) T_4 + \varepsilon_{RC} T_L \quad (3.9)$$

จากสมการ (3.6) ถึง (3.9) เราสามารถจัดให้อยู่ในรูประบบสมการได้

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & (1 - \varepsilon_{RC}) \\ \frac{\eta_C + \chi - 1}{\eta_C} & -1 & 0 & 0 \\ 0 & (1 - \varepsilon_{CO}) & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 - \eta_T + \eta_T \chi^{-1} & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\varepsilon_{RC} T_L \\ 0 \\ -\varepsilon_{CO} T_H \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

แก้ระบบสมการ (3.10) จะได้

$$T_1 = \frac{\alpha\eta_c(1-\varepsilon_{RC})\varepsilon_{CO}T_H + \eta_c\varepsilon_{RC}T_L}{\theta} \quad (3.11)$$

$$T_2 = \frac{\alpha\beta(1-\varepsilon_{RC})\varepsilon_{CO}T_H + \beta\varepsilon_{RC}T_L}{\theta} \quad (3.12)$$

$$T_3 = \frac{\beta(1-\varepsilon_{CO})\varepsilon_{RC}T_L + \eta_c\varepsilon_{CO}T_H}{\theta} \quad (3.13)$$

$$T_4 = \frac{\alpha\beta(1-\varepsilon_{CO})\varepsilon_{RC}T_L + \alpha\eta_c\varepsilon_{CO}T_H}{\theta} \quad (3.14)$$

เมื่อ

$$\alpha = 1 - \eta_T + \eta_T \chi^{-1}$$

$$\beta = \eta_C + \chi - 1$$

$$\theta = \eta_C - \alpha\beta(1-\varepsilon_{CO})(1-\varepsilon_{RC})$$

จาก $\dot{Q}_H = \dot{m}C_p(\Delta T)$ และ แทน ΔT ด้วย $(T_2 - T_3)$ จะได้

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{m}C_p}{\theta} [\alpha\beta(1-\varepsilon_{RC})\varepsilon_{CO}T_H + \varepsilon_{CO}(\beta\varepsilon_{RC}T_L - \eta_cT_H)] \quad (3.15)$$

และจาก $\dot{Q}_L = \dot{m}C_p(\Delta T)$ และ แทน ΔT ด้วย $(T_4 - T_1)$ จะได้

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{m}C_p}{\theta} [\alpha\beta(1-\varepsilon_{CO})\varepsilon_{RC}T_L + \eta_c\varepsilon_{RC}(\alpha\varepsilon_{CO}T_H - T_L)] \quad (3.16)$$

จาก $\dot{W}_C = \dot{m}C_p(\Delta T)$ และ $\dot{W}_T = \dot{m}C_p(\Delta T)$ แทน ΔT ด้วย $(T_1 - T_2)$ และ $(T_4 - T_3)$ ตามลำดับ
จะได้

$$\begin{aligned} \dot{W}_{net} &= \dot{W}_C - \dot{W}_T \\ &= \frac{\dot{m}C_p}{\theta} \left\{ (\eta_c - \beta) [\alpha(1-\varepsilon_{RC})\varepsilon_{CO}T_H + \varepsilon_{RC}T_L] - \right. \\ &\quad \left. (\alpha - 1) [\beta(1-\varepsilon_{CO})\varepsilon_{RC}T_L + \eta_c\varepsilon_{CO}T_H] \right\} \end{aligned} \quad (3.17)$$

แทนสมการ (3.16) และ (3.17) ลงในสมการ $COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{Net}}$ จะได้

$$COP = \frac{[\alpha\beta(1-\varepsilon_{CO})\varepsilon_{RC}T_L + \eta_C\varepsilon_{RC}(\alpha\varepsilon_{CO}T_H - T_L)]}{\left\{ (\eta_C - \beta)[\alpha(1-\varepsilon_{RC})\varepsilon_{CO}T_H + \varepsilon_{RC}T_L] - \right.} \quad (3.18)$$

$$\left. [(\alpha-1)[\beta(1-\varepsilon_{CO})\varepsilon_{RC}T_L + \eta_C\varepsilon_{CO}T_H] \right\}}$$

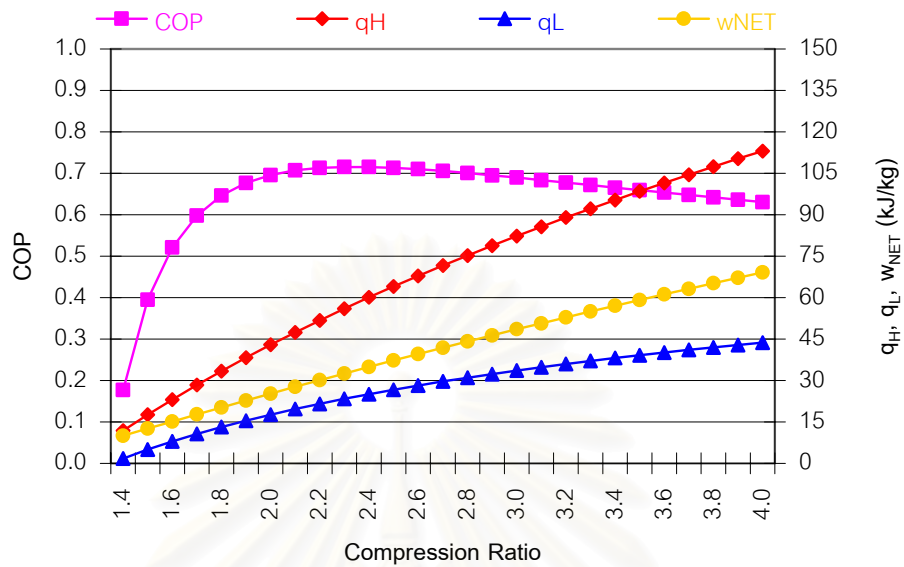
สมการ (3.11) ถึง (3.14) เป็นสมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร และนำไปใช้หาสมการการระบายความร้อน, ภาวะการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อน ดังสมการ (3.15), (3.16) และ (3.18) ตามลำดับ เพื่อนำไปศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรในหัวข้อต่อไป

3.1.3 กราฟแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อน *

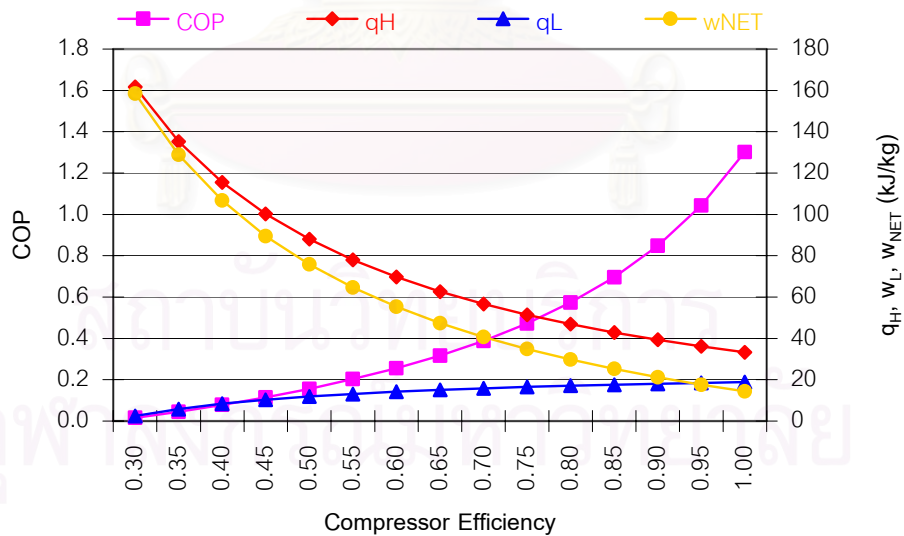
จากหัวข้อ 3.1.2 ได้หาผลเฉลยของการระบายความร้อน, ภาวะการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อนในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปรต่างๆ ในระบบ ด้วยผลเฉลยดังกล่าว สามารถนำมาสร้างกราฟแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่างๆ ต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อนได้จำนวนมาก จึงไม่สะดวกในการนำเสนอผลการศึกษาดังกล่าวทั้งหมด ดังนั้นจึงนำเสนอตัวอย่างกราฟเพียงส่วนหนึ่งที่ตรงตามวัตถุประสงค์ของงานวิทยานิพนธ์นี้

เนื่องจาก สมการที่ได้ติดอยู่ในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปรหลายตัว จึงไม่สามารถแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรเหล่านี้ได้อย่างถูกต้อง ดังนั้นจึงต้องกำหนดเงื่อนไขเพื่อสามารถสร้างกราฟแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรแต่ละตัวได้อย่างชัดเจน คือ พารามิเตอร์และตัวแปรที่ไม่ได้ถูกพิจารณา จะกำหนดให้มีประสิทธิภาพเป็น 85%, อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน $T_H=308K$ (35 °c), อุณหภูมิในส่วนทำความเย็น $T_L=288K$ (15 °c) และ อัตราส่วนการอัด $CR=2.0$

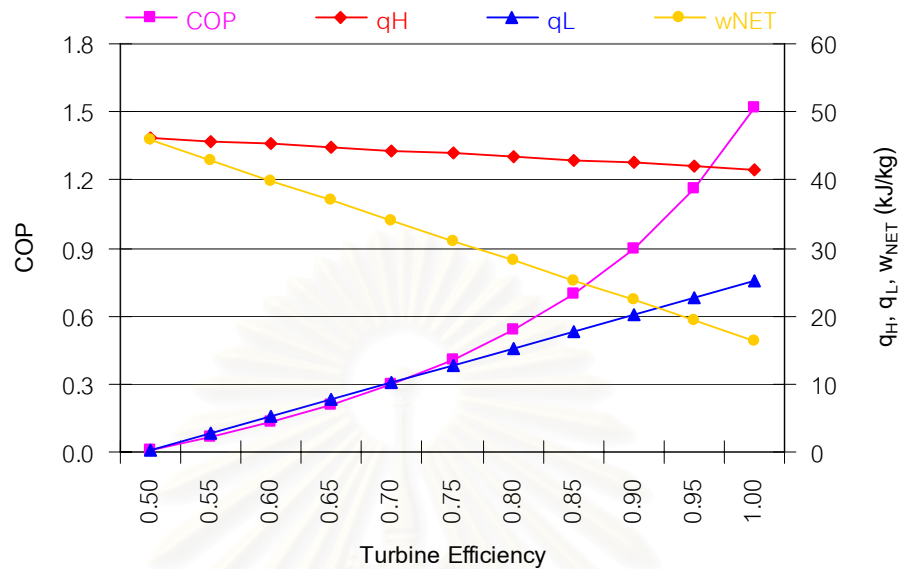
* ค่าภาวะการทำความร้อนที่ปรากฏบนกราฟ เป็นค่าที่ได้รับการเปลี่ยนเครื่องหมายจากลบเป็นบวก บวกเป็นลบ เนื่องมาจากค่าที่คำนวณได้จะมีเครื่องหมายเป็นไปตามสากลนิยมคือ มีค่าเป็นลบเมื่อรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้าระบบ จึงต้องเปลี่ยนเครื่องหมายเพื่อสะดวกในการสร้างกราฟ



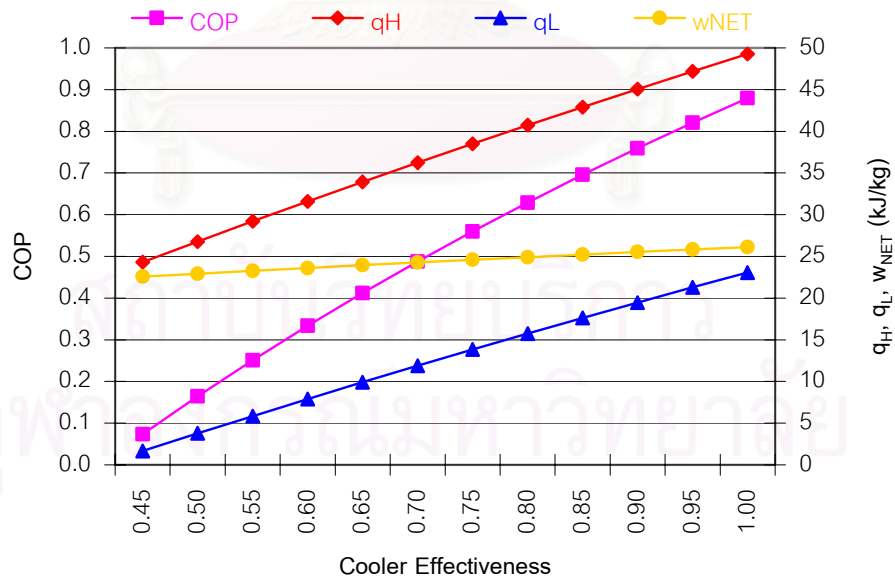
รูปที่ 3.2 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85% และ $T_H=308K$ $T_L=288K$



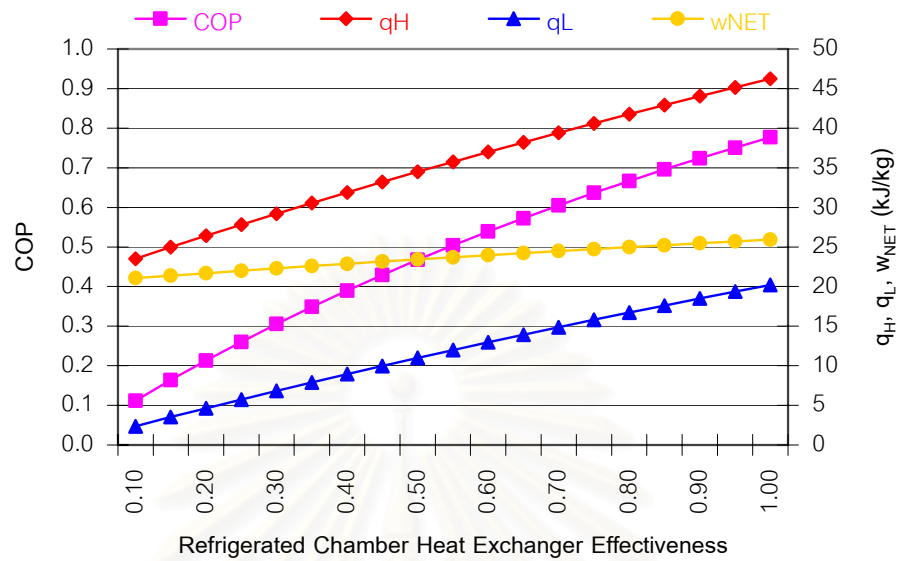
รูปที่ 3.3 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, $CR=2.0$ และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



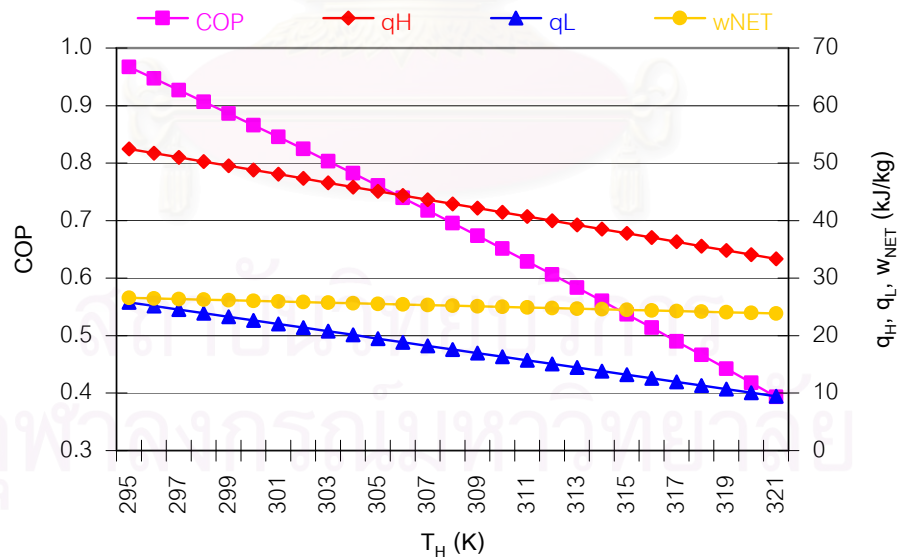
รูปที่ 3.4 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่ไหลมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308\text{K}$, $T_L=288\text{K}$



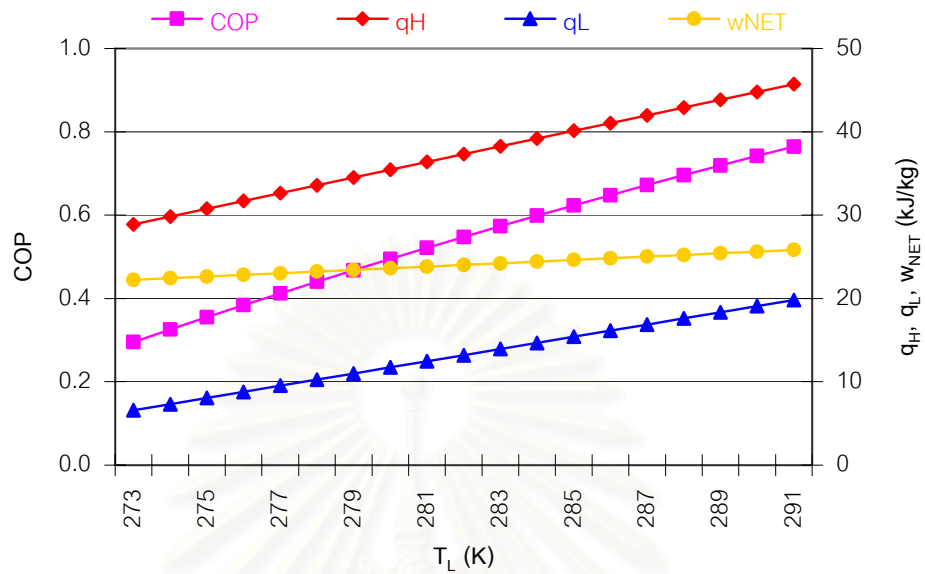
รูปที่ 3.5 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่ไหลมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308\text{K}$, $T_L=288\text{K}$



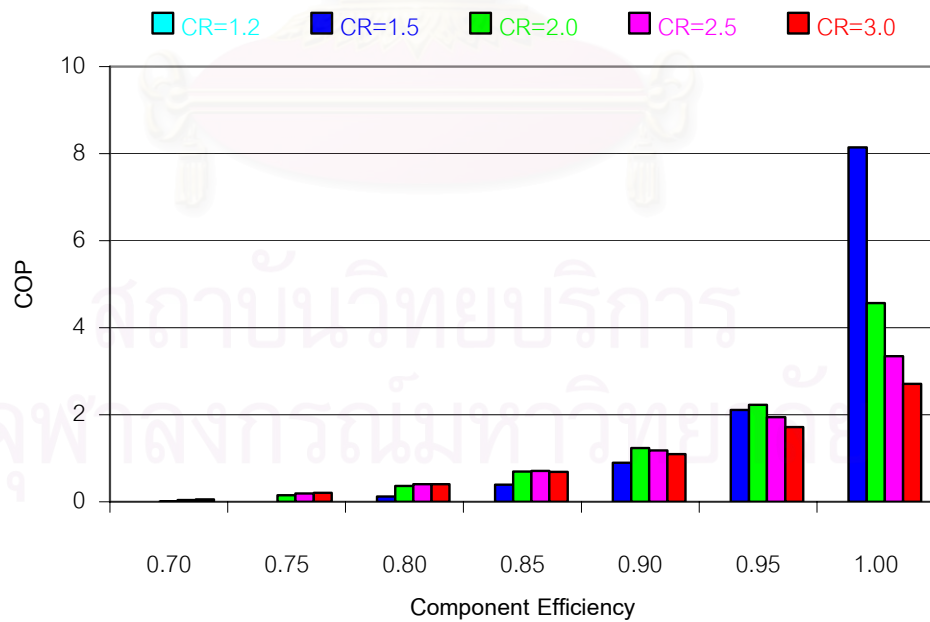
รูปที่ 3.6 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลื้อมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



รูปที่ 3.7 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_L=288K$

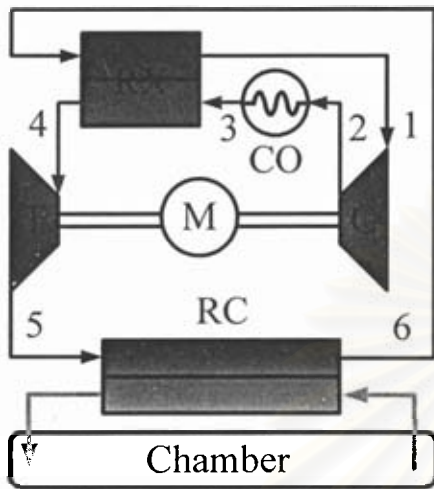


รูปที่ 3.8 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308K$

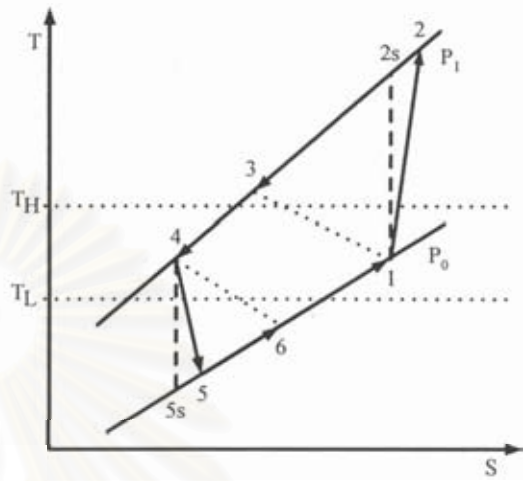


รูปที่ 3.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

3.2 ระบบปิด อัดหนึ่งขั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ



ก) แผนผัง



ข) แผนภูมิ T-S

รูปที่ 3.10 ระบบปิด อัดหนึ่งขั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

3.2.1 ลักษณะของระบบ

ระบบประกอบด้วย อุปกรณ์หลักดังนี้ มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ, เครื่องอัดอากาศ, กังหัน, อุปกรณ์ระบายความร้อน, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น โดยมีแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ และแผนภูมิแสดงกระบวนการทำงานต่างๆ ในวัฏจักร ดังรูปที่ 3.10

3.2.2 การหาสมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบ เพื่อหาสมการการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร โดยวิธีการหาผลเฉลยแม่นยำ

ในทำนองเดียวกับระบบปิด อัดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ สมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบ การระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น ในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร หาได้ดังนี้

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (CR)^{\frac{k-1}{k}} = (ER)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_4}{T_{5s}} = \chi \quad (3.19)$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.20)$$

$$\eta_T = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_{CO} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_L} \quad (3.23)$$

$$\varepsilon_{RX} = \left(\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_6} \right) = \left(\frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6} \right) \quad (3.24)$$

นำสมการ (3.19) แทนลงในสมการ (3.20) และ (3.21) จะได้

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_C} (\eta_C + \chi - 1) \quad (3.25)$$

$$T_5 = T_4 (1 - \eta_T + \eta_T \chi^{-1}) \quad (3.26)$$

จากสมการ (3.22) ถึง (3.24) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$T_3 = (1 - \varepsilon_{CO}) T_2 + \varepsilon_{CO} T_H \quad (3.27)$$

$$T_6 = (1 - \varepsilon_{RC}) T_5 + \varepsilon_{RC} T_L \quad (3.28)$$

$$T_4 = (1 - \varepsilon_{RX}) T_3 + \varepsilon_{RX} T_6 \quad (3.29)$$

และ

$$T_1 = T_3 - T_4 + T_6 \quad (3.30)$$

จากสมการ (3.25) ถึง (3.30) เราสามารถจัดให้อยู่ในระบบสมการได้

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 1 \\ \frac{\eta_C + \chi - 1}{\eta_C} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (1 - \varepsilon_{CO}) & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (1 - \varepsilon_{RX}) & -1 & 0 & \varepsilon_{RX} \\ 0 & 0 & 0 & 1 - \eta_T + \eta_T \chi^{-1} & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1 - \varepsilon_{RC}) & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\varepsilon_{CO} T_H \\ 0 \\ 0 \\ -\varepsilon_{RC} T_L \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

แก้ระบบสมการ (3.31) จะได้

$$T_1 = \frac{\eta_C}{\theta} \left[\varepsilon_{RX} \varepsilon_{CO} T_H + \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{RX}) - \beta \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (2\varepsilon_{RX} - 1) \right] \quad (3.32)$$

$$T_2 = \frac{\alpha}{\eta_C} T_1 \quad (3.33)$$

$$T_3 = \frac{1}{\theta} \left\{ \alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (1 - \varepsilon_{RX}) + \eta_C \varepsilon_{CO} T_H \left[1 - \beta \varepsilon_{RX} (1 - \varepsilon_{RC}) \right] \right\} \quad (3.34)$$

$$T_4 = \frac{1}{\theta} \left[\eta_C \varepsilon_{RX} \varepsilon_{RC} T_L + \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RX}) - \alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (2\varepsilon_{RX} - 1) \right] \quad (3.35)$$

$$T_5 = \beta T_4 \quad (3.36)$$

$$T_6 = \frac{1}{\theta} \left\{ \varepsilon_{RC} T_L \left[\eta_C - \alpha \varepsilon_{RX} (1 - \varepsilon_{CO}) \right] + \beta \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (1 - \varepsilon_{RX}) \right\} \quad (3.37)$$

เมื่อ

$$\alpha = \eta_C + \chi - 1$$

$$\beta = 1 - \eta_T + \eta_T \chi^{-1}$$

$$\theta = \eta_C - \beta \eta_C \varepsilon_{RX} (1 - \varepsilon_{RC}) - \alpha (1 - \varepsilon_{CO}) \left[\varepsilon_{RX} - \beta (1 - \varepsilon_{RC}) (2\varepsilon_{RX} - 1) \right]$$

นำสมการ (3.33) และ (3.34) แทนลงในสมการ $\dot{Q}_H = \dot{m}C_p (T_2 - T_3)$ จะได้

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{m}C_p}{\theta} \left\{ \alpha \left[\varepsilon_{RX} \varepsilon_{CO} T_H + \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{RX}) - \beta \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (2\varepsilon_{RX} - 1) \right] - \left[\alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (1 - \varepsilon_{RX}) - \eta_C \varepsilon_{CO} T_H \left[1 - \beta \varepsilon_{RX} (1 - \varepsilon_{RC}) \right] \right] \right\} \quad (3.38)$$

นำสมการ (3.36) และสมการ (3.37) แทนลงในสมการ $\dot{Q}_L = \dot{m}C_p(T_5 - T_6)$ จะได้

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{m}C_p}{\theta} \left\{ \begin{array}{l} \beta [\eta_C \varepsilon_{RX} \varepsilon_{RC} T_L + \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RX}) - \alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (2\varepsilon_{RX} - 1)] - \\ \varepsilon_{RC} T_L [\eta_C - \alpha \varepsilon_{RX} (1 - \varepsilon_{CO})] - \beta \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (1 - \varepsilon_{RX}) \end{array} \right\} \quad (3.39)$$

นำสมการ (3.32) สมการ (3.33) สมการ (3.35) และ สมการ (3.36) แทนลงในสมการ

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}C_p(T_1 - T_2) - \dot{m}C_p(T_5 - T_4) \quad \text{จะได้}$$

$$\dot{W}_{net} = \frac{\dot{m}C_p}{\theta} \left\{ \begin{array}{l} (\eta_C - \alpha) [\varepsilon_{RX} \varepsilon_{CO} T_H + \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{RX}) - \beta \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (2\varepsilon_{RX} - 1)] - \\ (\beta - 1) [\eta_C \varepsilon_{RX} \varepsilon_{RC} T_L + \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RX}) - \alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (2\varepsilon_{RX} - 1)] \end{array} \right\} \quad (3.40)$$

นำสมการ (3.39) และ สมการ (3.40) แทนลงในสมการ $COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{Net}}$ จะได้

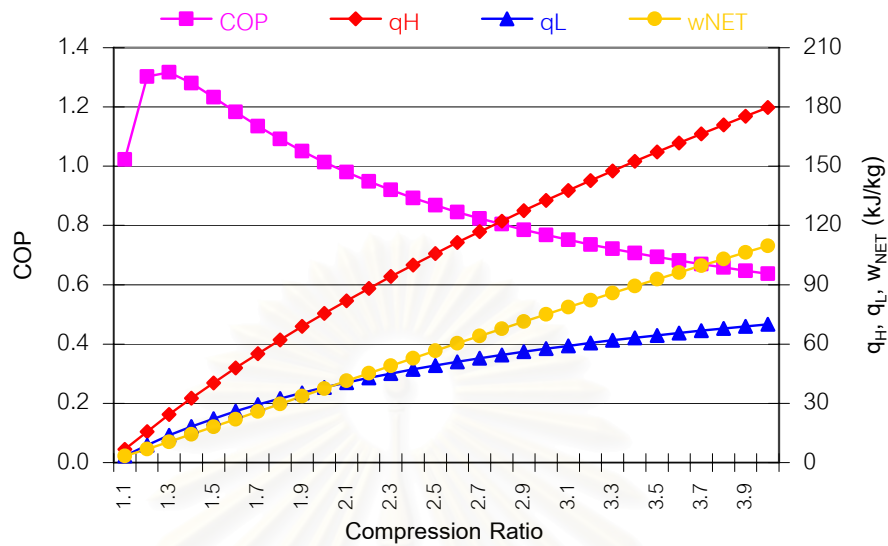
$$COP = \frac{\left\{ \begin{array}{l} \beta [\eta_C \varepsilon_{RX} \varepsilon_{RC} T_L + \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RX}) - \alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (2\varepsilon_{RX} - 1)] - \\ \varepsilon_{RC} T_L [\eta_C - \alpha \varepsilon_{RX} (1 - \varepsilon_{CO})] - \beta \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (1 - \varepsilon_{RX}) \end{array} \right\}}{\left\{ \begin{array}{l} (\eta_C - \alpha) [\varepsilon_{RX} \varepsilon_{CO} T_H + \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{RX}) - \beta \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (2\varepsilon_{RX} - 1)] - \\ (\beta - 1) [\eta_C \varepsilon_{RX} \varepsilon_{RC} T_L + \eta_C \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RX}) - \alpha \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) (2\varepsilon_{RX} - 1)] \end{array} \right\}} \quad (3.41)$$

สมการ (3.32) ถึง (3.37) เป็นสมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปร และนำไปใช้หาสมการการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อน ดังสมการ (3.38), (3.39) และ (3.41) ตามลำดับ เพื่อนำไปศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรในหัวข้อต่อไป

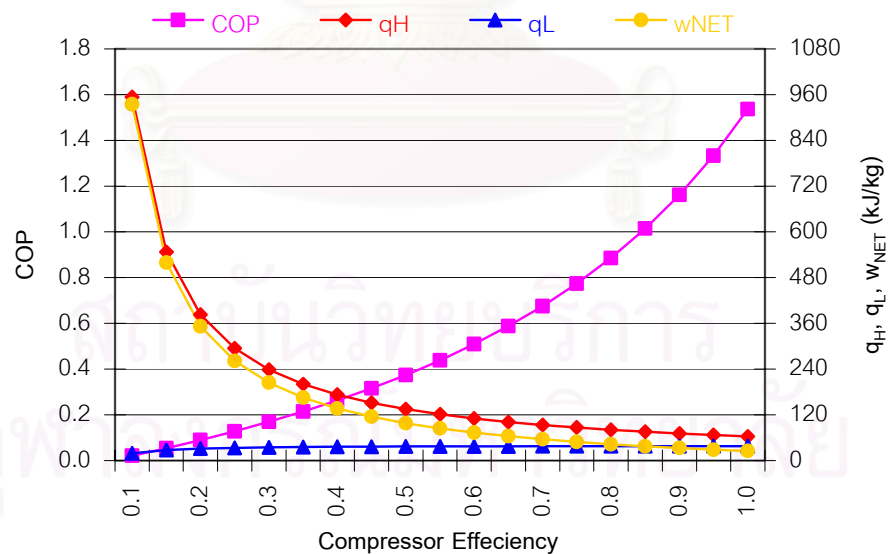
3.2.3 กราฟแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อน

ในงานของเดียวกับระบบปิด ข้อหนึ่งซึ่งแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ จะแสดงกราฟที่ตรงตามวัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์ และภายใต้เงื่อนไขเดิม เพื่อแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรได้อย่างชัดเจน

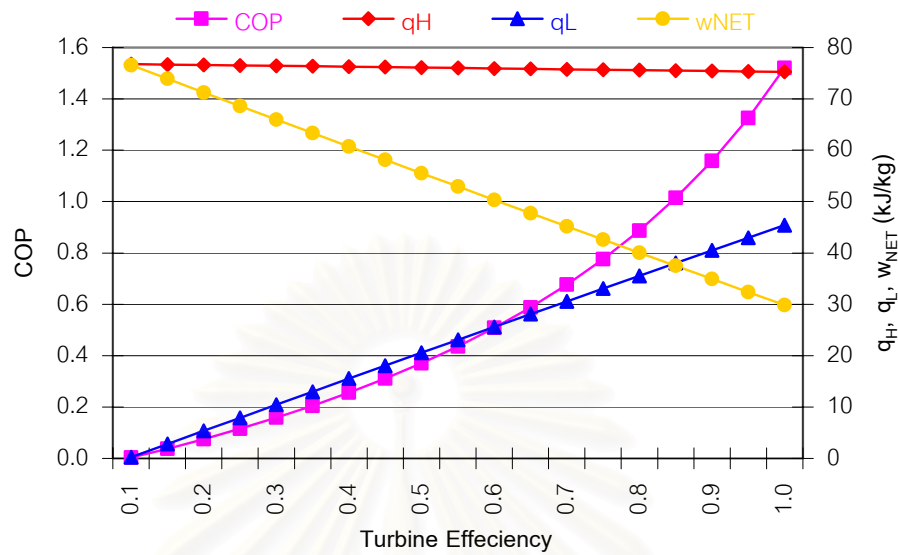
* ค่าภาระการทำความร้อนที่ปรากฏบนกราฟ เป็นค่าที่ได้รับการเปลี่ยนเครื่องหมายจากลบเป็นบวก บวกเป็นลบ เนื่องมาจากค่าที่คำนวณได้จะมีเครื่องหมายเป็นไปตามสากลนิยมคือ มีค่าเป็นลบเมื่อรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้าระบบ จึงต้องเปลี่ยนเครื่องหมายเพื่อสะดวกในการสร้างกราฟ



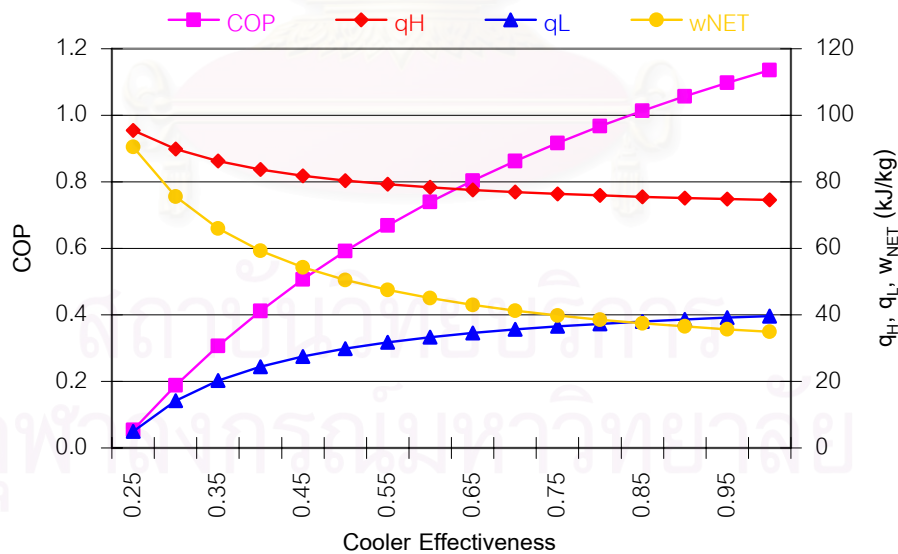
รูปที่ 3.11 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



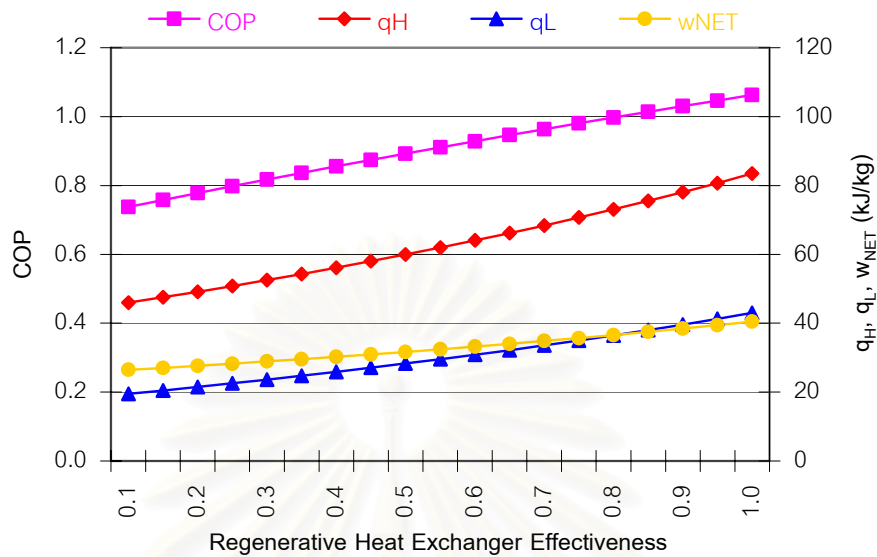
รูปที่ 3.12 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, $CR=2.0$ และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



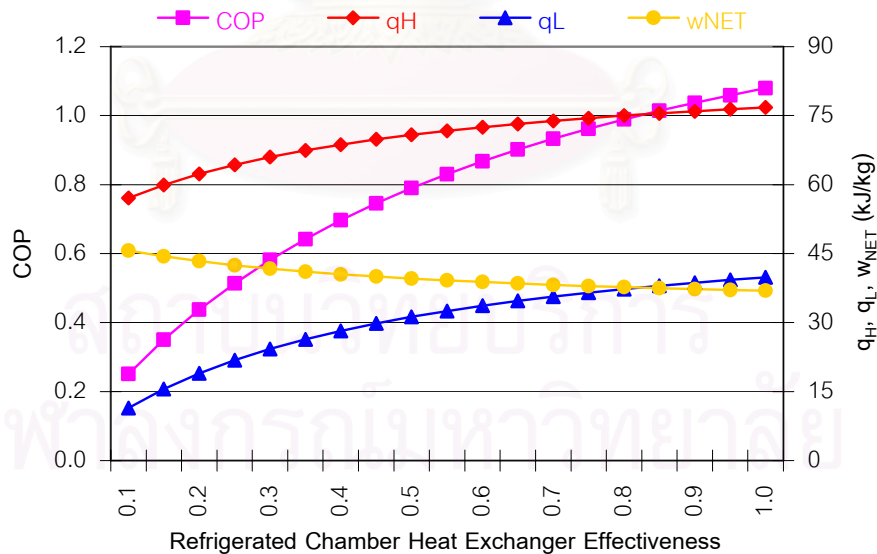
รูปที่ 3.13 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



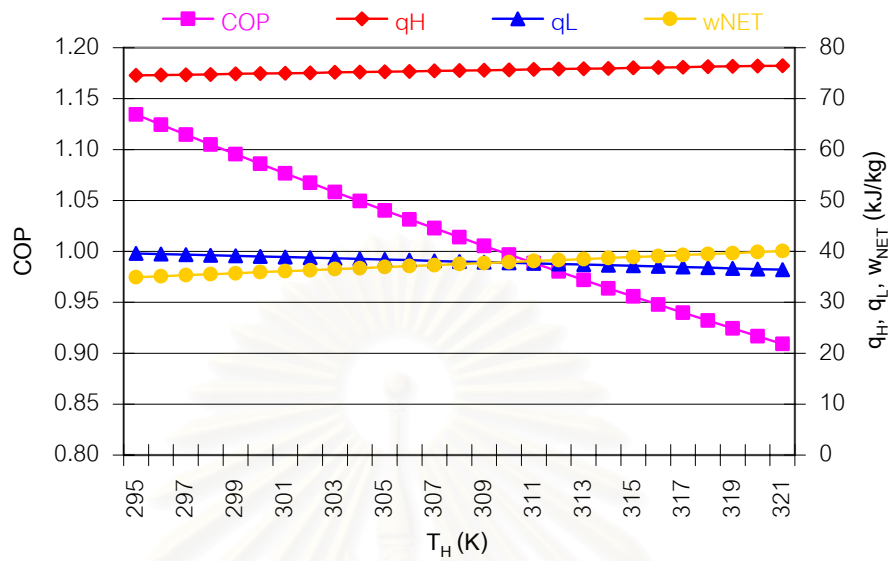
รูปที่ 3.14 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



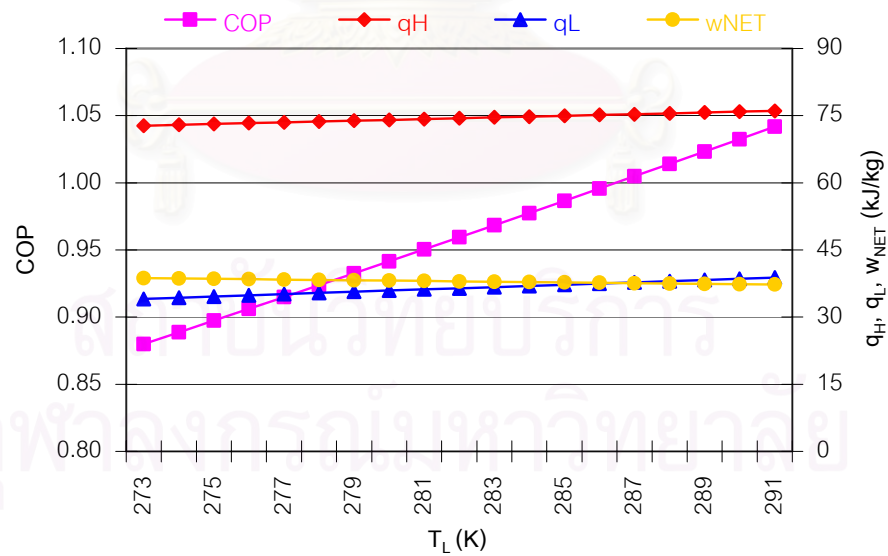
รูปที่ 3.15 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือนีมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



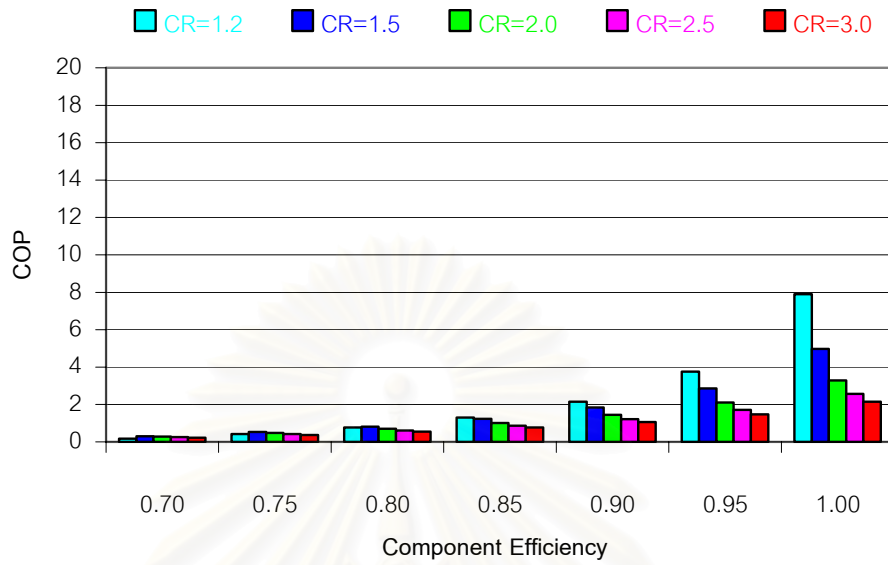
รูปที่ 3.16 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือนีมีประสิทธิภาพ 85%, CR=2.0 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



รูปที่ 3.17 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, $CR=2.0$ และ $T_L=288K$



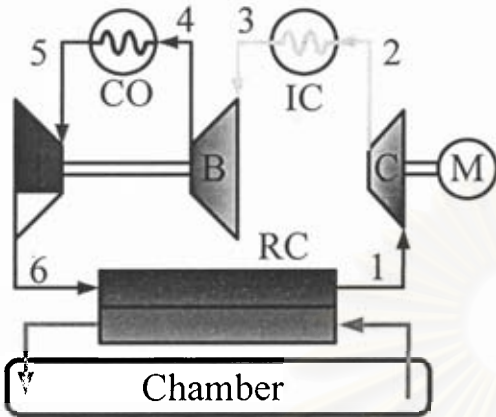
รูปที่ 3.18 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, $CR=2.0$ และ $T_H=308K$



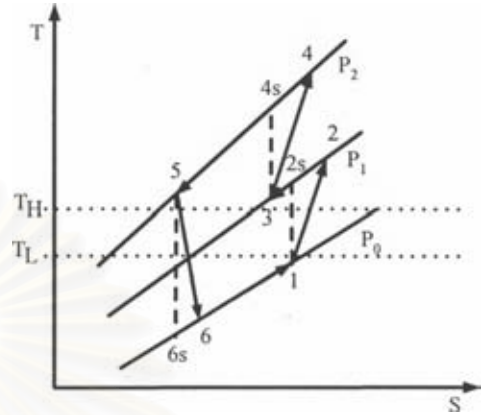
รูปที่ 3.19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำ ความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.3 ระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ



ก) แผนผัง



ข) แผนภูมิ T-S

รูปที่ 3.20 ระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

3.3.1 ลักษณะของระบบ

ระบบประกอบด้วย อุปกรณ์หลักดังนี้ มอเตอร์ขับเคลื่อนอัดอากาศ, เครื่องอัดอากาศ, ชุดอัด/ขยายอากาศ, อุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด, อุปกรณ์ระบายความร้อน และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น โดยมีแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ และแผนภูมิแสดงกระบวนการทำงานต่างๆ ในวัฏจักร ดังรูปที่ 3.20

3.3.2 การหาสมการเพื่อใช้หาความสัมพันธ์ระหว่างการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นกับพารามิเตอร์และตัวแปร โดยวิธีการคำนวณเชิงเลข

เนื่องจากการยากในการหาสมการทำนายอุณหภูมิ, การระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น ในเทอมของพารามิเตอร์และตัวแปรในระบบด้วยวิธีหาค่าเฉลยแม่นยำตรงดังสองระบบข้างต้น จึงทำการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรในระบด้วยวิธีหาค่าเฉลย โดย มีแผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณแสดงในรูปที่ 3.21 และสมการที่ใช้เพื่อการคำนวณเชิงเลข ยังคงใช้กฎข้อที่หนึ่ง, ข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ และกระบวนการ SSSF กำหนดสมการของแต่ละอุปกรณ์ในระบบ แล้วใช้สมมติฐานที่กำหนดช่วยเสริมในการหาสมการ ตามขั้นตอนดังนี้

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (CR)^{\frac{k-1}{k}} = \chi \quad (3.42)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (BR)^{\frac{k-1}{k}} = \psi \quad (3.43)$$

$$\frac{T_5}{T_{6s}} = \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (ER)^{\frac{k-1}{k}} = \zeta \quad (3.44)$$

$$\chi\psi = \zeta \quad (3.45)$$

$$\eta_C = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.46)$$

$$\eta_B = \frac{T_{4s} - T_3}{T_4 - T_3} \quad (3.47)$$

$$\eta_T = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{6s}} \quad (3.48)$$

$$\varepsilon_{IC} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (3.49)$$

$$\varepsilon_{CO} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_H} \quad (3.50)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{T_6 - T_1}{T_6 - T_L} \quad (3.51)$$

แทนสมการ (3.42) ลงในสมการ (3.46) จะได้

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_C} (\eta_C + \chi - 1) \quad (3.52)$$

แทนสมการ (3.43) ลงในสมการ (3.47) จะได้

$$\psi = \frac{T_4}{T_3} \eta_B - \eta_B + 1 \quad (3.53)$$

แทนสมการ (3.44) ลงในสมการ (3.48) จะได้

$$T_6 = T_5 (1 - \eta_T + \eta_T \zeta^{-1}) \quad (3.54)$$

จากสมการ (3.49) ถึง (3.51) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$T_3 = T_2 (1 - \varepsilon_{IC}) + \varepsilon_{IC} T_H \quad (3.55)$$

$$T_5 = T_4 (1 - \varepsilon_{CO}) + \varepsilon_{CO} T_H \quad (3.56)$$

$$T_1 = T_6 (1 - \varepsilon_{RC}) + \varepsilon_{RC} T_L \quad (3.57)$$

งานที่ได้จากกังหัน นำไปใช้ขับเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง

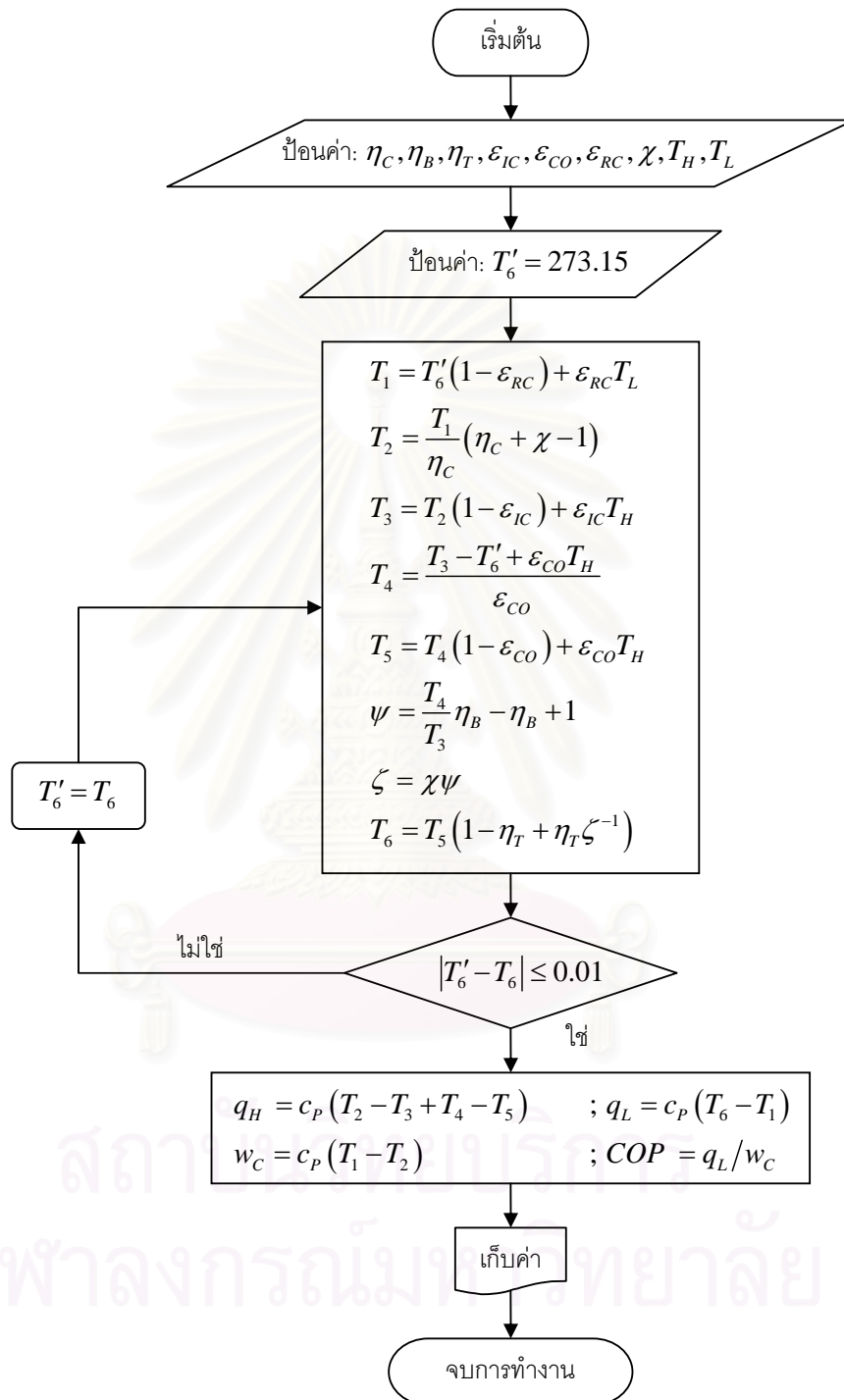
$$T_5 - T_6 = T_4 - T_3 \quad (3.58)$$

นำสมการ (3.56) แทนลงในสมการ (3.58) แล้วจัดรูปใหม่ได้

$$T_4 = \frac{T_3 - T_6 + \varepsilon_{CO} T_H}{\varepsilon_{CO}} \quad (3.59)$$

นำสมการ (3.45) และ (3.52) ถึง (3.57) และ สมการ (3.59) ไปใช้ในการคำนวณเชิงเลข

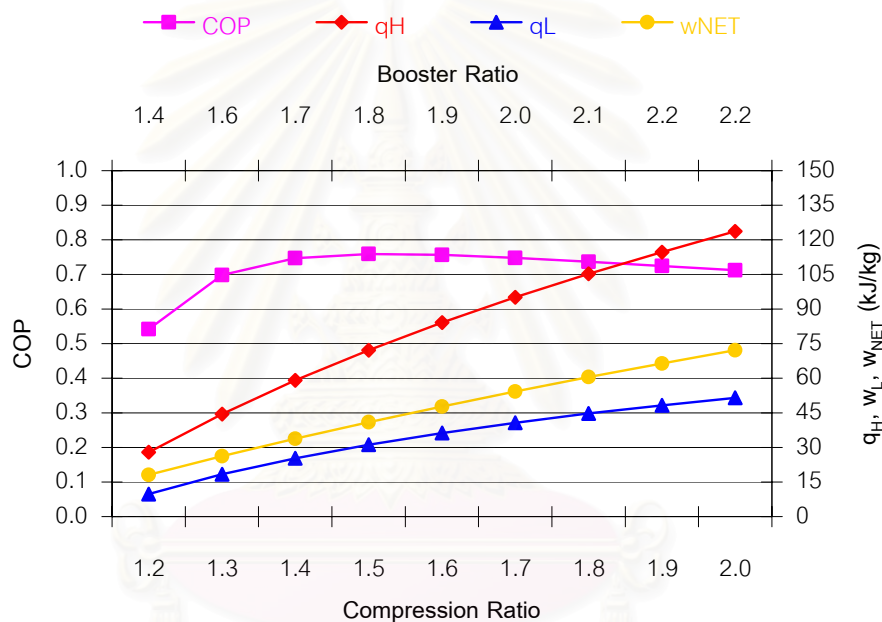
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.21 แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณและสมการ
สำหรับระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุณหภูมิลดเปลี่ยนความชื้น

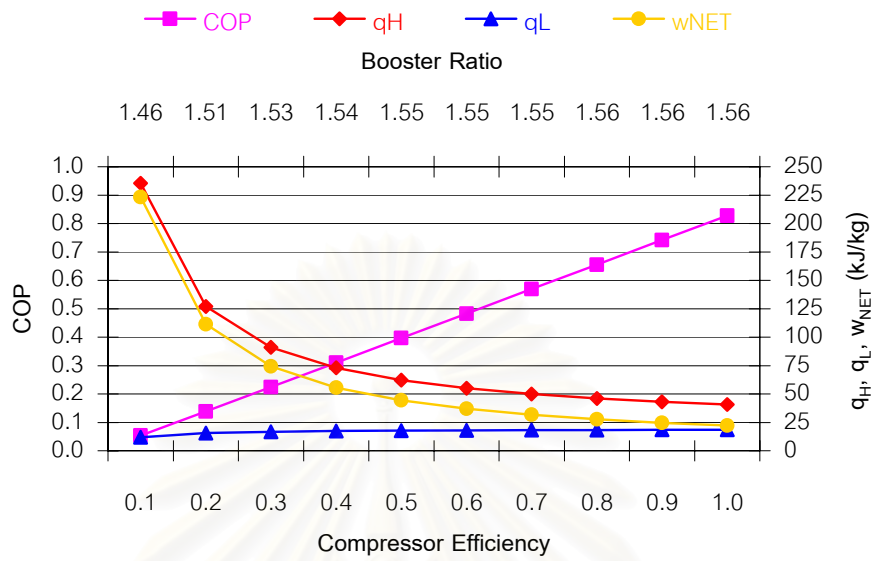
3.3.3 กราฟแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น *

ในทำนองเดียวกับระบบอัดหนึ่งขั้น จะแสดงกราฟเพียงที่ตรงตามวัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์ และเพื่อความสอดคล้องกับระบบอัดสองขั้น เงื่อนไขการแสดงกราฟจะถูกกำหนดใหม่ ดังนี้ อุปกรณ์ที่ไม่ได้ถูกพิจารณาให้มีประสิทธิภาพเป็น 85%, อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน $T_H=308\text{K}$ (35°C), อุณหภูมิในส่วนทำความเย็น $T_L=288\text{K}$ (15°C) และ อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่ง $CR=1.3$ (โดย $PR \cong 1.8$ ถึง 2.2)

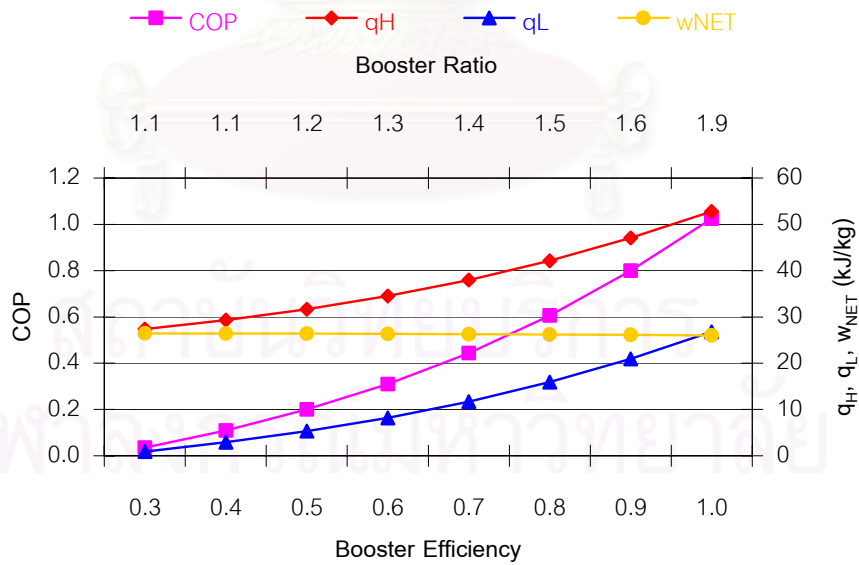


รูปที่ 3.22 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, และ $T_H=308\text{K}$, $T_L=288\text{K}$

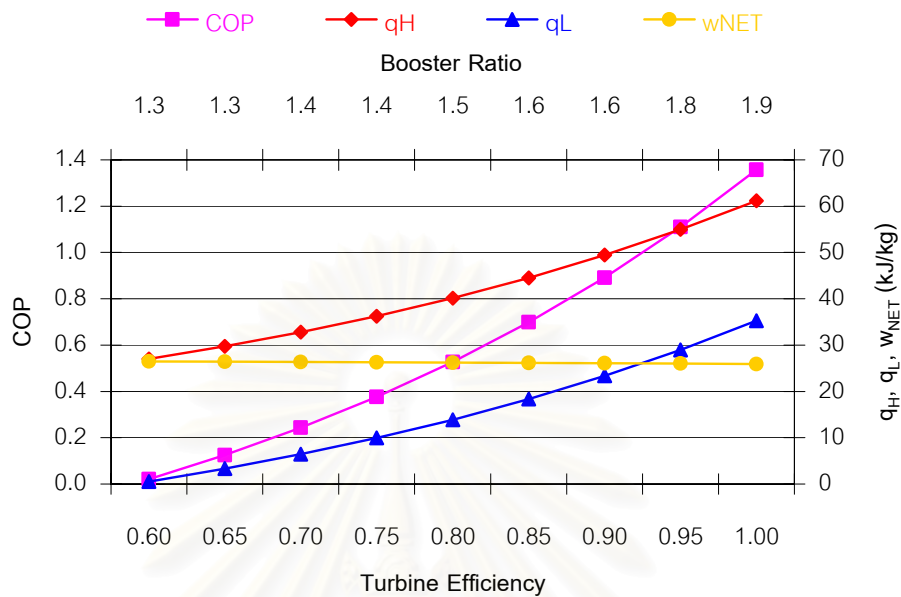
* ค่าภาระการทำความร้อนที่ปรากฏบนกราฟ เป็นค่าที่ได้รับการเปลี่ยนเครื่องหมายจากลบเป็นบวก บวกเป็นลบ เนื่องมาจากค่าที่คำนวณได้จะมีเครื่องหมายเป็นไปตามสากลนิยมคือ มีค่าเป็นลบเมื่อรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้าสู่ระบบ จึงต้องเปลี่ยนเครื่องหมายเพื่อสะดวกในการสร้างกราฟ



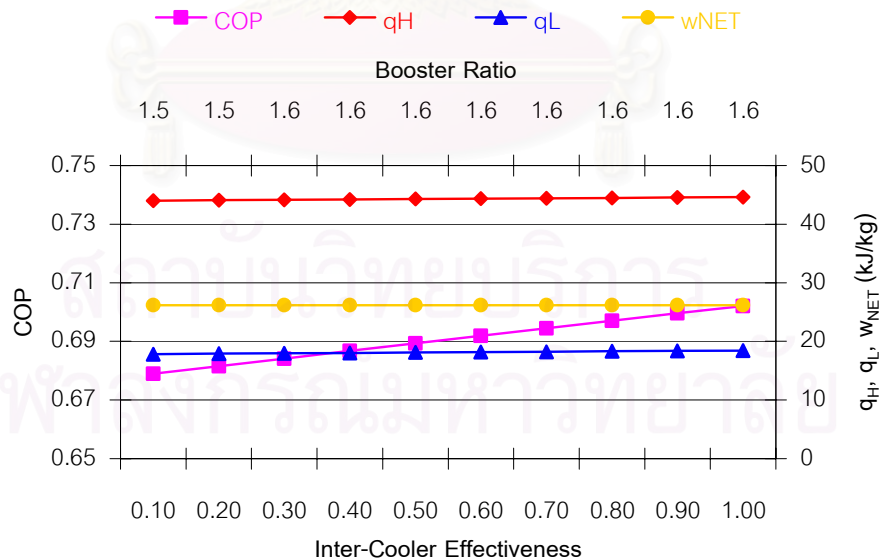
รูปที่ 3.23 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความร้อน เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K, T_L=288K$



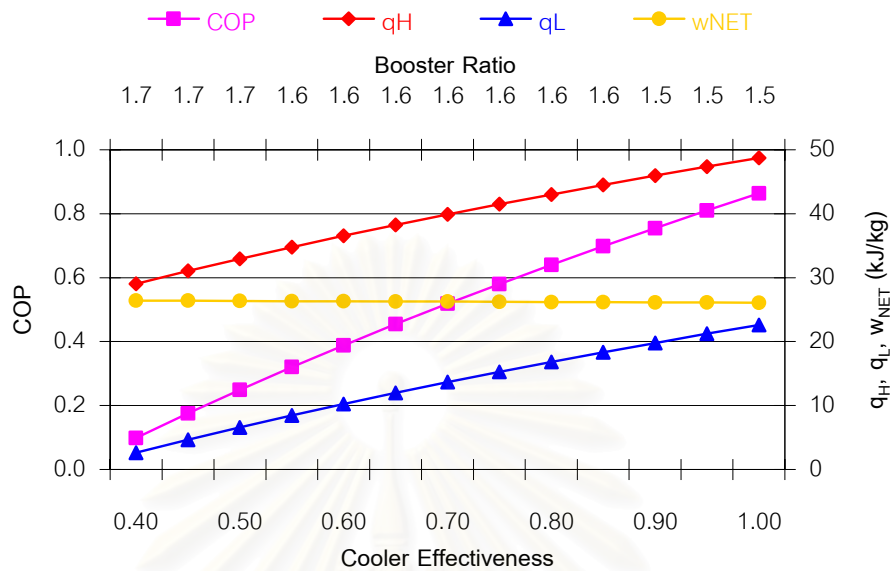
รูปที่ 3.24 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความร้อน เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K, T_L=288K$



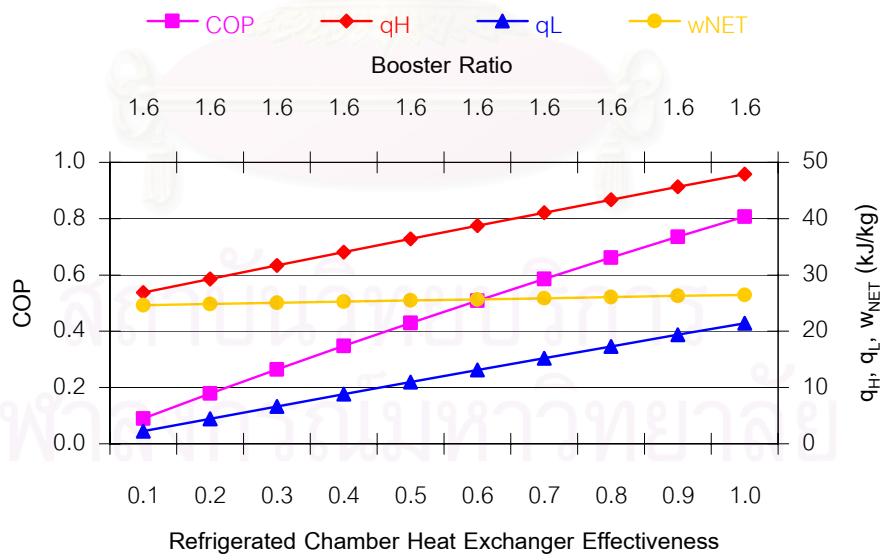
รูปที่ 3.25 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K, T_L=288K$



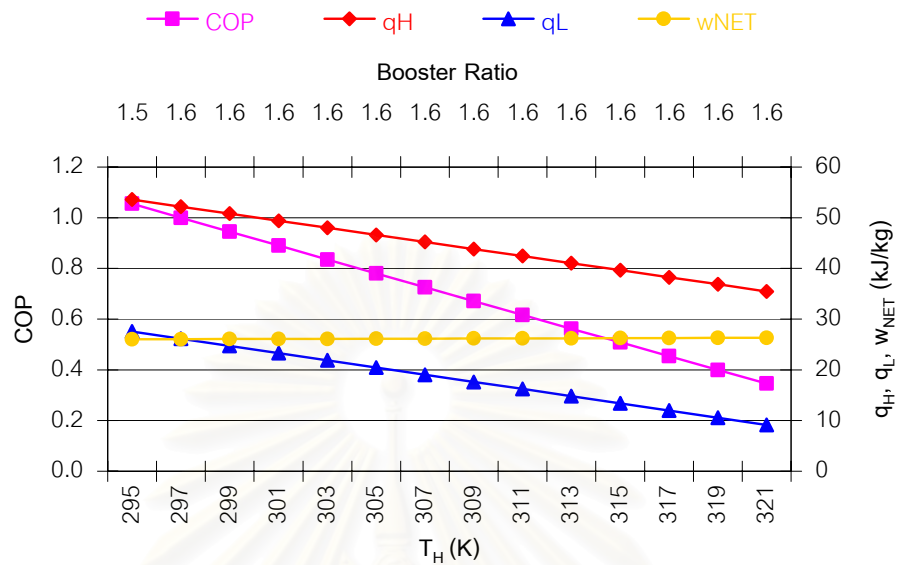
รูปที่ 3.26 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัดต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K, T_L=288K$



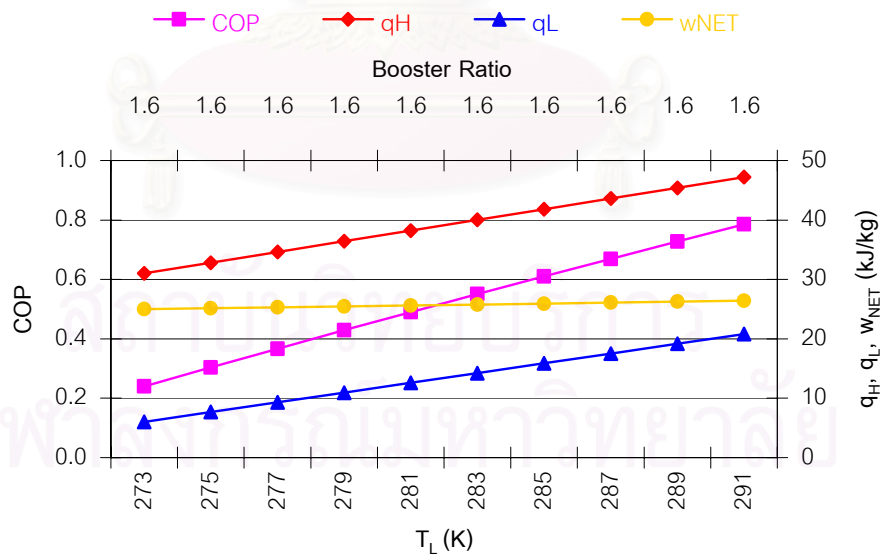
รูปที่ 3.27 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำ ความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, $CR=1.3$ และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



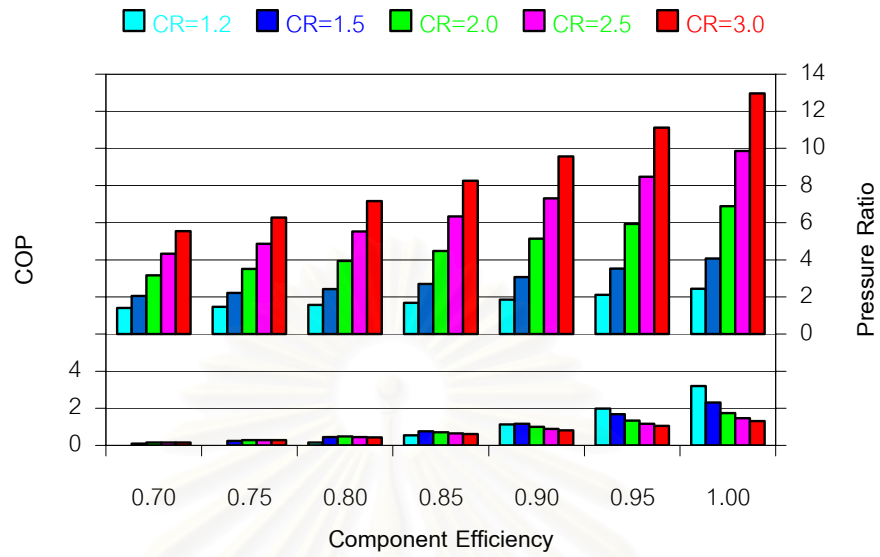
รูปที่ 3.28 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นต่อการระบาย ความร้อน, ภาระการทำ ความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มี ประสิทธิภาพ 85%, $CR=1.3$ และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



รูปที่ 3.29 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$

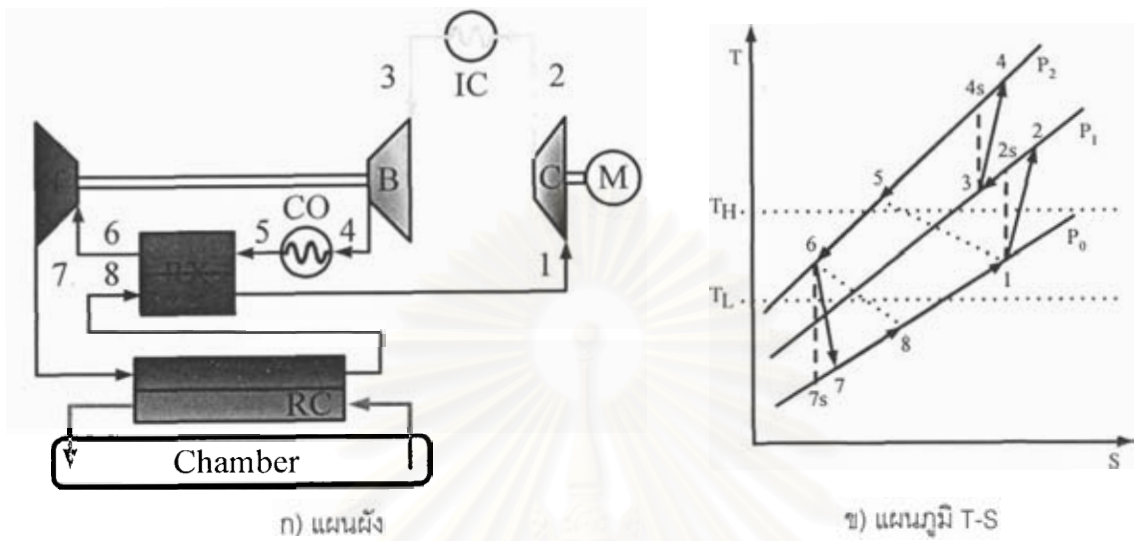


รูปที่ 3.30 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิต่ำต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



รูปที่ 3.31 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำ ความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

3.4 ระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ



รูปที่ 3.32 ระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

3.4.1 ลักษณะของระบบ

ระบบประกอบด้วย อุปกรณ์หลัก ดังนี้ มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ, เครื่องอัดอากาศ, ชุดอัด/ขยายอากาศ, อุปกรณ์ระบายความร้อน, อุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัด, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น โดยมีแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ และแผนภูมิแสดงกระบวนการทำงานต่างๆ ในวัฏจักร ดังรูปที่ 3.32

3.4.2 การหาสมการเพื่อใช้หาความสัมพันธ์ระหว่างการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นกับพารามิเตอร์และตัวแปร โดยวิธีการคำนวณเชิงเลข

ในทำนองเดียวกับ ระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ สมการที่ใช้เพื่อการคำนวณเชิงเลข แสดงดังข้างล่างนี้ และแผนภาพแสดงขั้นตอนการทำงาน แสดงในรูปที่ 3.33

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (CR)^m = \chi \quad (3.60)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (BR)^m = \psi \quad (3.61)$$

$$\frac{T_6}{T_{7s}} = \left(\frac{P_6}{P_7} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (ER)^m = \zeta \quad (3.62)$$

$$\chi\psi = \zeta \quad (3.63)$$

$$\eta_C = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.64)$$

$$\eta_B = \frac{T_{4s} - T_3}{T_4 - T_3} \quad (3.65)$$

$$\eta_T = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{7s}} \quad (3.66)$$

$$\varepsilon_{IC} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (3.67)$$

$$\varepsilon_{CO} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_H} \quad (3.68)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_L} \quad (3.69)$$

$$\varepsilon_{RX} = \left(\frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_8} \right) = \left(\frac{T_1 - T_8}{T_5 - T_8} \right) \quad (3.70)$$

แทนสมการ (3.60) ลงในสมการ (3.64) จะได้

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_C} (\eta_C + \chi - 1) \quad (3.71)$$

แทนสมการ (3.61) ลงในสมการ (3.65) จะได้

$$\psi = \frac{T_4}{T_3} \eta_B - \eta_B + 1 \quad (3.72)$$

แทนสมการ (3.62) ลงในสมการ (3.66) จะได้

$$T_7 = T_6 (1 - \eta_T + \eta_T \zeta^{-1}) \quad (3.73)$$

จากสมการ (3.67) ถึง (3.70) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$T_3 = T_2 (1 - \varepsilon_{IC}) + \varepsilon_{IC} T_H \quad (3.74)$$

$$T_5 = T_4 (1 - \varepsilon_{CO}) + \varepsilon_{CO} T_H \quad (3.75)$$

$$T_8 = T_7 (1 - \varepsilon_{RC}) + \varepsilon_{RC} T_L \quad (3.76)$$

$$T_6 = T_5 (1 - \varepsilon_{RX}) + \varepsilon_{RX} T_8 \quad (3.77)$$

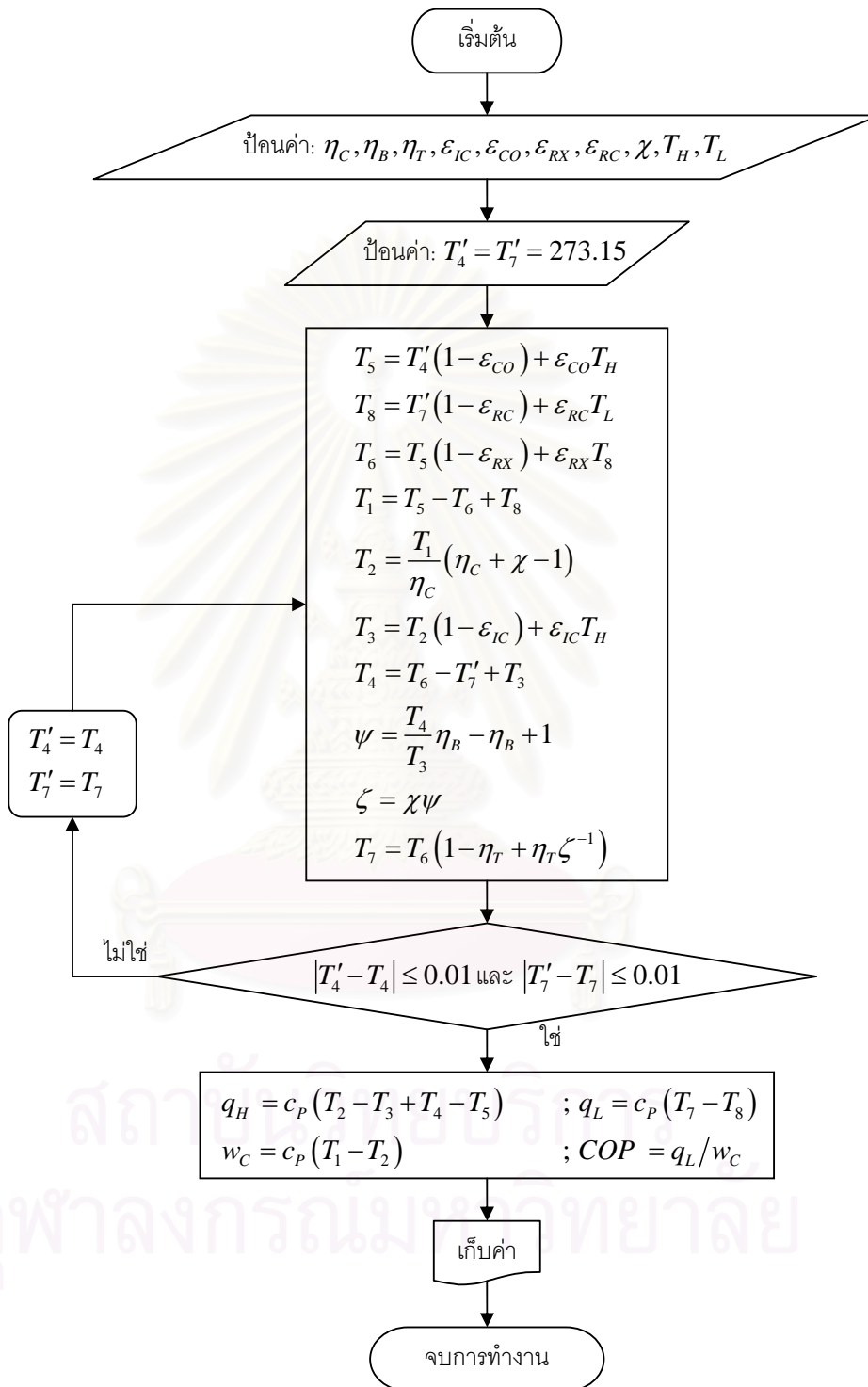
$$T_1 = T_5 - T_6 + T_8 \quad (3.78)$$

งานที่ได้จากกังหัน นำไปใช้ขับเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง

$$T_4 = T_6 - T_7 + T_3 \quad (3.79)$$

นำสมการ (3.63) และ (3.71) ถึง (3.79) ไปใช้ในการคำนวณเชิงเลข

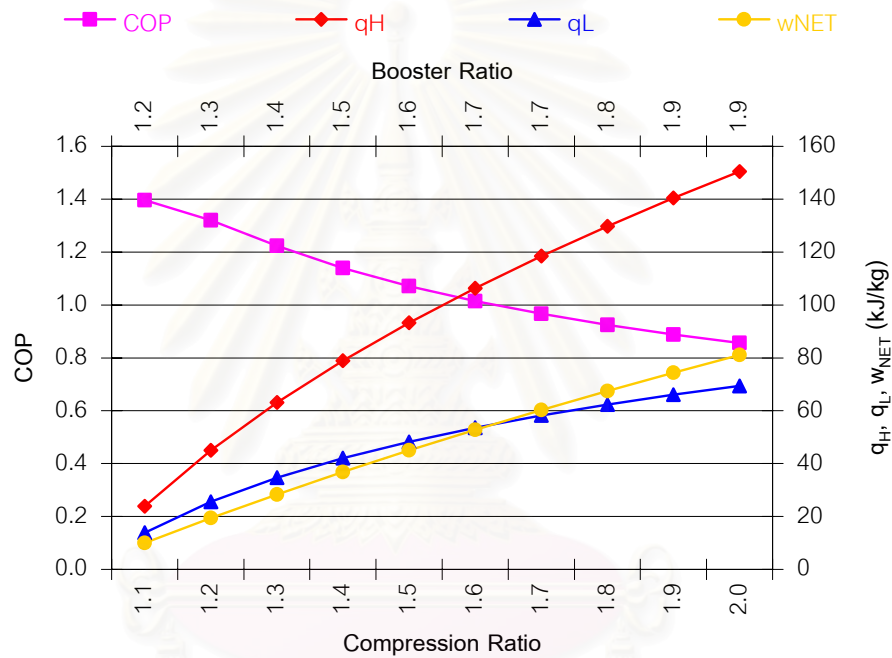
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.33 แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณและสมการ
สำหรับระบบปิด อัดสองชั้นแบบมีอุณหภูมิลดเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

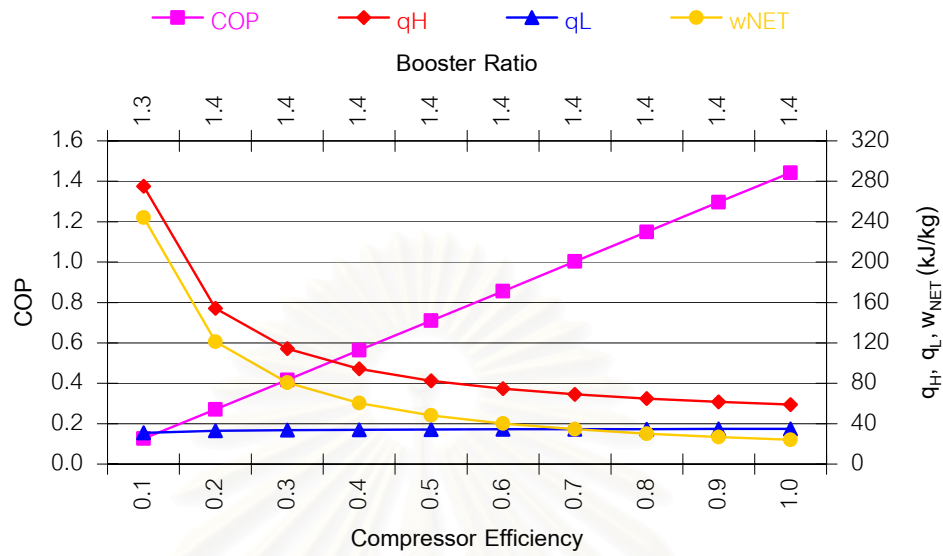
3.4.3 กราฟแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น *

ในทำนองเดียวกับระบบปิด อัดสองชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ จะแสดงกราฟที่ตรงตามวัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์ และภายใต้เงื่อนไขเดิม เพื่อแสดงอิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรได้อย่างชัดเจน

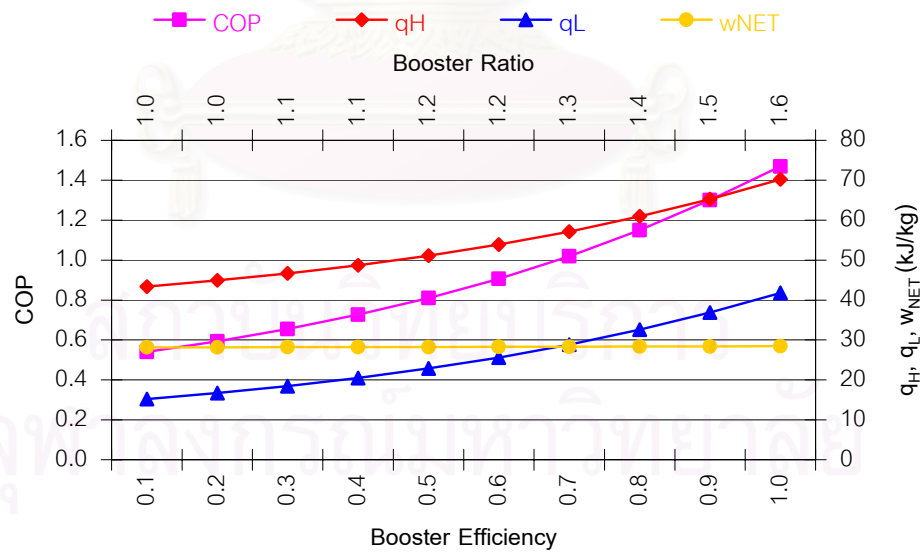


รูปที่ 3.34 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, และ $T_H=308K$, $T_L=288K$

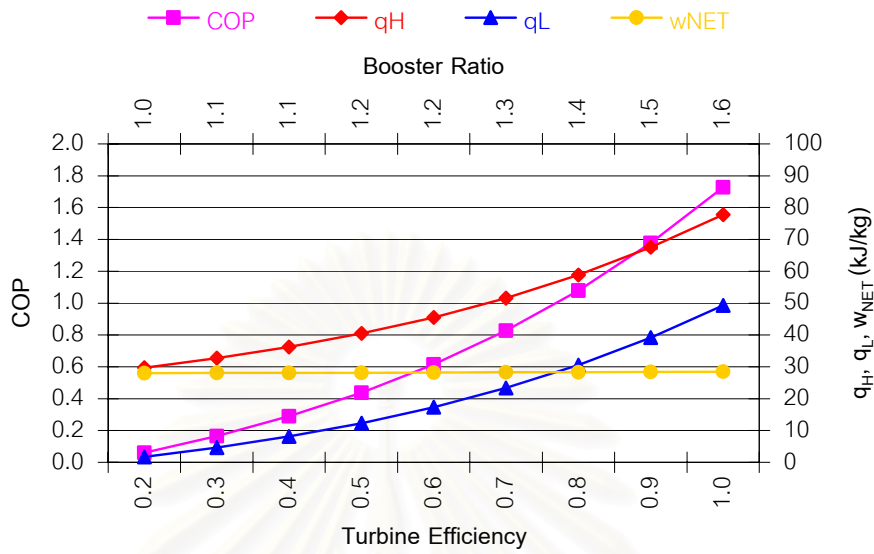
* ค่าภาวะการทำความเย็นที่ปรากฏบนกราฟ เป็นค่าที่ได้รับการเปลี่ยนเครื่องหมายจากลบเป็นบวก บวกเป็นลบ เนื่องจากค่าที่คำนวณได้จะมีเครื่องหมายเป็นไปตามสากลนิยมคือ มีค่าเป็นลบเมื่อรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้าสู่ระบบ จึงต้องเปลี่ยนเครื่องหมายเพื่อสะดวกในการสร้างกราฟ



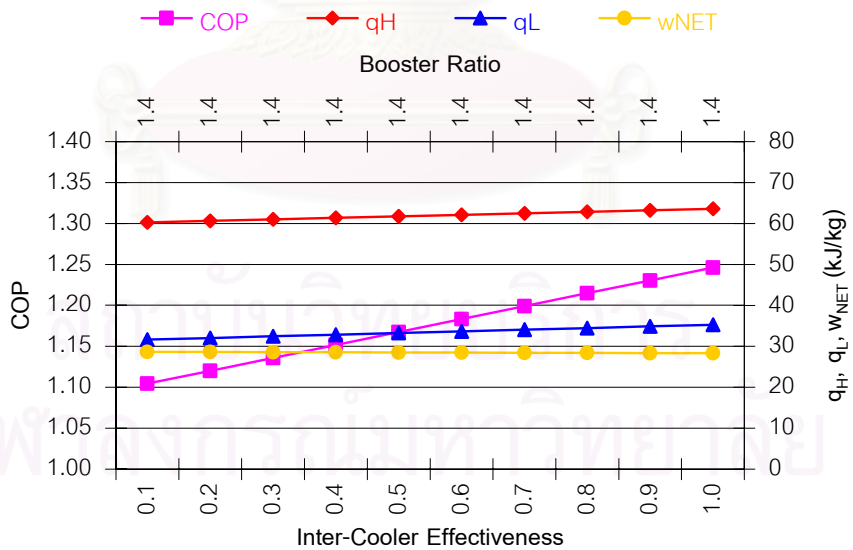
รูปที่ 3.35 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อน เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



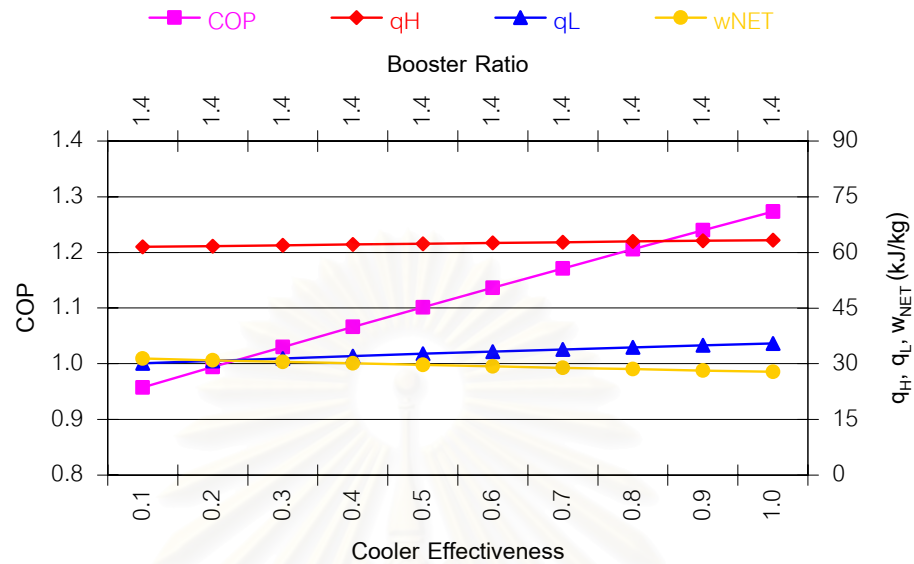
รูปที่ 3.36 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความร้อน และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความร้อน เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



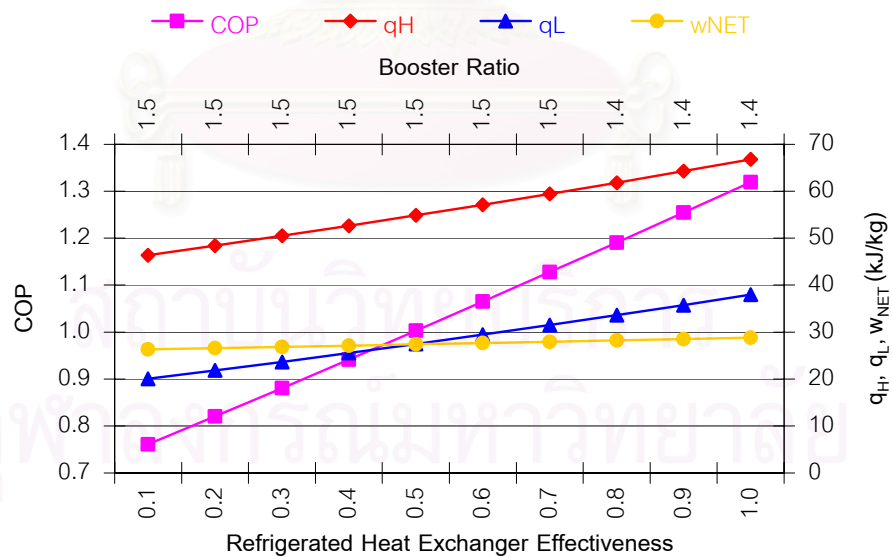
รูปที่ 3.37 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพกังหันต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



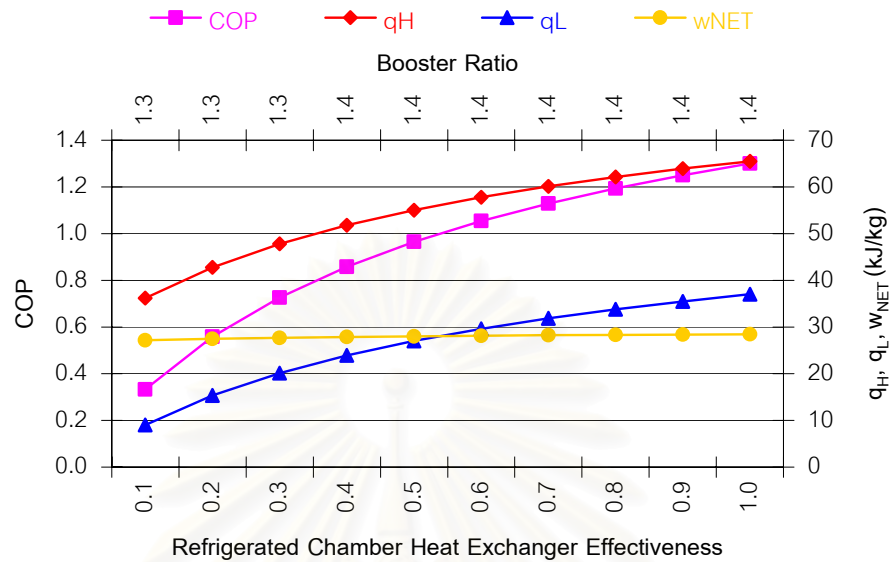
รูปที่ 3.38 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพผลอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัดต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เหลือมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



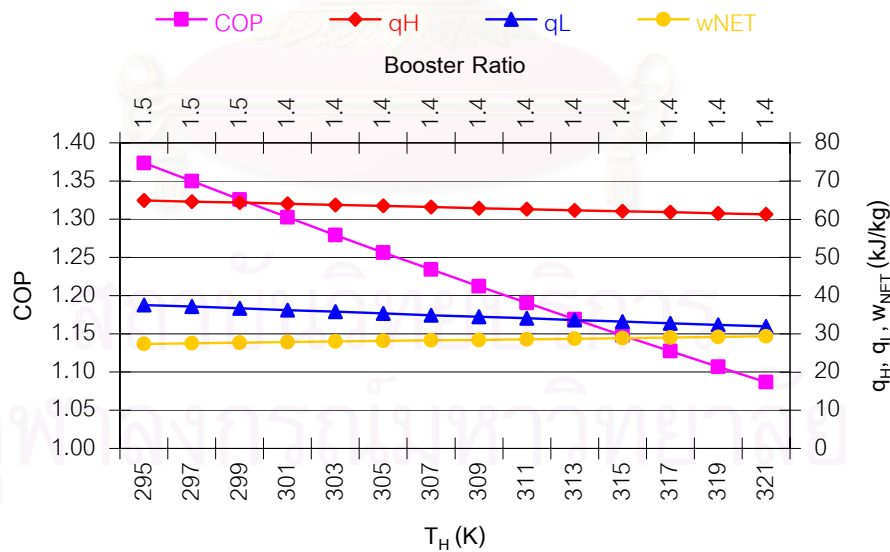
รูปที่ 3.39 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เล็กล้อมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



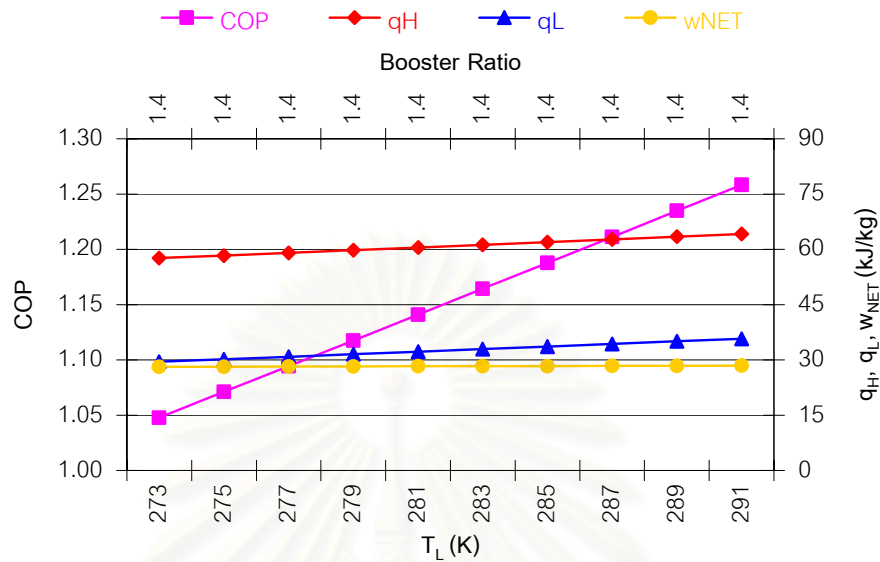
รูปที่ 3.40 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อการระบายความร้อน, ภาวะการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เล็กล้อมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



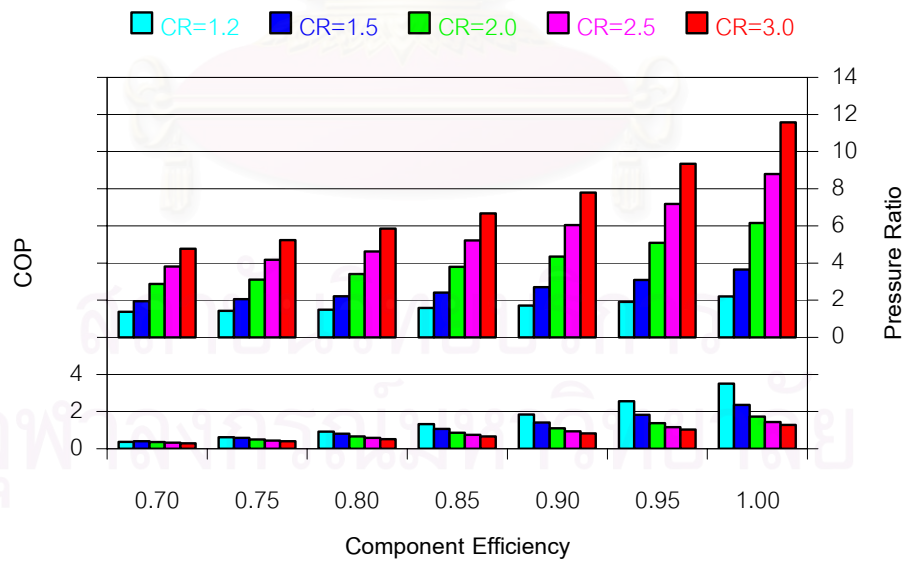
รูปที่ 3.41 กราฟแสดงอิทธิพลของประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่ออุปกรณ์ที่เลือกมีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



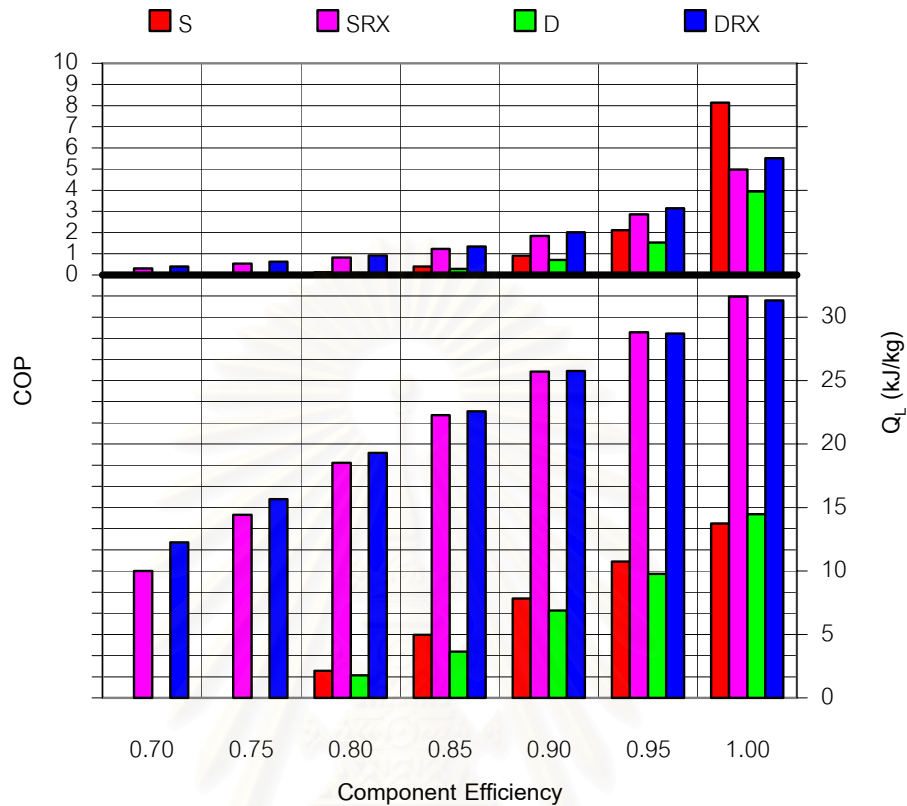
รูปที่ 3.42 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิสูงต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308K$, $T_L=288K$



รูปที่ 3.43 กราฟแสดงอิทธิพลของแหล่งอุณหภูมิที่ต่ำต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อทุกอุปกรณ์มีประสิทธิภาพ 85%, CR=1.3 และ $T_H=308\text{K}$, $T_L=288\text{K}$



รูปที่ 3.44 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อสัมประสิทธิ์ป้อนสมรรถนะการทำความเย็น ณ อัตราส่วนการอัดค่าต่างๆ เมื่อ $T_H=308\text{K}$ และ $T_L=288\text{K}$

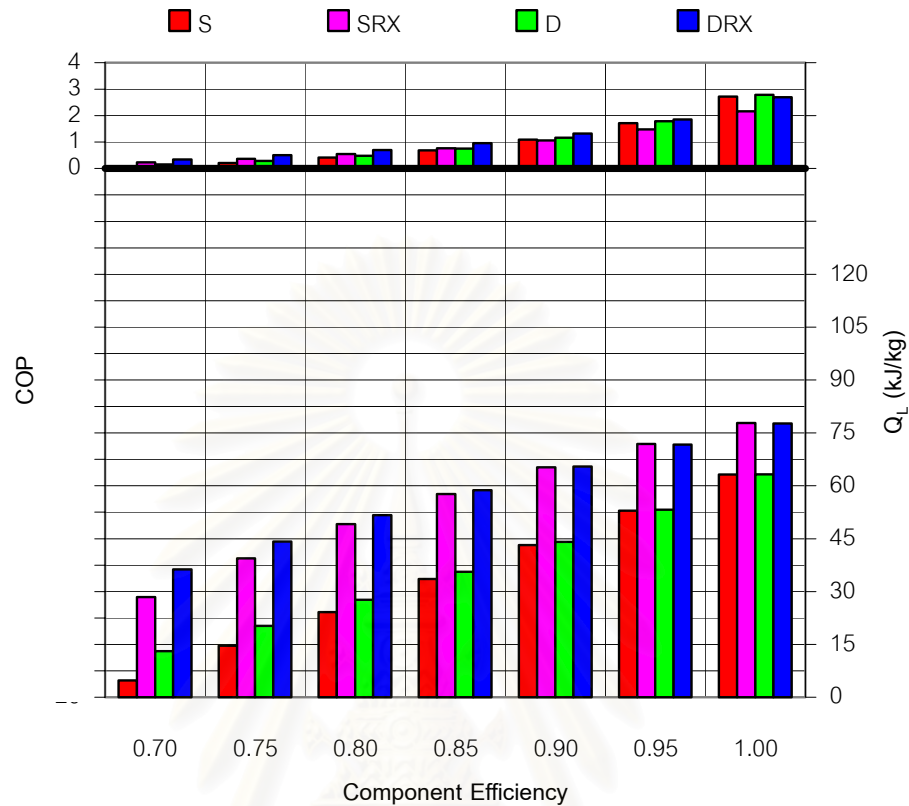


รูปที่ 3.45 กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=1.5$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

ตารางที่ 3.1 ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น, ภาระการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัดขึ้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=1.5$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

PR (PR=CR*BR)	η	Single		Single w/RX		Double			Double w/RX		
		COP	q_L	COP	q_L	COP	q_L	CR	COP	q_L	CR
1.5	0.70	✗	✗	0.31	10.02	✗	✗	1.25	0.40	12.26	1.27
	0.75	✗	✗	0.53	14.42	✗	✗	1.21	0.61	15.65	1.24
	0.80	0.13	2.12	0.82	18.51	0.10	1.78	1.18	0.92	19.30	1.21
	0.85	0.39	4.98	1.23	22.27	0.28	3.65	1.14	1.35	22.58	1.17
	0.90	0.90	7.83	1.84	25.71	0.71	6.89	1.11	2.01	25.76	1.14
	0.95	2.11	10.74	2.86	28.82	1.53	9.76	1.08	3.15	28.72	1.10
	1.00	8.14	13.74	4.98	31.61	3.94	14.47	1.05	5.52	31.30	1.10

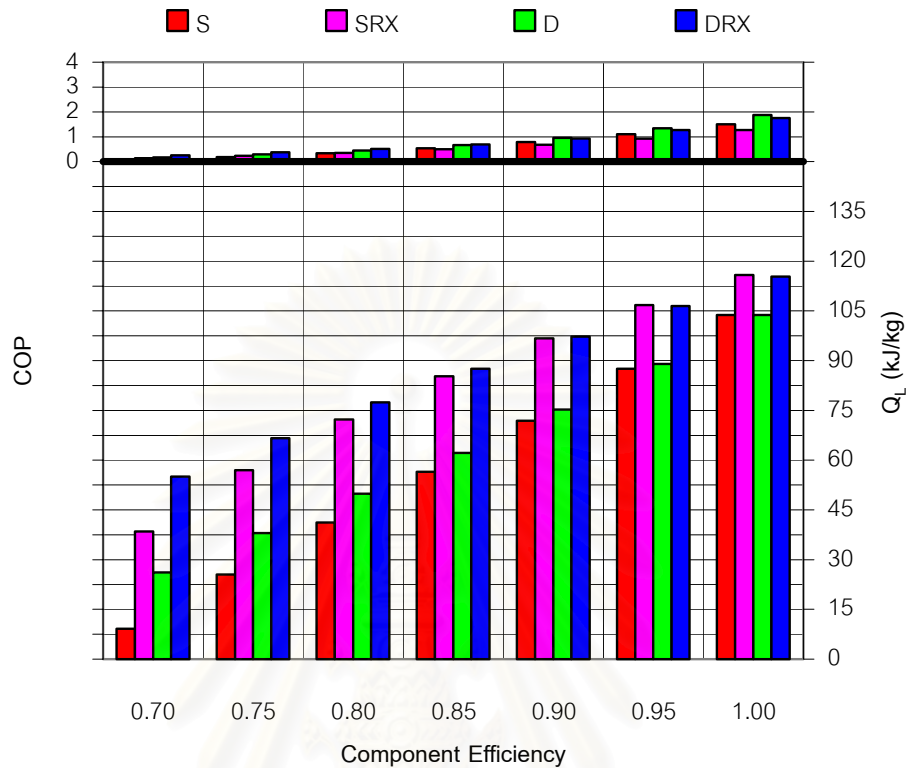
เมื่อ ✗ = ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงในวัฏจักรสำหรับเงื่อนไขที่กำหนด



รูปที่ 3.46 กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=3.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

ตาราง 3.2 ค่าสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น, ภาระการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=3.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

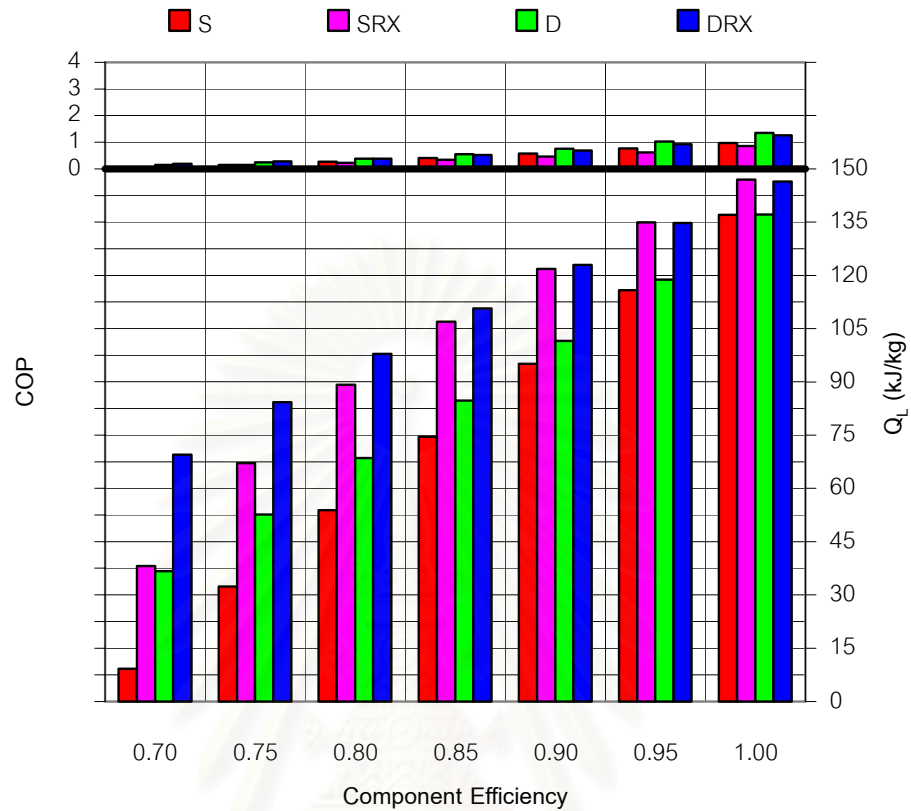
PR ($PR=CR*BR$)	η	Single		Single w/RX		Double			Double w/RX		
		COP	q_L	COP	q_L	COP	q_L	CR	COP	q_L	CR
3.0	0.70	0.06	4.76	0.23	28.44	0.16	13.10	1.93	0.35	36.27	2.07
	0.75	0.20	14.62	0.37	39.45	0.29	20.26	1.81	0.50	44.21	1.95
	0.80	0.41	24.14	0.55	49.12	0.48	27.71	1.69	0.70	51.70	1.83
	0.85	0.69	33.58	0.77	57.64	0.76	35.56	1.59	0.96	58.76	1.71
	0.90	1.10	43.14	1.06	65.18	1.17	44.07	1.48	1.32	65.47	1.60
	0.95	1.72	52.96	1.48	71.87	1.79	53.22	1.39	1.86	71.72	1.48
	1.00	2.71	63.20	2.16	77.86	2.78	63.22	1.30	2.70	77.63	1.37



รูปที่ 3.47 กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=6.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

ตาราง 3.3 ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น, ภาระการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=6.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

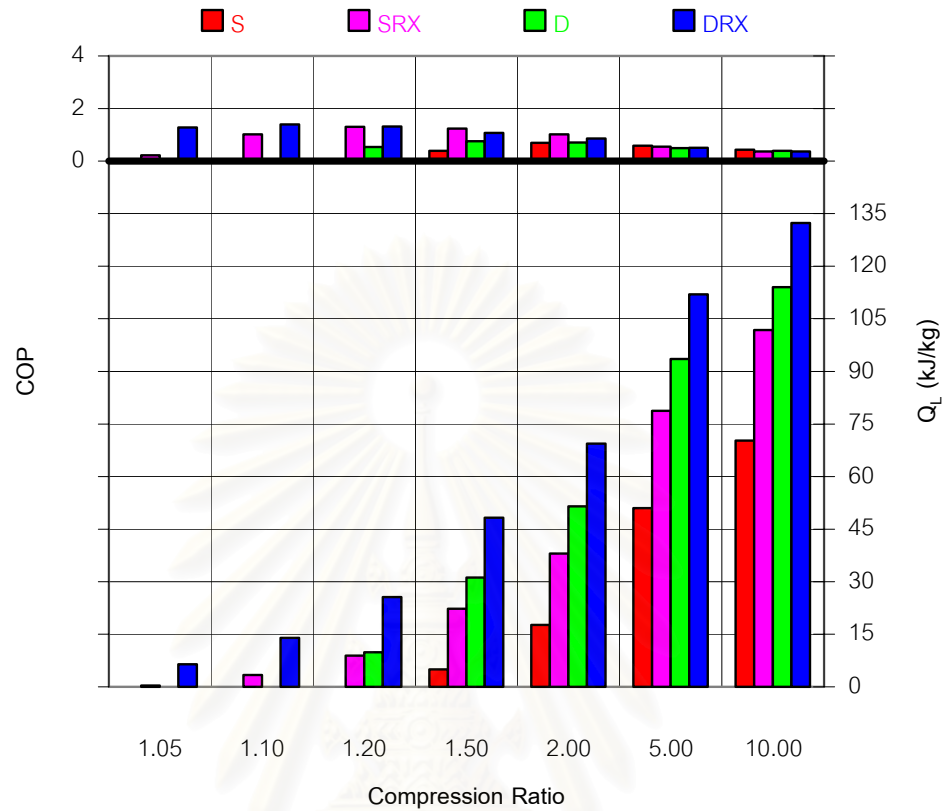
PR (PR=CR*BR)	η	Single		Single w/RX		Double			Double w/RX		
		COP	q_L	COP	q_L	COP	q_L	CR	COP	q_L	CR
6.0	0.70	0.06	9.11	0.13	38.47	0.17	26.19	3.19	0.26	55.04	3.66
	0.75	0.18	25.56	0.24	56.91	0.29	37.99	2.91	0.37	66.64	3.36
	0.80	0.34	41.18	0.35	72.26	0.45	49.92	2.65	0.51	77.43	3.06
	0.85	0.54	56.49	0.50	85.33	0.66	62.21	2.41	0.69	87.60	2.77
	0.90	0.79	71.85	0.68	96.67	0.95	75.26	2.20	0.93	97.28	2.49
	0.95	1.11	87.53	0.92	106.71	1.34	89.00	2.01	1.27	106.51	2.22
	1.00	1.50	103.77	1.27	115.79	1.87	103.77	1.85	1.75	115.39	1.97



รูปที่ 3.48 กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=12.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

ตาราง 3.4 ค่าสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น, ภาระการทำความเย็น และอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง ณ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าต่างๆ เมื่อ $PR=12.0$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

PR (PR=CR*BR)	η	Single		Single w/RX		Double			Double w/RX		
		COP	q_L	COP	q_L	COP	q_L	CR	COP	q_L	CR
12.0	0.70	0.03	9.23	0.06	38.10	0.15	36.68	5.56	0.19	69.47	6.89
	0.75	0.14	32.41	0.14	67.11	0.25	52.68	4.96	0.28	84.32	6.19
	0.80	0.26	53.88	0.23	89.19	0.38	68.56	4.42	0.38	97.90	5.49
	0.85	0.41	74.57	0.33	106.94	0.55	84.70	3.94	0.52	110.67	4.81
	0.90	0.58	95.08	0.46	121.87	0.76	101.51	3.53	0.69	122.90	4.18
	0.95	0.76	115.81	0.62	134.96	1.02	118.82	3.16	0.92	134.77	3.60
	1.00	0.97	137.05	0.85	146.92	1.36	137.11	2.85	1.26	146.41	3.08

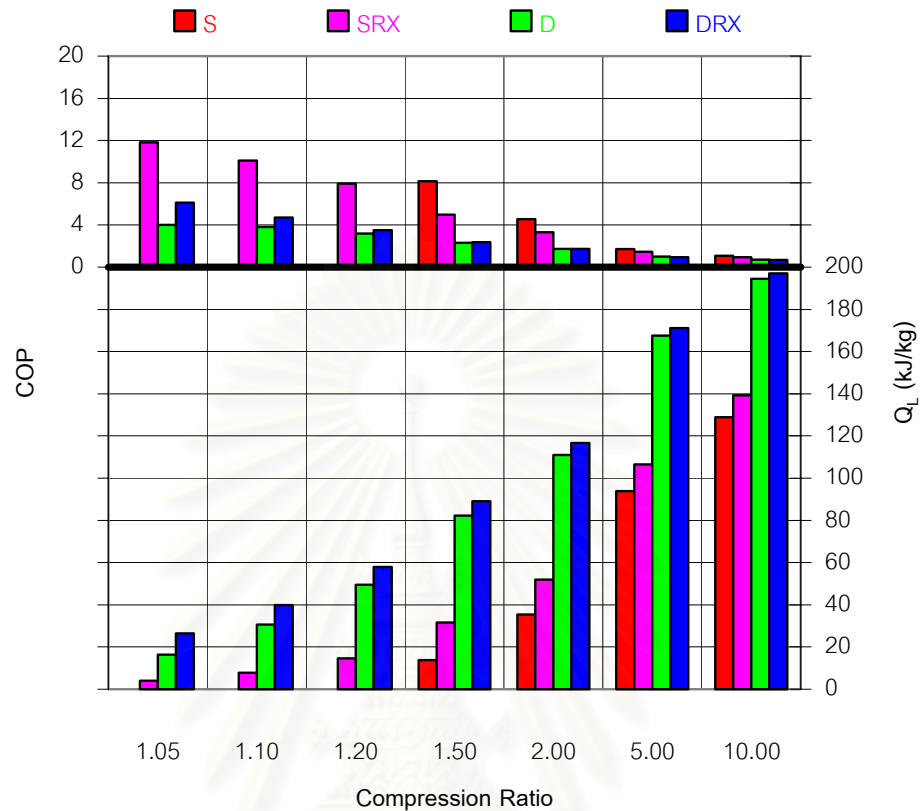


รูปที่ 3.49 กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=0.85$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

ตาราง 3.5 ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น, ภาระการทำความเย็น และอัตราส่วนความดัน ณ อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=0.85$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

η	CR	Single		Single w/RX		Double			Double w/RX		
		COP	q_L	COP	q_L	COP	q_L	PR	COP	q_L	PR
0.85	1.05	×	×	0.22	0.36	×	×	×	1.28	6.44	1.15
	1.10	×	×	1.02	3.38	×	×	×	1.40	13.93	1.30
	1.20	×	×	1.30	8.90	0.54	9.83	1.69	1.32	25.64	1.58
	1.50	0.39	4.98	1.23	22.27	0.76	31.20	2.70	1.07	48.25	2.41
	2.00	0.70	17.61	1.01	38.01	0.71	51.52	4.48	0.86	69.40	3.81
	5.00	0.58	50.96	0.55	78.69	0.50	93.52	16.33	0.51	111.99	12.55
	10.00	0.44	70.24	0.37	101.78	0.39	114.04	37.67	0.37	132.34	27.43

เมื่อ × = ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงในวัฏจักรสำหรับเงื่อนไขที่กำหนด



รูปที่ 3.50 กราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นของวัฏจักรอากาศรูปแบบต่างๆ ณ อัตราส่วนการอัดขึ้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=1.00$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

ตาราง 3.6 ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น, ภาระการทำความเย็น และอัตราส่วนความดัน ณ อัตราส่วนการอัดขึ้นที่หนึ่งค่าต่างๆ เมื่อ $\eta=1.00$, $T_H=308K$ และ $T_L=288K$

η	CR	Single		Single w/RX		Double			Double w/RX		
		COP	q_L	COP	q_L	COP	q_L	PR	COP	q_L	PR
1.00	1.05	×	×	11.84	4.00	4.01	16.31	1.55	6.12	26.46	1.40
	1.10	×	×	10.10	7.76	3.82	30.58	1.87	4.68	39.82	1.68
	1.20	×	×	7.90	14.67	3.20	49.56	2.44	3.51	57.84	2.19
	1.50	8.14	13.74	4.98	31.61	2.31	82.15	4.08	2.35	89.01	3.65
	2.00	4.57	35.46	3.29	51.92	1.75	110.94	6.89	1.73	116.64	6.15
	5.00	1.71	93.86	1.44	106.53	0.99	167.58	26.31	0.95	171.10	23.47
	10.00	1.07	128.92	0.94	139.32	0.72	194.52	63.31	0.69	197.03	56.45

เมื่อ × = ไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงในวัฏจักรสำหรับเงื่อนไขที่กำหนด

3.5 การวิเคราะห์อิทธิพลของพารามิเตอร์และตัวแปรต่อการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น

3.5.1 พารามิเตอร์ ในระบบอัดหนึ่งชั้น

อัตราส่วนการอัด

เมื่ออัตราส่วนการอัดมีค่าสูงขึ้น การระบายความร้อนและภาระการทำความเย็นจะมีปริมาณสูงขึ้นตาม แต่อัตราการสูงขึ้นของการระบายความร้อนจะมีค่ามากกว่าอัตราการสูงขึ้นของภาระการทำความเย็น ที่เป็นเช่นนี้เนื่องมาจาก งานที่เครื่องอัดอากาศถ่ายเทสู่อากาศจะมีปริมาณสูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น ดังนั้นการระบายความร้อนจึงมีปริมาณที่สูงขึ้นตาม ในทำนองเดียวกัน เมื่ออัตราส่วนการอัดมีค่าสูงขึ้น อัตราส่วนการขยายย่อมมีค่าสูงขึ้นเช่นกัน งานที่กังหันได้รับจากการขยายตัวของอากาศจึงมีปริมาณสูงขึ้น อุณหภูมิอากาศที่ออกจากกังหันต่ำลง ดังนั้นภาระการทำความเย็นจึงมีค่าสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาไดอะแกรม T-S จะพบว่า ในวัฏจักรเดียวกันอัตราส่วนการอัด/การขยายที่เท่ากัน ผลต่างของอุณหภูมิจากการอัดจะมีค่ามากกว่าผลต่างของอุณหภูมิจากการขยาย อัตราส่วนการอัด/การขยายยิ่งสูงขึ้นมาก ความแตกต่างของผลต่างของอุณหภูมิจากการอัด/ขยายทั้งสองยิ่งเห็นได้ชัด นั่นหมายความว่าอัตราการสูงขึ้นของการระบายความร้อนจะมีค่ามากกว่าอัตราการสูงขึ้นของภาระการทำความเย็น

เนื่องจากอัตราการเพิ่มของภาระการทำความเย็นมีค่าสูงกว่าอัตราการเพิ่มของงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศในช่วงการอัดต่ำ จึงทำให้การเพิ่มของสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นอย่างรวดเร็ว และเมื่อถึงอัตราส่วนการอัดค่าหนึ่ง อัตราการเพิ่มของภาระการทำความเย็นมีค่าต่ำกว่าอัตราการเพิ่มของงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศจึงทำให้สัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นมีค่าลดลง

ประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศ

ประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศ บ่งบอกถึงความสมบูรณ์ของกระบวนการไอเซนทรอปิกในเครื่องอัดอากาศ หมายถึงงานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศเพื่อสร้างความดันให้กับอากาศนั้น ส่วนหนึ่งจะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนให้กับอากาศ ยิ่งประสิทธิภาพต่ำยิ่งถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนมากขึ้น อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น ส่งผลให้งานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น และจากการวิเคราะห์ภายใต้เงื่อนไขและสมมติฐานที่กำหนด พบว่านอกจากงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศและการระบายความร้อนที่ลดลง เนื่องจากการเพิ่มของประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศแล้ว ยังพบว่าภาระการทำความเย็นมีปริมาณเพิ่มขึ้นอีกด้วย เนื่องมาจาก เมื่อประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องอัดอากาศจะลดลง, อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อนมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งอุณหภูมิสูงมากขึ้น, อุณหภูมิอากาศที่เข้าและออกจากกังหันจะต่ำลง ส่งผลให้ภาระการทำความเย็นเพิ่มขึ้น

เมื่อพิจารณาสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น จะพบว่า สัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นจะสูงขึ้นเมื่อประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น เนื่องมาจากงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศมีค่าลดลงนั่นเอง

ประสิทธิภาพของกังหัน

ประสิทธิภาพกังหัน ปังบอกถึงความสมบูรณ์ของกระบวนการไอเซนทรอปิกในกังหัน หมายถึงงานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหัน ส่วนหนึ่งจะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนให้กับอากาศ ยิ่งประสิทธิภาพต่ำยิ่งถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนมากขึ้น อุณหภูมิอากาศที่ออกจากกังหันสูงขึ้น ส่งผลให้ภาระการทำความเย็นและงานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหันมีค่าลดลง (มีนัยถึงงานสุทธิที่ต้องให้เครื่องอัดอากาศเพิ่มขึ้น) และจากการวิเคราะห์ภายใต้เงื่อนไขและสมมติฐานที่กำหนด พบว่านอกจากงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศที่ลดลงและภาระการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการเพิ่มของประสิทธิภาพกังหันแล้ว ยังพบว่าภาระระบายความร้อนมีปริมาณลดลงอีกด้วย เนื่องมาจาก เมื่อประสิทธิภาพกังหันสูงขึ้น อุณหภูมิอากาศที่ออกจากกังหันจะต่ำลง, อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งอุณหภูมิที่ต่ำน้อยลง, อุณหภูมิอากาศที่เข้าและออกเครื่องอัดอากาศจะต่ำลง ส่งผลให้การระบายความร้อนลดลง

เมื่อพิจารณาสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น จะพบว่า สัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็นจะสูงขึ้นเมื่อประสิทธิภาพกังหันสูงขึ้น เนื่องมาจากภาระการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นและงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศมีค่าลดลงนั่นเอง

ประสิทธิผลของอุปกรณ์ระบายความร้อน

ประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนมีอิทธิพลโดยตรงต่อการระบายความร้อน เพราะเมื่ออุปกรณ์ระบายความร้อนมีประสิทธิผลสูงขึ้น การระบายความร้อนก็สูงขึ้นตาม ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อนจะมีค่าต่ำลง จนเท่ากับอุณหภูมิของแหล่งอุณหภูมิสูง เมื่อประสิทธิผลมีค่าเป็นหนึ่ง

เมื่อวิเคราะห์ภายใต้เงื่อนไขและสมมติฐานที่กำหนด พบว่าเมื่อประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนสูงขึ้น ภาระการทำความเย็นจะสูงขึ้น เนื่องมาจาก อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อนจะมีค่าต่ำลง ทำให้อุณหภูมิอากาศที่เข้าและออกกังหันมีค่าต่ำลง ส่งผลให้ภาระการทำความเย็นสูงขึ้น และพบอีกว่างานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหันมีค่าลดลง (มีนัยถึงงานสุทธิที่ต้องให้เครื่องอัดอากาศเพิ่มขึ้น) เนื่องมาจาก ที่วัฏจักรและอัตราส่วนความดันเดียวกัน การขยายตัวที่เอนโทรปีต่ำกว่าจะมีผลต่างของอุณหภูมิระหว่างก่อนและหลังการขยายตัวที่ต่ำกว่า เพราะฉะนั้น งานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหันจึงมีค่าลดลง

เมื่อพิจารณาสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็น จะพบว่า สัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็นจะสูงขึ้นเมื่อประสิทธิผลอุปกรณ์ระบายความร้อนสูงขึ้น เนื่องมาจากอัตราการเพิ่มขึ้นของภาระการทำความเย็นสูงกว่าอัตราการเพิ่มของงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศนั่นเอง

ประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็น

ประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นมีอิทธิพลโดยตรงต่อภาระการทำความเย็น เพราะเมื่ออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ภาระการทำความเย็นก็สูงขึ้นตาม ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นจะมีค่าสูงขึ้น จนเท่ากับอุณหภูมิของแหล่งอุณหภูมิต่ำ เมื่อประสิทธิภาพมีค่าเป็นหนึ่งใน

เมื่อวิเคราะห์ภายใต้เงื่อนไขและสมมติฐานที่กำหนด พบว่าเมื่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นสูงขึ้น การระบายความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น เนื่องมาจาก อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นจะมีค่าสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิอากาศที่เข้าและออกเครื่องอัดอากาศมีค่าสูงขึ้น ส่งผลให้การระบายความร้อนสูงขึ้น และพบอีกว่า งานสุทธิที่ต้องให้เครื่องอัดอากาศเพิ่มขึ้น เนื่องมาจาก ที่วัฏจักรและอัตราส่วนความดันเดียวกัน การอัดตัวที่เอนโทรปีสูงกว่าจะมีผลต่างของอุณหภูมิระหว่างก่อนและหลังการอัดตัวที่สูงกว่า เพราะฉะนั้น งานสุทธิที่ต้องให้เครื่องอัดอากาศจึงมีค่าเพิ่มขึ้น

เมื่อพิจารณาสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น จะพบว่า สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นจะสูงขึ้นเมื่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในห้องทำความเย็นสูงขึ้น เนื่องมาจากอัตราการเพิ่มขึ้นของภาระการทำความเย็นสูงกว่าอัตราการเพิ่มของงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศนั่นเอง

ประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

ประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำมีอิทธิพลโดยตรงทั้งการระบายความร้อนและภาระการทำความเย็น เพราะเป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้งระหว่างด้านอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำเพื่อขยายความกว้างของวัฏจักร (ในแผนภูมิ T-S) ทำให้ปริมาณการระบายความร้อนและภาระการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น และการขยายความกว้างของวัฏจักร ส่งผลให้กระบวนการอัดอากาศเกิดที่ตำแหน่งเอนโทรปีมีค่าสูง (มีนัยถึงงานที่ให้เครื่องอัดอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น) และส่งผลให้กระบวนการขยายอากาศเกิดที่ตำแหน่งเอนโทรปีมีค่าต่ำ (มีนัยถึงงานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหันมีค่าลดลง) ด้วยเหตุผลดังกล่าวงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศจะมีค่าสูงขึ้น และเมื่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำมีค่าสูงขึ้น การขยายช่วงกว้างของวัฏจักรจะมีค่ามากขึ้น ปริมาณการระบายความร้อน, ภาระการทำความเย็น และงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศจะมีค่าสูงขึ้นเช่นกัน

เมื่อพิจารณาสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น จะพบว่าสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าสูงขึ้นตามประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ เนื่องมาจากอัตราการเพิ่มขึ้นของภาระการทำความเย็นสูงกว่าอัตราการเพิ่มของงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศนั่นเอง

3.5.2 พารามิเตอร์ ในระบบอัดสองชั้น

เนื่องจากงานที่ใช้ขับเคลื่อนอัดอากาศชั้นที่สองได้มาจากงานที่เกิดจากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหัน และอัตราส่วนการขยายเป็นผลคูณของอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งและอัตราส่วนการอัดชั้นที่สอง โดยประสิทธิภาพกังหัน, ประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง, อัตราส่วนการอัดชั้นที่สอง และงานที่ใช้ขับเคลื่อนอัดอากาศชั้นที่สอง เป็นตัวกำหนดค่าซึ่งกันและกันเอง รวมทั้งประสิทธิผลของอุปกรณ์ระบายความร้อนตำแหน่งต่างๆ และประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตำแหน่งต่างๆ ก็ส่งผลถึงอัตราส่วนการอัดและประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองเช่นกัน ดังนั้นการเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ค่าใดค่าหนึ่ง จะส่งผลให้ค่าของพารามิเตอร์ตัวอื่นเปลี่ยนไปด้วย จึงไม่สามารถวิเคราะห์พารามิเตอร์ตัวใดตัวหนึ่งได้ แต่จะวิเคราะห์พารามิเตอร์ทุกตัวไปพร้อมๆกัน ดังนี้

การติดตั้งเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองเป็นการเพิ่มความสูงและความกว้างของวัฏจักร(ในแผนภูมิ T-S) และเมื่อวิเคราะห์ภายใต้เงื่อนไขและสมมติฐานที่กำหนด พบว่าเมื่ออัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งเพิ่มขึ้น อัตราส่วนการอัดชั้นที่สองจะเพิ่มขึ้น และจะส่งผลให้อัตราการขยายมีค่าสูงขึ้นตาม และพบว่างานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหันจะเพิ่มมากขึ้น จากอัตราการขยายที่เพิ่มขึ้น แต่เนื่องจากเมื่ออัตราส่วนการอัดรวมสูงขึ้น และผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนทั้งสองแล้ว กระบวนการขยายตัวจะเกิดที่เอนโทรปีต่ำลง ซึ่งทำให้งานที่ได้จากกังหันน้อยลง ทำให้อัตราการเพิ่มของงานที่ได้จากกังหันจะค่อยๆลดลง และยังส่งผลให้อัตราการเพิ่มของอัตราส่วนการอัดชั้นที่สองมีค่าลดลงด้วยเช่นกัน สำหรับการระบายความร้อนที่เพิ่มขึ้น ก็เนื่องมาจากอุณหภูมิอากาศที่สูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดรวมที่สูงขึ้นนั่นเอง สำหรับการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้น ก็เนื่องมาจากเมื่ออัตราส่วนการขยายสูงขึ้น อุณหภูมิอากาศที่ออกจากกังหันจะต่ำลง ทำให้การทำความเย็นที่ได้เพิ่มขึ้น

สำหรับสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นจะสูงขึ้นแล้วค่อยลดลง เนื่องจากอัตราการเพิ่มของภาระการทำความเย็นมีค่าสูงกว่าอัตราการเพิ่มของงานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศในช่วงการอัดต่ำ จึงทำให้มีการเพิ่มของสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น และเมื่อถึงอัตราส่วนการอัดค่าหนึ่ง อัตราการเพิ่มของภาระการทำความเย็นมีค่าต่ำกว่าอัตราการเพิ่มของงานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศจึงทำให้สัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นมีค่าลดลง

เมื่อกำหนดให้อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งมีค่าคงที่ และเปลี่ยนค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่างๆในระบบ จะมีการเปลี่ยนแปลงในทำนองเดียวกับระบบอัดหนึ่งชั้น

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.5.3 การเปรียบเทียบรูปแบบระบบ

ระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ต่อ ระบบที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

ในทางทฤษฎี เมื่อพิจารณานบนแผนภูมิ T-S ภายใต้สมมติฐานและเงื่อนไขที่กำหนด การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ เป็นการขยายช่วงของวัฏจักรในแนวกว้าง โดยการนำความเย็นที่ยังเหลือจากการทำความเย็นในห้องทำความเย็นมาใช้ประโยชน์ ด้วยการนำไพลดอุณหภูมิอากาศที่อุปกรณ์ระบายความร้อนให้ต่ำลงผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ทำให้กระบวนการอัดจะเกิดที่เอนโทรปีสูงขึ้น และกระบวนการขยายจะเกิดที่เอนโทรปีต่ำลง ผลที่ตามมาคือ งานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น และงานที่ได้จากการขยายตัวของอากาศผ่านกังหันจะต่ำลง (เนื่องจาก ณ อัตราส่วนความดันเดิม กระบวนการไอเซนทรอปิกเกิดที่เอนโทรปียิ่งสูงงานเนื่องจากกระบวนการไอเซนทรอปิกนั้นยิ่งมาก) ส่งผลให้งานสุทธิที่ต้องให้กับเครื่องอัดอากาศสูงขึ้น แต่ในเวลาเดียวกัน การที่กระบวนการขยายตัวเกิดที่เอนโทรปีต่ำลง จะทำให้อุณหภูมิอากาศที่ออกจากกังหันจะมีค่าต่ำลง ส่งผลให้ภาระการทำความเย็นสูงขึ้น ซึ่งผลจากการเพิ่มของปริมาณทั้งสอง (งานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศและภาระการทำความเย็น) ทำให้สัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นอาจจะมีค่าสูงขึ้นหรือต่ำกว่าระบบที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำก็ได้ ขึ้นอยู่กับ อัตราส่วนความดันและประสิทธิภาพของอุปกรณ์ เช่นเมื่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์ในระบบมีค่า 85% ณ อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งมีค่า 1.5 ระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำจะมีสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ดีกว่า แต่ที่ประสิทธิภาพเดียวกัน ถ้าเป็นอัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งเป็น 5.0 ระบบที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำจะมีสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ดีกว่า

ระบบที่ไม่ได้ติดตั้งเครื่องอัดอากาศขั้นที่สอง(ระบบอัดหนึ่งขั้น) ต่อ ระบบที่ติดตั้งเครื่องอัดอากาศขั้นที่สอง(ระบบอัดสองขั้น)

ในทางทฤษฎี เมื่อพิจารณานบนแผนภูมิ T-S ภายใต้สมมติฐานและเงื่อนไขที่กำหนด การติดตั้งเครื่องอัดอากาศขั้นที่สอง เป็นการขยายช่วงของวัฏจักรในแนวสูงและแนวกว้าง (เฉพาะด้านเอนโทรปีต่ำ หรือด้านกระบวนการขยายตัว) โดยการนำงานที่ได้จากกังหันมาใช้ขับเครื่องอัดอากาศขั้นที่สองแทนการนำมาช่วยขับเครื่องอัดอากาศขั้นที่หนึ่ง เพื่อต้องการให้อัตราส่วนการอัดรวมของระบบสูงขึ้น เมื่ออัตราส่วนความดันของระบบสูงขึ้นแล้ว ทำให้อัตราส่วนการขยายเพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้งานที่ได้จากกังหันเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราส่วนการอัดขั้นที่สองและอัตราส่วนการอัดรวมสูงขึ้นไปอีก แต่ไม่ได้ช่วยให้งานสุทธิให้เครื่องอัดอากาศขั้นที่หนึ่งลดลง ดังนั้นการวิเคราะห์ต้องพิจารณาเป็นกรณีไป เนื่องจากอัตราส่วนการอัดรวมเป็นผลคูณของอัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งและอัตราส่วนการอัดขั้นที่สอง ดังนั้นถ้าสมมติให้ระบบทั้งสองมีค่าอัตราส่วนการอัดรวมเท่ากัน หรือให้อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งมีค่าเท่ากัน จะได้ผลในรูปแบบที่ต่างกัน คือ

เมื่อพิจารณาให้อัตราส่วนการอัดรวมเท่ากัน จะพบว่าที่อัตราส่วนการอัดรวมมีค่าน้อยกว่า 3.0 ระบบอัดสองขั้นมีค่าภาระการทำความเย็นมีค่าใกล้เคียงกับระบบอัดหนึ่งขั้น ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจาก อัตราการขยายตัวจะเท่ากันทั้งสองระบบ ทำให้ภาระการทำความเย็นใกล้เคียงกัน แตกต่างกันเล็กน้อยเนื่องจากประสิทธิภาพของ

อุปกรณ์ในระบบและจำนวนอุปกรณ์ในระบบ แต่สำหรับสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น ระบบอัดสองชั้นมีค่าต่ำกว่าระบบอัดหนึ่งชั้น ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจาก งานที่ได้จากกังหันนำไปช่วยขับเครื่องอัดอากาศในระบบอัดหนึ่งชั้น ทำให้งานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศในระบบอัดหนึ่งชั้นน้อยกว่างานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งในระบบอัดสองชั้น ถึงแม้เครื่องอัดอากาศชั้นที่สองจะช่วยให้เครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งมีอัตราส่วนการอัดน้อยลงก็ตาม แต่การติดตั้งเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองจะช่วยให้ ระบบสามารถใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพต่ำได้ และจะพบว่าที่อัตราส่วนการอัดรวมมีมากกว่า 3.0 จะมีภาระการทำความเย็นใกล้เคียงกันเหมือนเดิม แต่อัตราส่วนการอัดรวมเริ่มมีค่ามากขึ้นจนงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศในระบบอัดหนึ่งชั้นจะเริ่มมากกว่างานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งในระบบอัดสองชั้น นั่นหมายถึง เครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง เริ่มช่วยให้เครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งมีอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งลดลง จนทำให้สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงกว่าระบบอัดหนึ่งชั้น

เมื่อพิจารณาให้อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งเท่ากัน จะพบว่า ภาระการทำความเย็นของระบบอัดสองชั้นจะมีค่ามากกว่าระบบอัดหนึ่งชั้นทุกอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง เพราะระบบอัดหนึ่งชั้น ไม่มีอัตราส่วนการอัดชั้นที่สองมาเพิ่มอัตราส่วนการอัดรวมให้ระบบ ดังนั้นระบบอัดสองชั้นจึงมีอัตราส่วนการอัดรวมมากกว่าจึงส่งผลให้ภาระการทำความเย็นมากกว่า ณ ทุกค่าของอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง ตรงข้ามกับสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น ซึ่งระบบอัดหนึ่งชั้นจะมีค่ามากกว่าระบบอัดสองชั้น ณ ทุกค่าของอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งเช่นกัน (ในกรณีที่ประสิทธิภาพของอุปกรณ์เท่ากับ 100%) เพราะว่าเมื่ออัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งเท่ากัน งานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งของระบบอัดหนึ่งชั้นจะน้อยกว่าของระบบอัดสองชั้น เพราะว่างานที่ได้จากกังหันมาช่วยขับเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่ง แต่สำหรับระบบอัดสองชั้นงานที่ได้จากกังหันมาช่วยขับเครื่องอัดอากาศชั้นที่สอง ซึ่งทำให้อัตราส่วนการอัดรวมสูงขึ้น ภาระการทำความเย็นมากขึ้น แต่อัตราการเพิ่มขึ้นของภาระการทำความเย็นของระบบอัดสองชั้น ไม่สามารถทำให้สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าสูงกว่าสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นด้วยการลดงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งของระบบอัดหนึ่งชั้น แต่ถ้าประสิทธิภาพของอุปกรณ์มีค่าไม่เท่ากับ 100% ต้องพิจารณาอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งกับประสิทธิภาพของอุปกรณ์พร้อมกัน ถึงจะสามารถบอกได้ว่าที่ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ค่าหนึ่ง จะให้อัตราส่วนการอัดชั้นที่ช่วงใด ที่จะทำให้สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นของระบบอัดสองชั้นสูงกว่าระบบอัดหนึ่งชั้น

ระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ต่อ ระบบอัดสองชั้นที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ

ในการทำงานเดียวกับการวิเคราะห์รูปแบบระบบข้างต้น และถ้าสมมติให้ระบบทั้งสองมีค่าอัตราส่วนการอัดรวมเท่ากัน หรือให้อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งมีค่าเท่ากัน จะได้ผลในรูปแบบที่ต่างกัน คือ

เมื่อพิจารณาให้อัตราส่วนการอัดรวมเท่ากัน จะพบว่าที่อัตราส่วนการอัดรวมมีค่าน้อยกว่า 3.0 ระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำจะมีภาระการทำความเย็นและสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงกว่าระบบอัดสองชั้นที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ที่เป็นเช่นนี้ด้วยเหตุผลเดียวกับข้างต้นคือ เมื่ออัตราส่วนการอัดรวมเท่ากันทั้งสองระบบ ระบบที่ติดตั้งเครื่องอัดอากาศชั้นที่สองจะช่วยให้

ให้เครื่องอัดอากาศมีอัตราส่วนการอัดและงานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งลดลงเท่านั้น และจะมีอิทธิพลในแง่สัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็นมากกว่าอิทธิพลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความชื้นที่อัตราส่วนการอัดรวมมีค่ามากกว่า 3.0

เมื่อพิจารณาให้อัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งเท่ากัน จะพบว่า ภาระการทำความเย็นของระบบอัดสองชั้นที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความชื้นจะมีค่ามากกว่าของระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความชื้น ในทางตรงข้ามสัมประสิทธิ์ปังสมรรถนะการทำความเย็นของระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความชื้นมีค่ามากกว่าระบบอัดสองชั้นที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความชื้น ด้วยเหตุผลเดียวกันกับการเปรียบเทียบรูปแบบระบบข้างต้น



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 4

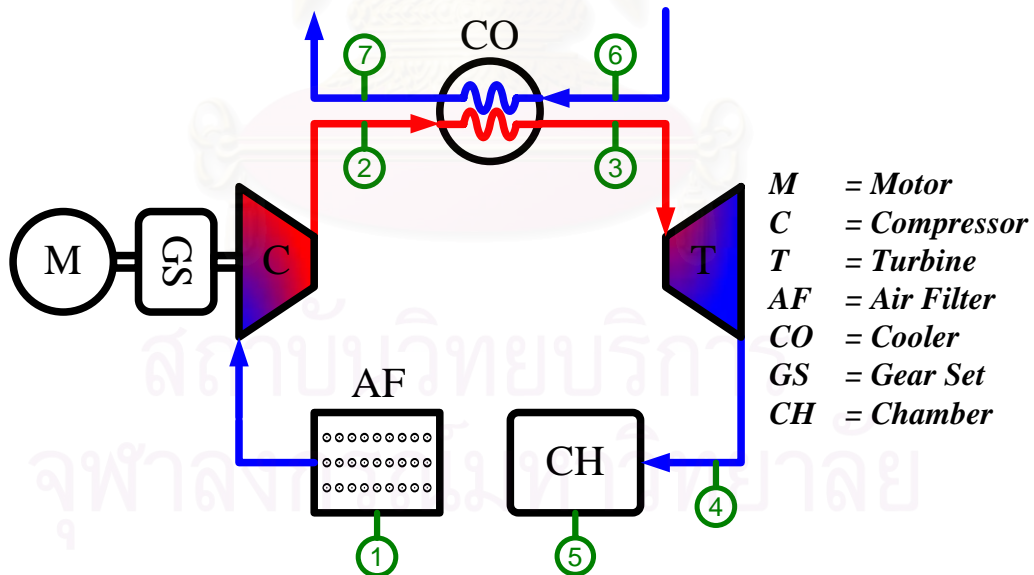
การดำเนินงานวิจัย

เนื้อหาในบทนี้นำเสนอ รูปแบบระบบทำความเย็นที่นำมาใช้สร้างเครื่องทำความเย็นในการทดลอง เพื่อแสดงความเป็นไปได้ทางรูปธรรมในการนำอากาศมาใช้เป็นสารทำความเย็น การคำนวณหาสมการทำนาย อุณหภูมิแต่ละจุดในระบบ, ค่าการระเหยความร้อน, ภาระการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นในเทอมของพารามิเตอร์ในระบบ รวมทั้งได้นำเสนอรายละเอียดเกี่ยวกับอุปกรณ์ที่ถูกดัดแปลงเพื่อใช้ในระบบ เครื่องมือวัดที่ใช้เก็บข้อมูลในการทดลอง, การสร้างและติดตั้งเครื่องทำความเย็น และขั้นตอนดำเนินการทดลอง

4.1 รูปแบบระบบที่นำมาสร้างเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นในการทดลอง และการคำนวณทางทฤษฎี

4.1.1 ระบบที่นำมาสร้างเครื่องทำความเย็น

ระบบทำความเย็นที่นำมาใช้สร้างเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นในการทดลอง คือ ระบบเปิด ชนิดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ แสดงในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 ระบบเปิด ชนิดหนึ่งชั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ ที่ใช้ทำการทดลอง

ระบบประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก ดังนี้ ชุดกรองอากาศ, ชุดอัดอากาศ, ชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน, ชุดขยายอากาศหรือกังหัน, และห้องทำความเย็น โดยระบบจะดูดอากาศจากสิ่งแวดล้อมผ่านชุดกรองอากาศ ผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ แล้วปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมหลังจากเข้าห้องทำความเย็นแล้ว

4.1.2 การหาสมการทำนายอุณหภูมิแต่ละจุดในระบบ และสมการการระบายความร้อน, ภาวะการทำ ความเย็น และสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำ ความเย็น

การคำนวณ ในระบบทำความเย็นที่ใช้ในการทดลอง กระทำภายใต้กฎข้อที่หนึ่ง, ข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์, กระบวนการสภาวะคงตัว-การไหลคงตัว และสมมติฐาน ดังนี้

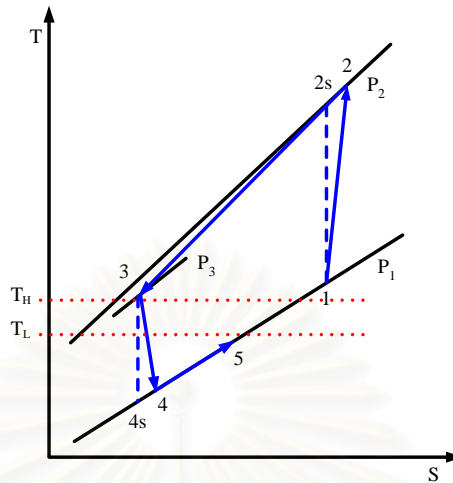
1. อากาศที่ใช้เป็นสารทำความเย็นมีพฤติกรรมเหมือนก๊าซอุดมคติ และมีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ตลอดวัฏจักร ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.0035 กิโลจูล/กิโลกรัม-เคลวิน
2. กระบวนการอัดและขยายตัวของอากาศเป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก และประสิทธิภาพของมัน บ่งถึงสมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์
3. ความดันขาเข้าเครื่องอัดอากาศและขาออกจากกังหัน มีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ
4. อุณหภูมิขาเข้าเครื่องอัดอากาศ มีค่าเท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศ
5. อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าและออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อน ขึ้นอยู่กับประสิทธิผลในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อน
6. ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อน ขึ้นอยู่กับโครงสร้าง และ ชนิดของอุปกรณ์ระบายความร้อน ทิศทางการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน และ อัตราส่วนความจุความร้อนของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อน
7. สำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อน เป็นชนิดไหลสวนทาง ภายใต้กระบวนการอะเดียแบติก
8. สารหล่อเย็นในการระบายความร้อนคือ น้ำประปา โดยมีค่าความจุความร้อนจำเพาะเท่ากับ 4.2 กิโลจูล/กิโลกรัม-เคลวิน
9. ไม่คิดการสูญเสียความร้อนและความดันลดใน อุปกรณ์ต่างๆ รวมทั้งท่อ, ข้อต่อ และแผ่นกรองอากาศ ยกเว้น อุปกรณ์ระบายความร้อน

จากทฤษฎีในบทที่สอง และสมมติฐานข้างต้น สามารถสร้างแผนภูมิ T-S และสร้างสมการหาค่า อุณหภูมิและความดันจากอุปกรณ์แต่ละตัวในเทอมของพารามิเตอร์ประจำอุปกรณ์นั้นๆ ได้ ดังนี้

สมการสำหรับเครื่องอัดอากาศ

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (CR)^{\frac{k-1}{k}} = \chi \quad (4.1)$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.2)$$



รูปที่ 4.2 แผนภูมิ T-S ของระบบเปิด อดหนึ่งขั้นแบบไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สร้างเครื่องทำความเย็นในการทดลอง

สมการสำหรับกังหัน

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (ER)^{\frac{k-1}{k}} = \psi \quad (4.3)$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (4.4)$$

สมการสำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อน

$$\epsilon_{CO} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (4.5)$$

สมการสำหรับส่วนทำความเย็น

$$\epsilon_{RC} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_L} \quad (4.6)$$

นำสมการ (4.1) แทนในสมการ (4.2) แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการ

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_C} (\eta_C + \chi - 1) \quad (4.7)$$

จัดรูปสมการ (4.5) ใหม่ จะได้สมการ

$$T_3 = (1 - \varepsilon_{CO})T_2 + \varepsilon_{CO}T_H \quad (4.8)$$

นำสมการ (4.7) แทนในสมการ (4.8) จะได้สมการ

$$T_3 = (1 - \varepsilon_{CO})\frac{\alpha T_1}{\eta_C} + \varepsilon_{CO}T_H \quad (4.9)$$

นำสมการ (4.3) แทนในสมการ (4.4) แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการ

$$T_4 = T_3(1 - \eta_T + \eta_T \psi^{-1}) \quad (4.10)$$

นำสมการ (4.9) แทนในสมการ (4.10) แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการ

$$T_4 = (1 - \varepsilon_{CO})\frac{\alpha \beta T_1}{\eta_C} + \beta \varepsilon_{CO}T_H \quad (4.11)$$

จัดรูปสมการ (4.6) ใหม่ จะได้สมการ

$$T_5 = (1 - \varepsilon_{RC})T_4 + \varepsilon_{RC}T_L \quad (4.12)$$

นำสมการ (4.11) แทนลงในสมการ (4.12) แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการ

$$T_5 = (1 - \varepsilon_{RC})\left[(1 - \varepsilon_{CO})\frac{\alpha \beta T_1}{\eta_C} + \beta \varepsilon_{CO}T_H\right] + \varepsilon_{RC}T_L \quad (4.13)$$

นำสมการ (4.7) แทนลงในสมการ $\dot{W}_C = \dot{m}C_p(T_1 - T_2)$ แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการหาค่ากำลังที่ให้แก่เครื่องอัดอากาศ คือ

$$\dot{W}_C = \dot{m}C_p T_1 \left(1 - \frac{\alpha}{\eta_C}\right) \quad (4.14)$$

นำสมการ (4.7) และสมการ (4.9) แทนลงในสมการ $\dot{Q}_H = \dot{m}C_p(T_2 - T_3)$ แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการหาค่าปริมาณการระบายความร้อน คือ

$$\dot{Q}_H = \dot{m}C_p \varepsilon_{CO} \left(\frac{\alpha T_1}{\eta_c} - T_H \right) \quad (4.15)$$

นำสมการ (4.7) ถึงสมการ (4.11) แทนลงในสมการ $\dot{W}_T = \dot{m}C_p(T_3 - T_4)$ แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการหาค่ากำลังที่ได้จากกังหัน คือ

$$\dot{W}_T = \dot{m}C_p \eta_T (1 - \psi^{-1}) \left[(1 - \varepsilon_{CO}) \frac{\alpha T_1}{\eta_c} + \varepsilon_{CO} T_H \right] \quad (4.16)$$

นำสมการ (4.7) ถึงสมการ (4.13) แทนลงในสมการ $\dot{Q}_L = \dot{m}C_p(T_4 - T_5)$ แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการหาค่าภาระการทำความร้อน คือ

$$\dot{Q}_L = \dot{m}C_p \varepsilon_{RC} \left[(1 - \varepsilon_{CO}) \frac{\alpha \beta T_1}{\eta_c} + \beta \varepsilon_{CO} T_H - T_L \right] \quad (4.17)$$

นำสมการ (4.17) และสมการ (4.14) แทนลงในสมการ $COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C}$ แล้วจัดรูปใหม่ จะได้สมการหาค่าสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความร้อน คือ

$$COP = \frac{\varepsilon_{RC} \left[(1 - \varepsilon_{CO}) \frac{\alpha \beta T_1}{\eta_c} + \beta \varepsilon_{CO} T_H - T_L \right]}{T_1 \left(1 - \frac{\alpha}{\eta_c} \right)} \quad (4.18)$$

เมื่อให้อุปกรณ์ มีประสิทธิภาพ 100% ทุกอุปกรณ์ จะได้สัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความร้อนสูงสุด คือ

$$COP_{\Pi} = \frac{T_H - \psi T_L}{(1 - \chi) \psi T_1} \quad (4.19)$$

อัตราส่วนสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ทำได้ต่อสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุดคือ

$$COP_r = \frac{(1-\chi)\psi\epsilon_{RC} \left[(1-\epsilon_{CO}) \frac{\alpha\beta T_1}{\eta_C} + \beta\epsilon_{CO}T_H - T_L \right]}{(T_H - \psi T_L) \left(1 - \frac{\alpha}{\eta_C} \right)} \quad (4.20)$$

เมื่อ

$$T_1 = T_{amb}$$

$$\alpha = \chi + \eta_C - 1$$

$$\beta = 1 - \eta_T + \eta_T \psi^{-1}$$

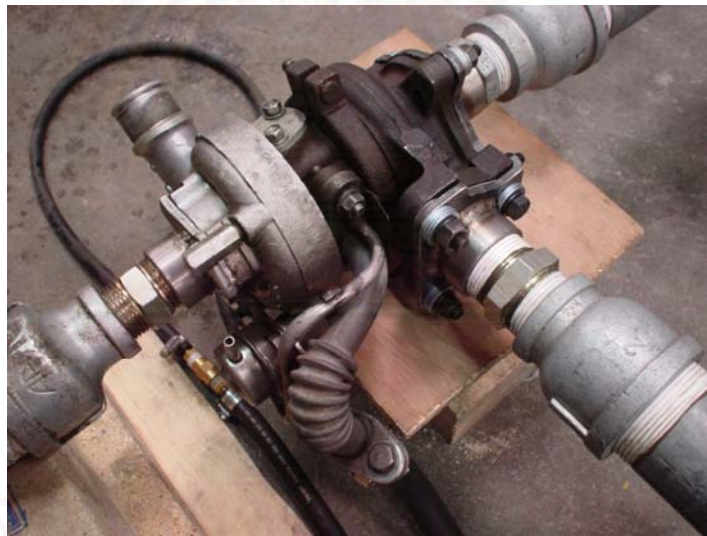
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง เป็นการดัดแปลงอุปกรณ์ต่างๆ ที่สามารถหาได้และมีหลักการทำงานใกล้เคียงกับหลักการทำงานของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น เนื่องจากไม่มีอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็นชนิดนี้โดยตรง หรือถ้าสามารถหาได้ อุปกรณ์ดังกล่าว จะมีราคาสูงเกินกว่าจะสามารถนำมาทดลองในงานวิจัยได้

4.2.1 กังหัน

ดัดแปลงมาจาก เทอร์โบชาร์จเจอร์ ที่ใช้ในรถยนต์ เพื่อทำหน้าที่เป็นเครื่องขยายอากาศหรือกังหันในงานวิจัย โดยตัดชุดควบคุมแวกต์เกทออก แล้วเชื่อมปิดล้นทุกจุดที่ต่อเข้ากับแวกต์เกท และทำหน้าที่เปลี่ยนให้สะดวกต่อการติดตั้งร่วมกับอุปกรณ์อื่นในระบบ เทอร์โบชาร์จเจอร์ที่นำมาดัดแปลงนี้ ยี่ห้อ Toyota รุ่น CT-9 ชนิดแวกต์เกท



รูปที่ 4.3 กังหัน พร้อมท่อเข้า/ออกน้ำมันหล่อเพลลา

4.2.2 เครื่องอัดอากาศ

ดัดแปลงมาจาก ซูเปอร์ชาร์จเจอร์ ที่ใช้ในรถยนต์ เพื่อทำหน้าที่เป็นเครื่องอัดอากาศ มีลักษณะ ดังนี้

- นำมาจากรถยนต์หือ Toyota รุ่น MR2 ปี 85-89 เครื่องยนต์บล็อก 1G-GZE
- รุ่น SC-14 ชนิด รุกไทป์ มีปริมาตร 1420 ลูกบาศก์เซนติเมตร
- คลัตช์แม่เหล็ก ต้องการไฟกระแสตรง 12 โวลท์ 5 แอมแปร์
- เส้นผ่าศูนย์กลางคลัตช์ 12.5 เซนติเมตร
- น้ำมันหล่อเย็น 130 ลูกบาศก์เซนติเมตร



ก.) ด้านหน้า



ข.) ด้านกระปุกน้ำมันหล่อเย็น



ค.) ด้านคลัตช์แม่เหล็ก

รูปที่ 4.4 เครื่องอัดอากาศ

4.2.3 คอนเวอร์เตอร์

ดัดแปลงมาจาก แหล่งจ่ายไฟในเครื่องคอมพิวเตอร์แบบตั้งโต๊ะ เพื่อทำหน้าที่เป็นคอนเวอร์เตอร์ มีลักษณะ ดังนี้

- ยี่ห้อ G-TEC POWER รุ่น ATX-320
- แรงดันไฟกระแสตรง 12 โวลท์ 10 แอมแปร์



รูปที่ 4.5 คอนเวอร์เตอร์

4.2.4 ปั้มน้ำมันหล่อเพลาคู่มืออัด/ขยายอากาศ

ดัดแปลงมาจาก ปั้มน้ำมันเครื่องรถยนต์ดีเซล ยี่ห้อ Isuzu เพื่อทำหน้าที่เป็นปั้มน้ำมันหล่อเพลากังหัน โดยใส่เฟืองดอกจอกระหว่างแกนมอเตอร์ที่ใช้ขับกับส่วนที่ใช้หมุนปั้ม และเชื่อมต่อทางปลาเพื่อจ่ายน้ำมันออก



รูปที่ 4.6 ปั้มน้ำมันหล่อเพลาคู่มืออัด/ขยายอากาศ

4.2.5 มอเตอร์

มอเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ มีสองตัว คือ มอเตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ และ มอเตอร์ที่ใช้ปั๊มน้ำมันหล่อเพลากังหัน มีลักษณะ ดังนี้

- มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ
 - ยี่ห้อ MITSUBISHI รุ่น SUPERLINE SF-E
 - กระแสสลับ 3 เฟส 380 โวลต์ 8.3 แอมแปร์
 - ความเร็วรอบ 1,420 รอบต่อนาที กำลัง 5 แรงม้า
- มอเตอร์ปั๊มน้ำมันหล่อเพลาชุดอัด/ขยายอากาศ
 - ยี่ห้อ MITSUBISHI รุ่น SUPERLINE SC-KR
 - กระแสสลับ 1 เฟส 220 โวลต์
 - ความเร็วรอบ 1,425 รอบต่อนาที กำลัง 1/2 แรงม้า



รูปที่ 4.7 มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ

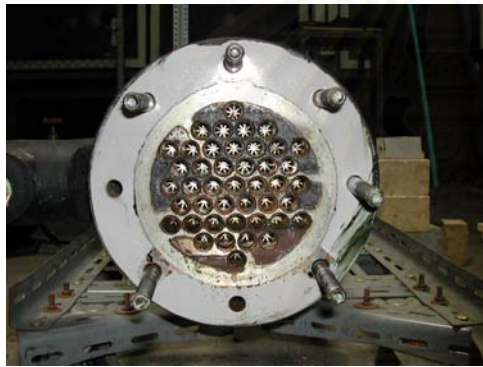


รูปที่ 4.8 มอเตอร์ปั๊มน้ำมันหล่อเพลากังหัน

4.2.6 อุปกรณ์ระบายความร้อน

ดัดแปลงมาจาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับสารทำความเย็น เพื่อทำหน้าที่เป็น อุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างอากาศกับน้ำ มีลักษณะดังนี้

- ส่วนเปลือก สำหรับน้ำที่ทำหน้าที่หล่อเย็นอากาศ มีเส้นผ่าศูนย์กลางท่อทางเข้าและออก ขนาด 1 นิ้ว
- ส่วนท่อ สำหรับอากาศที่ทำหน้าที่เป็นสารทำความเย็น จำนวน 43 ท่อ ดัดแปลงให้เข้าและออก ตรงข้ามกันโดยไม่มีการวนกลับภายในเปลือก
- ส่วนเฮดเดอร์ สร้างจากเหล็กหล่อหนา 2 นิ้ว ด้านหนึ่งเจาะรูขนาด 6 นิ้ว ให้มีความลาดเอียง จนเกิดรูอีกด้านหนึ่งขนาด 2 นิ้ว ตีปเกลียวใน เพื่อต่อเข้ากับท่ออากาศ



รูปที่ 4.9 ส่วนท่อของอุปกรณ์ระบายความร้อน



รูปที่ 4.10 เฮดเดอร์ของอุปกรณ์ระบายความร้อน



รูปที่ 4.11 อุปกรณ์ระบายความร้อน

4.2.7 เครื่องสูบน้ำ

ใช้สูบน้ำเข้าอุปกรณ์ระบายความร้อน มีลักษณะ ดังนี้

- ยี่ห้อ MARQUIS รุ่น MQP60
- ชนิดเซนติฟูกัล กำลัง 1/2 แรงม้า ความเร็วรอบ 2,900 รอบต่อนาที
- กระแสสลับ 1 เฟส แรงดัน 220 โวลท์ กระแส 2.5 แอมแปร์
- อัตราการไหลสูงสุด 40 ลิตรต่อนาที
- หัวน้ำสูงสุด ด้านจ่าย 42 เมตร ด้านดูด 9 เมตร
- ท่อน้ำด้านจ่าย/ดูด ขนาด 1 นิ้ว



รูปที่ 4.12 เครื่องสูบน้ำ

4.2.8 แผ่นกรองอากาศ

แผ่นกรองอากาศชนิดอลูมิเนียม ขนาด 32 × 32 ตารางเซนติเมตรหนา 1 เซนติเมตร



รูปที่ 4.13 แผ่นกรองอากาศ

4.2.9 ท่อและข้อต่อ

แสดงรายละเอียด ในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ตำแหน่ง ชนิด และขนาดของท่อและข้อต่อ

ตำแหน่งระหว่าง		ชนิดท่อ	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (นิ้ว)
เริ่มต้น	สิ้นสุด		
สไลป์ท่อลมสังกะสี	เครื่องอัดอากาศ	ท่อยางย่น	2
เครื่องอัดอากาศ	ด้านอัดของ ชุดอัด/ขยายอากาศ	1. ท่อยางทนความร้อน 2. ท่อประปา 3. ข้อลด 4. นิปเปิด	1. 2 2. 2 3. 2 ⇔ 1 1/4 4. 1 1/4
ด้านอัดของ ชุดอัด/ขยายอากาศ	อุปกรณ์ระบายความร้อน	1. นิปเปิด 2. ข้อลด 3. ท่อประปา 4. ข้อลด	1. 1 2. 1 ⇔ 2 3. 2 4. 2 ⇔ 1
อุปกรณ์ระบายความร้อน	ด้านขยายของ ชุดอัด/ขยายอากาศ	1. ข้อลด 2. ท่อประปา 3. ข้อลด 4. นิปเปิด	1. 1 ⇔ 2 2. 2 3. 2 ⇔ 1 1/4 4. 1 1/4
ด้านขยายของ ชุดอัด/ขยายอากาศ	ห้องทำความเย็น	1. นิปเปิด 2. ข้อลด 3. ท่อประปา	1. 1 1/4 2. 1 1/4 ⇔ 2 3. 2

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.3 เครื่องมือวัด

4.3.1 เครื่องมือวัดความเร็วรอบ

- ยี่ห้อ DIGICON รุ่น DT-250TP
- ย่านการวัดแบบใช้แสงอยู่ที่ 5 ถึง 99,999 รอบต่อนาที
- ความละเอียดแบบใช้แสงอยู่ที่ 1 รอบต่อนาที เมื่อค่าที่วัดมากกว่า 1,000 รอบต่อนาที
- ความเที่ยงตรง $\pm(0.05\% + 1 \text{ หลัก})$



รูปที่ 4.14 เครื่องมือวัดความเร็วรอบ

4.3.2 เครื่องมือวัดความเร็วลม

- ยี่ห้อ DIGICON รุ่น DA-43
- ย่านการวัด 0.4 ถึง 30.0 เมตรต่อวินาที
- ความละเอียดอยู่ที่ 0.1 เมตรต่อวินาที
- ความเที่ยงตรง $\pm(2\% + 1 \text{ หลัก})$



รูปที่ 4.15 เครื่องมือวัดความเร็วลม

4.3.3 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้าและแรงดันไฟฟ้า

- ยี่ห้อ DIGICON รุ่น DM-661
- ย่านการวัดกระแสไฟฟ้าสลับอยู่ที่ 20 แอมแปร์ 200 แอมแปร์ และ 600 แอมแปร์
- ย่านการวัดแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับอยู่ที่ 750 โวลท์
- ความละเอียดการวัดกระแสไฟฟ้าสลับ 0.01 แอมแปร์ เมื่อวัดในย่าน 20 แอมแปร์
- ความละเอียดการวัดแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ 1 โวลท์
- ความเที่ยงตรงการวัดกระแสไฟฟ้าสลับ $\pm(1.5\% + 0.5\text{แอมแปร์})$
- ความเที่ยงตรงการวัดแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ $\pm(1\% + 2\text{หลัก})$



รูปที่ 4.16 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้าและแรงดันไฟฟ้า

4.3.4 เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์อากาศ

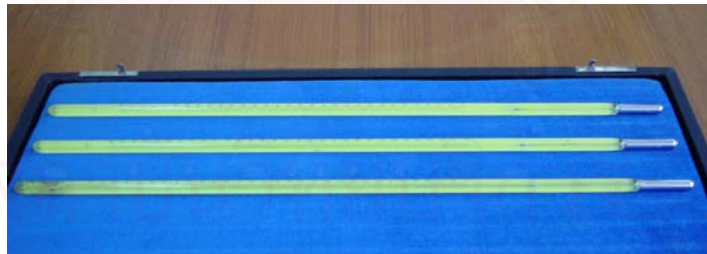
- ยี่ห้อ DIGICON รุ่น DM-760
- ย่านการวัด 10 ถึง 95%RH
- ความละเอียดอยู่ที่ 0.1%RH



รูปที่ 4.17 เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์อากาศ

4.3.5 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

- เทอร์โมมิเตอร์มาตรฐาน ASTM 64C 27-1197 H-B
 - ย่านการวัด 25 ถึง 55 องศาเซลเซียส
 - ความละเอียด 0.05 องศาเซลเซียส
- เทอร์โมมิเตอร์มาตรฐาน ASTM 65C 19-614 H-B
 - ย่านการวัด 50 ถึง 80 องศาเซลเซียส
 - ความละเอียด 0.05 องศาเซลเซียส
- เทอร์โมมิเตอร์มาตรฐาน ASTM 66C 27-1206 H-B
 - ย่านการวัด 75 ถึง 105 องศาเซลเซียส
 - ความละเอียด 0.05 องศาเซลเซียส
- เทอร์โมมิเตอร์กระเปาะแก้ว
 - ย่านการวัด 0 ถึง 50 องศาเซลเซียส
 - ความละเอียด 0.5 องศาเซลเซียส
- คู่ควบความร้อน
 - ชนิด เค จำนวน 8 เส้น



รูปที่ 4.18 เทอร์โมมิเตอร์มาตรฐาน



รูปที่ 4.19 เทอร์โมมิเตอร์กระเปาะแก้ว

4.3.6 เกจวัดความดัน

- ยี่ห้อ SANGI รุ่น AD-75731
- ย่านการวัด 0 กิโลกรัมต่อตารางเซนติเมตร ถึง 3.5 กิโลกรัมต่อตารางเซนติเมตร หรือ 0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ถึง 50 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว
- ความละเอียด 0.1 กิโลกรัมต่อตารางเซนติเมตร หรือ 1 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว



รูปที่ 4.20 เกจวัดความดัน

4.3.7 จอแสดงผลอุณหภูมิ

- ยี่ห้อ DIGICON รุ่น DR99TEMP
- แสดงผลได้ ตั้งแต่ -50 องศาเซลเซียส ถึง +1,300 องศาเซลเซียส
- ความเที่ยงตรง 1 องศาเซลเซียส



รูปที่ 4.21 จอแสดงผลอุณหภูมิ

4.3.8 สวิตช์เลือกช่องวัดอุณหภูมิ

- ยี่ห้อ DIGICON รุ่น TS-84HT(K)
- จำนวน 4+1 ช่องสัญญาณ



รูปที่ 4.22 สวิตช์เลือกช่องวัดอุณหภูมิ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.4 การสร้างและติดตั้งชุดทดลอง

เครื่องทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นในงานวิจัย ได้แบ่งการสร้างและการติดตั้งออกเป็น 7 ส่วนหลัก ได้แก่

1. ชุดกรองอากาศ
2. ชุดทดสอบ ชุดขับเคลื่อนอัดอากาศ พร้อมแท่น
3. ชุดเครื่องขยายอากาศ
4. ชุดระบายความร้อน
5. ชุดส่วนทำความเย็น
6. ระบบท่ออากาศ ท่อน้ำ และเกจวัดความดัน
7. ระบบไฟฟ้า ควบคุมความร้อน และแท่นควบคุม

4.4.1 ชุดกรองอากาศ



รูปที่ 4.23 ชุดกรองอากาศ

ประกอบขึ้นจากท่อลมสังกะสีขนาด 32×32 ตารางเซนติเมตร ยาว 50 เซนติเมตร แผ่นกรองอากาศ ทำจากอลูมิเนียมขนาด 32×32 ตารางเซนติเมตรหนา 1 เซนติเมตร ท่อลมสังกะสีลาดเอียงจากหน้าตัดขนาด 32×32 ตารางเซนติเมตร สู่อุณหภูมิห้องลงเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 2 นิ้ว ประกอบตามลำดับ ติดตั้งบนแท่นเหล็กฉาก ดังรูปที่ 4.23

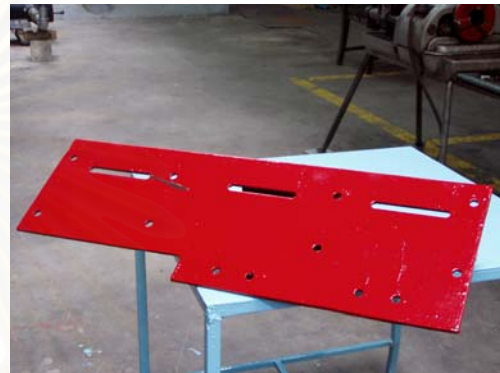
4.4.2 ชุดทดสอบ ชุดขับเคลื่อนอัดอากาศ พร้อมแท่น

ชุดทดสอบ และชุดขับเคลื่อนอัดอากาศอากาศ (ประกอบด้วย มอเตอร์ เครื่องอัดอากาศ และ คอนเวอร์เตอร์) ถูกรองรับด้วยแท่นชุดเดียวกัน โดย

แท่นที่รองรับสร้างมาจากแผ่นเหล็กหนา 3/8 นิ้ว 3 แผ่น เจาะรู และร่องขนาด M13 เพื่อยึดกับแนวเหล็กซีขนาดต่างๆ และเพื่อปรับระยะตามแนวระนาบสำหรับการตั้งมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ ชุดทดสอบและเครื่องอัดอากาศ ให้อยู่ในแนวเดียวกัน แท่นทั้งสามถูกประกอบเข้าด้วยกันโดย ตัวปรับ ซึ่งสร้างจากแผ่นเหล็ก เจาะร่องขนาด M13 หนา 3/8 นิ้ว จำนวน 8 ชิ้น ดังรูปที่ 4.24 ส่วนประกอบทั้งหมดถูกยึดเข้าด้วยกัน โดยชุดสลักเกลียวขนาด M12



ก.) แท่น1 รองรับมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ



ข.) แท่น2 รองรับชุดทดสอบ



ค.) แท่น3 รองรับเครื่องอัดอากาศ



ง.) เหล็กซีรองรับแท่น และมอเตอร์

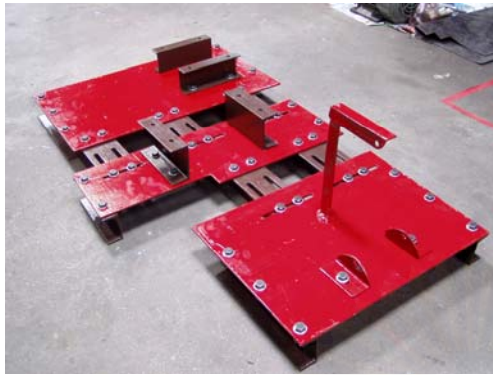


จ.) ตัวปรับ



ช.) หูช้างยึดเครื่องอัดอากาศ

รูปที่ 4.24 ชิ้นส่วนต่างๆ ที่นำมาประกอบเป็นแท่นรองรับชุดทดสอบ และชุดเครื่องอัดอากาศ



ก.)



ข.)

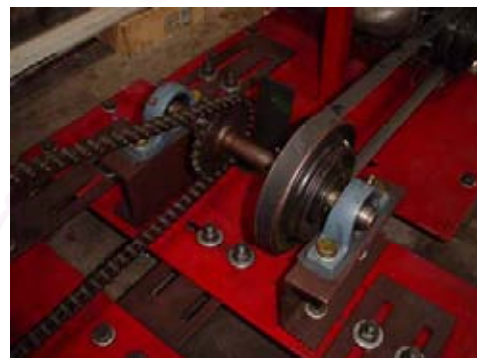
รูปที่ 4.25 แท่นประกอบเสร็จ

มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศติดตั้งพร้อมเหล็กซีขนาด 3 นิ้ว บนแท่น 1 โดยเหล็กซีทำหน้าที่ปรับระยะในแนวระนาบ และเพิ่มระยะความสูงระหว่างแกนมอเตอร์กับพื้นแท่น เพื่อรองรับจักรไช่ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางมากกว่าขนาดของมอเตอร์ ดังรูปที่ 4.26

เนื่องจากพู่เล่ย์ของเครื่องอัดอากาศเป็นร่องแบบริบสตาร์ แต่ไม่สามารถหาพู่เล่ย์ร่องแบบนี้ได้ในขนาดและราคาอันเหมาะสม ที่จะสวมแกนมอเตอร์เพื่อขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศโดยตรง จึงจำเป็นต้องมีชุดทดรอบเพื่อทดรอบและถ่ายทอด้กำลังจากมอเตอร์สู่เครื่องอัดอากาศ เพลาชุดทดรอบสวมพู่เล่ย์ร่องแบบริบสตาร์เส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 15 เซนติเมตร ส่งกำลังให้กับเครื่องอัดอากาศด้วยสายพานร่องแบบริบสตาร์ชนิด 5 ร่องเบอร์ 1340 และสวมจักรไช่ขนาด 24 และ 38 ฟัน โดยรับกำลังที่ส่งมาจากจักรไช่ที่สวมแกนมอเตอร์ขนาด 60 และ 72 ฟัน ด้วยไช่เบอร์ 40 เพลาชุดนี้ติดตั้งพร้อมแบริ่งชนิดตั้งศูนย์ด้วยตัวเองรูสวมเพลาขนาด 2 เซนติเมตร บนเหล็กซีขนาด 4 นิ้วบนแท่น 2 โดยเหล็กซีทำหน้าที่ปรับระยะในแนวระนาบ ดังรูปที่ 4.27 ดังนั้นชุดทดรอบนี้เป็นชนิดทดรอบให้เร็วขึ้น โดยสามารถปรับเปลี่ยนอัตราทดได้ 1.9, 2.3, 3.0 และ 3.6 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 4.26 การติดตั้งมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ



รูปที่ 4.27 การติดตั้งชุดทดรอบ



รูปที่ 4.28 การติดตั้งเครื่องอัดอากาศ



รูปที่ 4.29 การติดตั้งคอนเวอร์เตอร์

เครื่องอัดอากาศติดตั้งบนแท่น3 โดยยึดกับหูช้างที่สามารถปรับระยะตามแนวระนาบได้ และประกอบแขวนด้วยเสาฉาก ดังรูปที่ 4.28

คลัตช์ของเครื่องอัดอากาศใช้ไฟกระแสดตรง ดังนั้นจึงต้องติดตั้งคอนเวอร์เตอร์เพื่อทำงานร่วมกับเครื่องอัดอากาศ คอนเวอร์เตอร์ที่ใช้ตัดแปลงมาจากแหล่งจ่ายไฟของคอมพิวเตอร์ตั้งโต๊ะ โดยวัดความต้านทานแต่ละคู่สายเพื่อให้ได้กระแสไฟและความต่างศักย์ที่ต้องการ และจึงทำการเชื่อมต่อเข้ากับขั้วไฟฟ้าของคลัตช์เครื่องอัดอากาศ ดังรูปที่ 4.29



รูปที่ 4.30 ชุดทดสอบ ชุดขับเครื่องอัดอากาศ
ประกอบเสร็จ



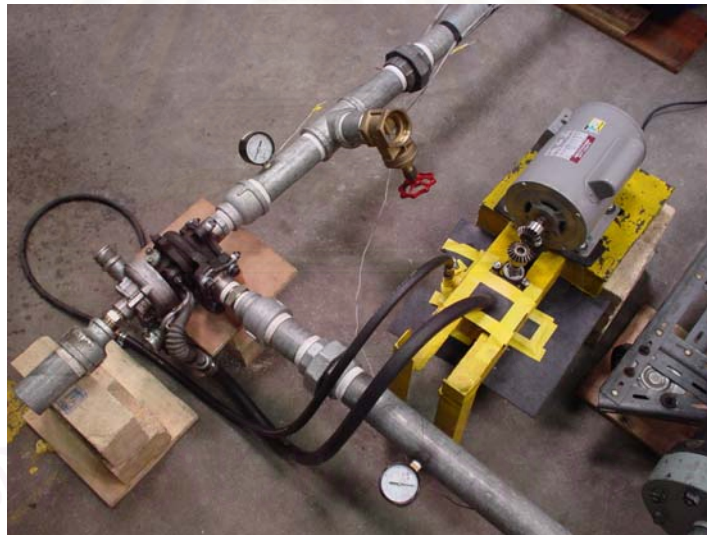
รูปที่ 4.31 ชุดทดสอบ ชุดขับเครื่องอัดอากาศ
ประกอบเสร็จพร้อมกำบัง

4.4.3 ชุดเครื่องขยายอากาศ

เนื่องจากกังหัน ดัดแปลงมาจากเทอร์โบชาร์จเจอร์ในรถยนต์ ซึ่งการใช้งานบางส่วนและการติดตั้งไม่ตรงกับการใช้งานที่ต้องการ ดังนั้นจึงต้องมีการดัดแปลงหลายส่วนก่อนการติดตั้ง ดังนี้

- ก. นำระบบเวสท์เกตออก และปิดช่องระบายไอเสีย และช่องส่งสัญญาณ
- ข. ทำหน้าแปลนเพื่อสามารถติดตั้งกังหันเข้ากับอุปกรณ์อื่นๆในระบบ โดยนำแผ่นเหล็กมาเชื่อมกับท่อที่ตีปเกลียวใน
- ค. ตรวจสอบ ท่อทางเดินน้ำมันเข้า/ออก เครื่องขยายอากาศ เพื่อต่อเข้ากับชุดปั๊มน้ำมันหล่อเพลาล
- ง. เชื่อมท่อทางปลาเข้ากับทางออกปั๊มน้ำมันเครื่อง
- จ. ทำแท่นเพื่อวางมอเตอร์ขับปั๊มน้ำมันหล่อเพลาลและขวนปั๊มน้ำมันหล่อเพลาล
- ฉ. ทำเฟืองคอกจอกต่อเข้ากับแกนมอเตอร์เพื่อขับปั๊มน้ำมัน
- ช. น้ำมันที่ใช้หล่อเพลาลเป็นน้ำมันกึ่งสังเคราะห์เกรด SAE 10W-40

เมื่อดัดแปลงและประกอบเสร็จแล้ว จะได้ ดังรูปที่ 4.32



รูปที่ 4.32 ชุดเครื่องขยายอากาศ

4.4.4 ชุดระบายความร้อน

เป็นการระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยสูบน้ำจากถังพักขนาด 136 ลิตร เข้าไประบายความร้อนในอุปกรณ์ระบายความร้อนชนิดเปลือกหุ้มท่อ และระบายน้ำทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม ดังรูปที่ 4.33 การปรับอัตราไหลเชิงมวลของน้ำสามารถทำได้โดยปรับเกทวาล์ว ซึ่งผ่านการทดลองวัดค่าอัตราการไหลเชิงมวล ตามจำนวนรอบของการหมุนเกทวาล์ว และรักษาระดับน้ำในถังพักให้คงที่



รูปที่ 4.33 ชุดระบายความร้อน

4.4.5 ชุดส่วนทำความเย็น

เป็นการนำโครงถังน้ำแข็งขนาด 100 ลิตร มาเจาะช่องกลมเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 2 นิ้ว ที่มุมล่างด้านข้าง แล้วหุ้มฉนวน ดังรูปที่ 4.34



รูปที่ 4.34 ชุดส่วนทำความเย็น

4.4.6 ระบบท่ออากาศและท่อน้ำ

อุณหภูมิอากาศสูงสุดที่ใช้เป็นสารทำความเย็นในระบบ มีค่าประมาณ 120 องศาเซลเซียส และความดันสัมบูรณ์สูงสุดประมาณ 30 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ท่อที่ใช้สำหรับสารทำความเย็นต้องสามารถรองรับกับภาวะดังกล่าวได้ ดังนั้นท่อประปาเหล็กขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 2 นิ้ว ถูกนำมาใช้เป็นท่ออากาศที่เชื่อมต่ออุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ สำหรับท่อที่ใช้ในชุดระบายความร้อนในระบบใช้ท่อน้ำพีวีซีขนาด 1 นิ้ว เชื่อมต่อในชุดระบายความร้อน

4.4.7 ระบบไฟฟ้า คุ้มครองความร้อน และแท่นควบคุม

ไฟฟ้าที่ใช้ในต้นแบบเครื่องทำความเย็น มีทั้งระบบไฟฟ้า 3 เฟส 380 โวลต์ และระบบไฟฟ้า 1 เฟส 220 โวลต์ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเดินไฟฟ้าทั้งสองระบบ เข้าสู่พื้นที่ในการทดลองผ่านตู้สะพานไฟบนแท่นควบคุม

ระบบไฟฟ้า 3 เฟส ใช้สะพานไฟขนาด 20 แอมแปร์ ใช้ควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนอัดอากาศโดยตรง ระบบไฟฟ้า 1 เฟส ใช้สะพานไฟขนาด 15 แอมแปร์ ใช้สำหรับอุปกรณ์ที่เหลือทั้งหมด โดยเดินสายไฟและเต้าเสียบไปตามจุดต่างๆ การเดินสายไฟจะเดินพร้อมสายคุ้มครองความร้อนเพื่อร้อยอยู่ในท่อเดียวกัน สายคุ้มครองความร้อนจะต่อเข้ากับจอแสดงผลและสวิทช์เลือกช่องสัญญาณอุณหภูมิบนแท่นควบคุม ดังรูปที่ 4.36



รูปที่ 4.35 แท่นควบคุม: ตู้สะพานไฟ



รูปที่ 4.36 แท่นควบคุม: แผงแสดงผลและเลือกช่องสัญญาณอุณหภูมิ



รูปที่ 4.37 ต้นแบบ เครื่องทำความเย็น

4.5 การทดลองและขั้นตอนการทดลอง

เนื่องจากอุปกรณ์ในชุดทดลอง เป็นของเก่าและถูกนำมาดัดแปลง จึงไม่สามารถทราบหรือปรับเปลี่ยนคุณสมบัติของอุปกรณ์เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงของระบบได้ตามความต้องการ ดังนั้นจึงทำการทดลองเท่าที่สามารถทำได้ เพื่อศึกษาสมรรถนะของระบบ

เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น ภาระการทำความเย็น และการระบายความร้อนของเครื่องทำความเย็น เมื่อพารามิเตอร์ต่างๆในระบบเปลี่ยน การทดลองจะต้องถูกออกแบบให้สามารถหาค่าดังกล่าวได้ เมื่อปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ต่างๆในระบบ สำหรับเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นที่สร้างขึ้นมาในวิทยานิพนธ์นี้ ไม่สามารถปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบได้โดยตรง แต่สามารถปรับเปลี่ยนค่าโดย เปลี่ยนความเร็วรอบที่ติดให้กับเครื่องอัดอากาศ (ซูเปอร์ชาร์จเจอร์) เพื่อให้อัตราการไหลเชิงมวลเปลี่ยน แล้วส่งผลให้พารามิเตอร์ต่างๆในระบบเปลี่ยน แล้วทำการวัดค่าอุณหภูมิและความดัน เพื่อนำไปหาค่าสัมประสิทธิ์ป้งสมรรถนะการทำความเย็น ภาระการทำความเย็น และการระบายความร้อน

ขั้นตอนการทดลอง มีดังนี้

1. เปิดน้ำเข้าถัง
 2. เปิดสวิตช์ เครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ขับปั๊มน้ำมันหล่อเพลากังหัน และแผงแสดงอุณหภูมิ
 3. เปิดสวิตช์มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ
 4. เปิดสวิตช์คอนเวอร์เตอร์
 5. บันทึกค่า ตามตารางบันทึกผล
 6. ปิดสวิตช์ย้อนกลับตามขั้นตอนข้างต้น
 7. เปลี่ยนขนาดจักรโซ่ แล้วทำซ้ำตั้งแต่ข้อ 1. จนครบตามความเร็วรอบที่ต้องการ
 8. นำผลที่ได้จากการบันทึก มาคำนวณหาค่าดัชนีต่างๆ ดังสูตรข้างล่าง แล้วเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีที่ได้จากหัวข้อ 4.1.2 แล้วทำการวิเคราะห์ผล
- ก. ความหนาแน่นของอากาศ

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (4.21)$$

โดย P = ความดันสัมบูรณ์ มีหน่วยเป็น kPa
 R = ค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 0.287 kJ/kg-K
 T = อุณหภูมิสัมบูรณ์ มีหน่วยเป็น K
 ρ = ความหนาแน่น มีหน่วยเป็น kg/m³

ข. อัตราการไหลของมวลอากาศ

$$\dot{m} = \rho v A \quad (4.22)$$

โดย v = ความเร็วของอากาศ มีหน่วยเป็น m/s
 A = พื้นที่หน้าตัด ที่อากาศความเร็ว v ไหลผ่าน มีหน่วยเป็น m²

ค. งานที่ให้เครื่องอัดอากาศ

$$W_c = T_1 - T_2 \quad (4.23)$$

ง. งานที่ได้จากกังหัน

$$W_T = T_3 - T_4 \quad (4.24)$$

จ. ปริมาณการระบายความร้อน

$$\dot{Q}_{H,refrigerant} = (\dot{m}C)_{refrigerant} (T_2 - T_3) \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{H,coolant} = (\dot{m}C)_{coolant} (T_7 - T_6) \quad (4.26)$$

ฉ. ภาระการทำความเย็น

$$Q_L = T_4 - T_{req} \quad (4.27)$$

โดย T_{req} = อุณหภูมิที่ต้องการในส่วนทำความเย็น

ช. ผลต่างอุณหภูมิที่ได้

$$T_{diff} = T_{amb} - T_4 \quad (4.28)$$

โดย T_{amb} = อุณหภูมิบรรยากาศ

ซ. อัตราส่วนการอัด

$$CR = \frac{P_2 + 14.7}{P_1 + 14.7} \quad (4.29)$$

ฅ. อัตราส่วนการขยาย

$$ER = \frac{P_3 + 14.7}{P_4 + 14.7} \quad (4.30)$$

ณ. ประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศ

$$\eta_c = \frac{\left(CR^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.31)$$

ญ. ประสิทธิภาพกังหัน

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \left(1 - \frac{1}{ER^{\frac{k-1}{k}}} \right)} \quad (4.32)$$

ฎ. ประสิทธิภาพอุปกรณ์ระบายความร้อน

$$\varepsilon_{CO} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (4.33)$$

ฐ. สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ทำได้

$$COP = \frac{Q_L}{W_C} = \frac{T_4 - T_{req}}{T_1 - T_2} \quad (4.34)$$

ฑ. สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุด

$$COP_{\Pi} = \frac{T_H - ER^{\frac{k-1}{k}} T_L}{\left(1 - CR^{\frac{k-1}{k}} \right) ER^{\frac{k-1}{k}} T_1} \quad (4.35)$$

ฒ. อัตราส่วนสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ทำได้ต่อสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุด

$$COP_r = \frac{COP}{COP_{\Pi}} \quad (4.36)$$

บทที่ 5

ผลการทดลอง และการวิเคราะห์ผล

จากที่ได้กล่าวในบทที่ 4 เรื่อง การดำเนินงานวิจัย การออกแบบการทดลองถูกจำกัดโดยอุปกรณ์ต่างๆ ที่ถูกนำมาดัดแปลงเพื่อนำมาสร้างเป็นชุดทดลอง ดังนั้น ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล จะอยู่ในขอบเขตที่ชุดทดลองสามารถทำได้ ดังนี้คือ การเปลี่ยนความเร็วรอบของเครื่องอัดอากาศ โดยการเปลี่ยนอัตราทดของชุดทดรอบ ความเร็วที่ทดให้กับเครื่องอัดอากาศมี 4 อัตราทด คือ 1.9 เท่า, 2.6 เท่า, 3.0 เท่า และ 3.6 เท่าของความเร็วมอเตอร์ขับเครื่องอัดอากาศ (1,420 รอบต่อนาที)

5.1 ผลการทดลอง

ผลการทดลองนำเสนอในรูปแบบของตารางและกราฟ โดยข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลองแสดงในตารางที่ 5.1 ข้อมูลซึ่งได้จากการนำข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลองมาคำนวณแสดงในตารางที่ 5.2 และค่าเฉลี่ยของการคำนวณ แสดงในตารางที่ 5.3

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5.1 ข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลอง ณ ความเร็วรอบค่าต่างๆของเครื่องอัดอากาศ

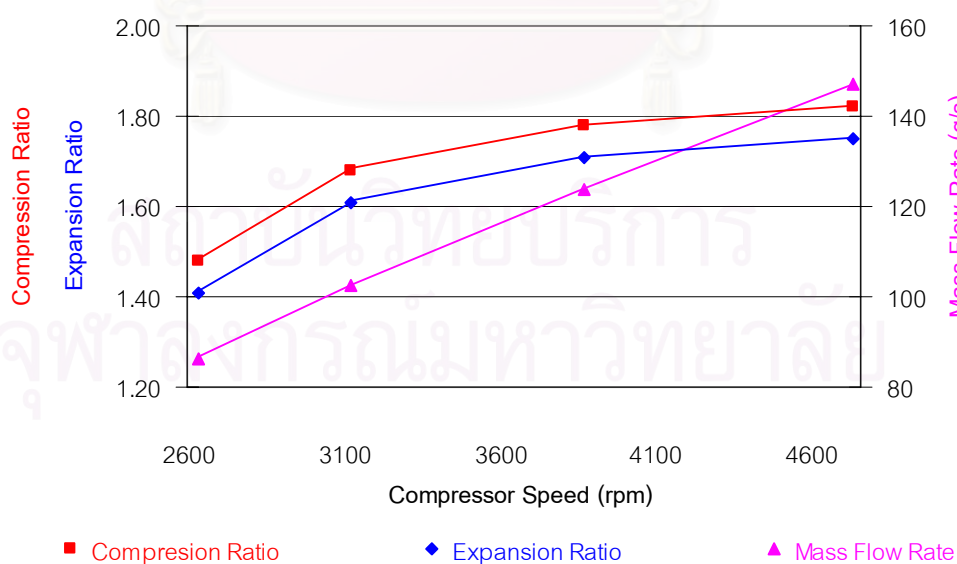
		1.9 x Motor Speed (2698 rpm)			2.3 x Motor Speed (3230 rpm)			3.0 x Motor Speed (4260 rpm)			3.6 x Motor Speed (5112 rpm)		
		No.1	No.2	No.3	No.1	No.2	No.3	No.1	No.2	No.3	No.1	No.2	No.3
N (rpm)		2636	2610	2654	3115	3130	3114	3877	3857	3875	4720	4735	4728
V_{in} (m/s)		23.9	23.6	24.0	28.2	28.3	28.2	35.1	34.9	35.1	42.7	42.9	42.8
V_{out} (m/s)		32.2	31.9	32.4	38.0	38.2	38.0	44.7	44.5	44.7	51.2	51.4	51.2
D_{in} (mm)		64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5	64.5
D_{out} (mm)		52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7
I (amp)		7.90	7.90	7.90	11.86	11.86	11.86	16.01	15.80	16.01	26.42	26.43	26.42
P_1 (psig)		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P_2 (psig)		7.0	7.0	7.0	10.0	10.0	10.0	11.5	11.5	11.5	12.0	12.0	12.0
P_3 (psig)		6.0	6.0	6.0	9.0	9.0	9.0	10.5	10.5	10.5	11.0	11.0	11.0
P_4 (psig)		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Air Temp	T_1 (°C)	33.2	33.4	34.4	34.5	33.2	33.5	33.2	33.3	33.2	33.1	33.1	28.2
	T_2 (°C)	74.0	74.7	74.9	93.2	93.4	92.7	104.1	104.5	104.4	111.2	110.9	105.2
	T_3 (°C)	34.1	34.2	34.4	34.4	34.3	34.3	34.0	34.2	34.1	34.1	34.2	31.4
	T_4 (°C)	20.1	20.2	20.2	18.1	18.2	18.1	17.1	17.2	17.1	16.9	17.0	14.5
	T_5 (°C)	24.8	24.4	24.6	24.2	24.1	24.1	24.2	23.9	24.4	24.3	24.3	23.9
Water Temp	T_6 (°C)	30.0	30.5	30.5	30.5	30.0	30.1	30.0	29.3	30.0	30.0	30.0	27.0
	T_7 (°C)	31.2	31.7	31.7	32.7	32.2	32.2	34.7	34.0	34.6	34.8	34.7	31.2
T_{amb} (°C)		33.2	33.4	34.4	34.2	33.2	33.2	33.1	33.3	33.1	33.2	33.2	28.2
m_{water} (kg/s)		0.4			0.4			0.4			0.4		

ตารางที่ 5.2 ข้อมูลซึ่งได้จากการนำข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลองมาคำนวณ

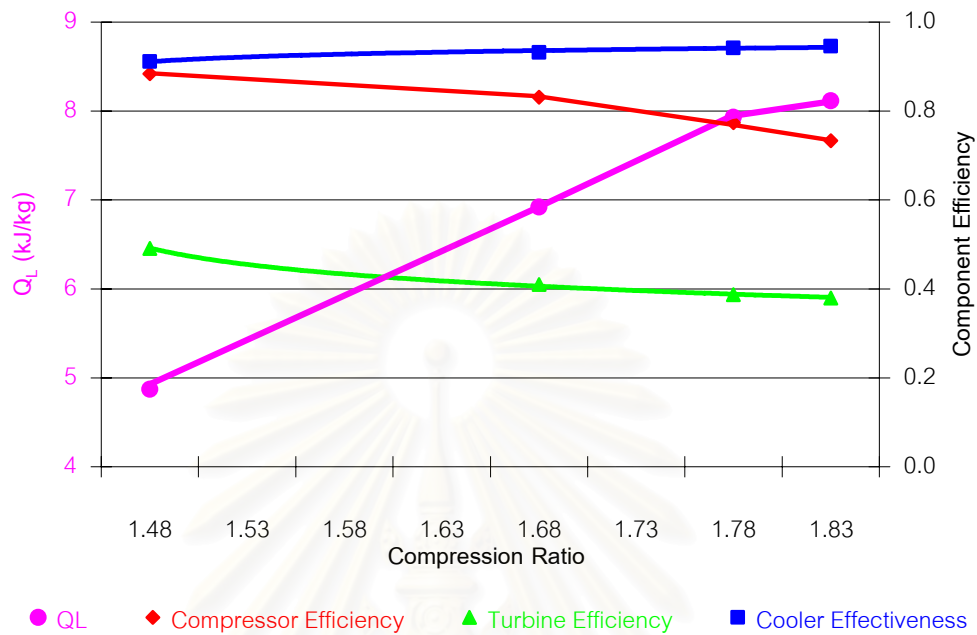
	1.9 x Motor Speed (2698 rpm)			2.3 x Motor Speed (3230 rpm)			3.0 x Motor Speed (4260 rpm)			3.6 x Motor Speed (5112 rpm)		
	No.1	No.2	No.3	No.1	No.2	No.3	No.1	No.2	No.3	No.1	No.2	No.3
ρ_{in} (kg/m ³)	1.1524	1.1517	1.1479	1.1487	1.1524	1.1524	1.1528	1.1521	1.1528	1.1524	1.1524	1.1716
ρ_{out} (kg/m ³)	1.1849	1.1865	1.1857	1.1873	1.1877	1.1877	1.1873	1.1885	1.1865	1.1869	1.1869	1.1885
m_{in} (g/s)	89.9961	88.8085	90.0200	105.8424	106.5644	106.1879	132.2132	131.3740	132.2132	160.7880	161.5411	163.8386
m_{out} (g/s)	83.2258	82.5612	83.7990	98.4150	98.9662	98.4481	115.7671	115.3655	115.6893	132.5566	133.0744	132.7351
W_c (kJ/kg)	41.0	41.5	40.7	58.9	60.4	59.4	71.2	71.5	71.5	78.4	78.1	77.3
W_T (kJ/kg)	14.1	14.1	14.3	16.4	16.2	16.3	17.0	17.1	17.1	17.3	17.3	17.0
$Q_{H,Coolant}$ (kW)	2.02	2.02	2.02	3.70	3.70	3.53	7.90	7.90	7.73	8.06	7.90	7.06
$Q_{H,Refrigerant}$ (kW)	3.47	3.48	3.53	6.03	6.10	6.00	8.73	8.71	8.75	11.50	11.51	11.46
Q_L (kJ/kg)	4.9	4.8	4.8	6.9	6.8	6.9	7.9	7.8	7.9	8.1	8.0	10.5
ΔT_{MAX} (K, °C)	13.1	13.2	14.2	15.9	15.0	14.9	16.0	16.1	16.0	16.3	16.2	13.7
CR	1.48	1.48	1.48	1.68	1.68	1.68	1.78	1.78	1.78	1.82	1.82	1.82
ER	1.41	1.41	1.41	1.61	1.61	1.61	1.71	1.71	1.71	1.75	1.75	1.75
η_c	0.8838	0.8737	0.8938	0.8537	0.8560	0.8659	0.7757	0.7727	0.7725	0.7318	0.7346	0.7303
η_T	0.4891	0.4889	0.4956	0.4104	0.4105	0.4080	0.3855	0.3875	0.3877	0.3795	0.3793	0.3761
ϵ_{CO}	0.9068	0.9163	0.9122	0.9367	0.9288	0.9300	0.9460	0.9348	0.9449	0.9469	0.9454	0.9411
COP	0.1201	0.1162	0.1185	0.1175	0.1130	0.1166	0.1114	0.1096	0.1110	0.1037	0.1028	0.1364
COP _{II}	0.7467	0.7388	0.7314	0.7391	0.7511	0.7486	0.7480	0.7586	0.7480	0.7469	0.7467	0.8042
COP _R	0.1608	0.1573	0.1620	0.1590	0.1504	0.1557	0.1490	0.1444	0.1483	0.1389	0.1377	0.1696

ตารางที่ 5.3 ค่าเฉลี่ยข้อมูลซึ่งได้จากการนำข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลการทดลองมาคำนวณ

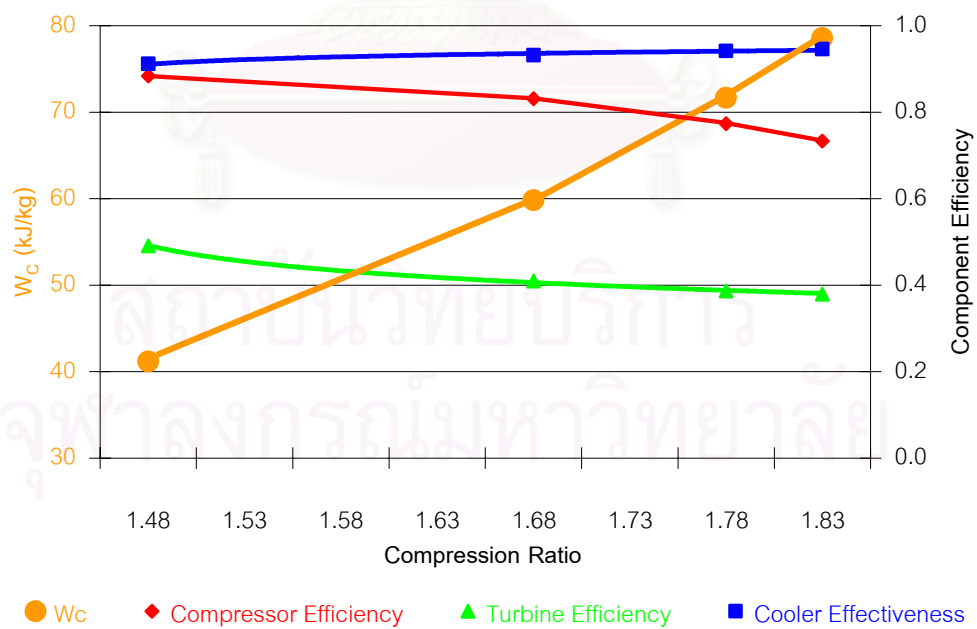
	1.9 x Motor Speed (2698 RPM)	2.3 x Motor Speed (3230 RPM)	3.0 x Motor Speed (4260 RPM)	3.6 x Motor Speed (5112 RPM)
N (RPM)	2633	3120	3870	4728
m (g/s)	86.4	102.4	123.8	147.0
W_C (kJ/kg)	41.1	59.6	71.4	77.9
W_T (kJ/kg)	14.1	16.3	17.1	17.3
$Q_{H,Coolant}$ (kW)	2.02	3.64	7.84	7.98
$Q_{H,Refrigerant}$ (kW)	3.49	6.04	8.73	11.49
Q_L (kJ/kg)	4.9	6.8	7.9	8.1
ΔT_{MAX} (K, °C)	13.5	15.3	16.0	16.3
CR	1.48	1.68	1.78	1.82
ER	1.41	1.61	1.71	1.75
η_c	0.8838	0.8311	0.7736	0.7700
η_T	0.4912	0.4096	0.3869	0.3794
ϵ_{CO}	0.9118	0.9318	0.9419	0.9462
COP	0.1183	0.1157	0.1106	0.1033
COP _{II}	0.7390	0.7463	0.7515	0.7468
COP _R	0.1601	0.1550	0.1472	0.1383



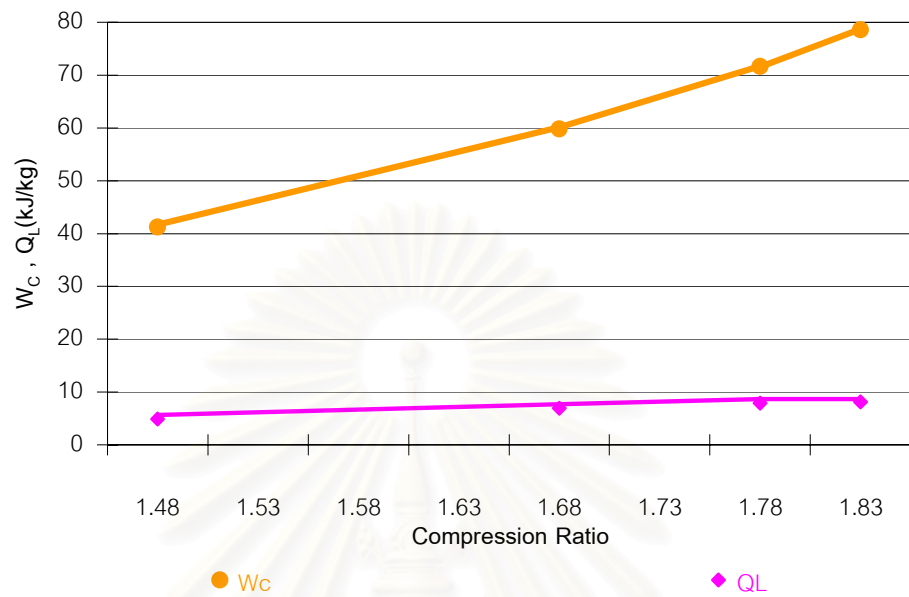
รูปที่ 5.1 กราฟแสดงคุณลักษณะของเครื่องอัดอากาศ (ซูเปอร์ชาร์เจอร์) ในช่วงความเร็วที่ทดลอง



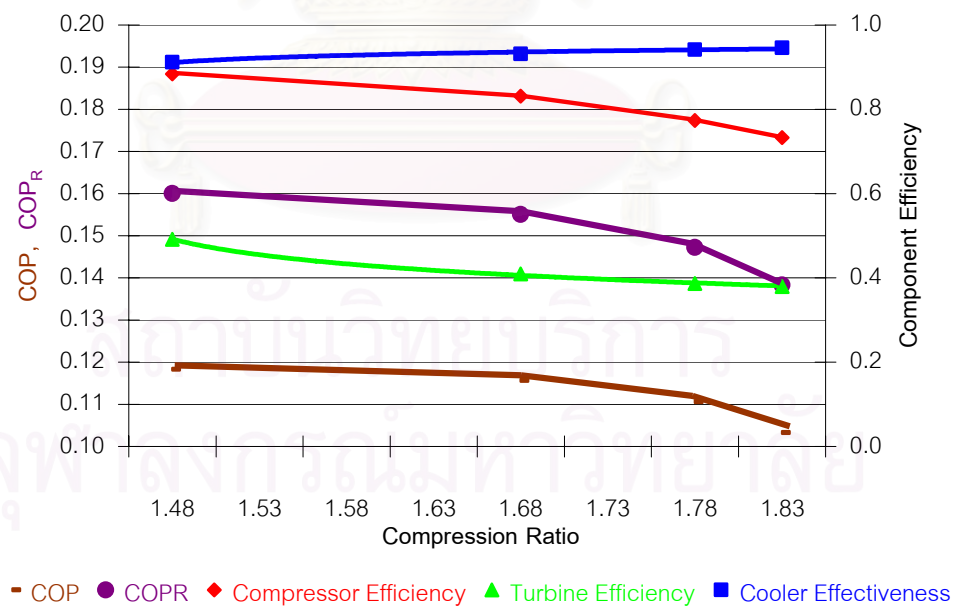
รูปที่ 5.2 กราฟแสดงภาวะการทำความเย็น เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบ



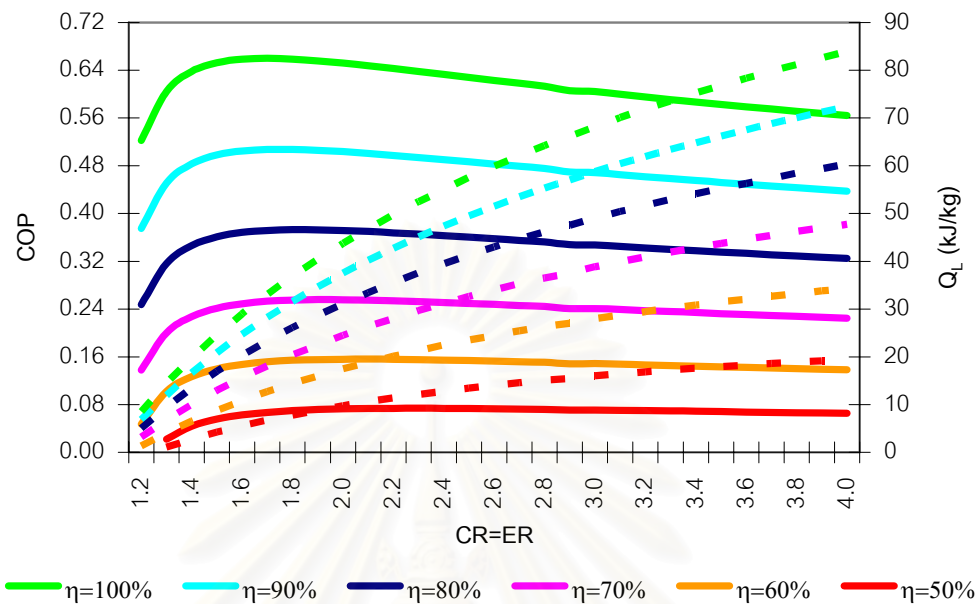
รูปที่ 5.3 กราฟแสดงงานของเครื่องอัดอากาศ เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบ



รูปที่ 5.4 กราฟเปรียบเทียบงานเครื่องอัดอากาศ และภาระการทำความเย็น



รูปที่ 5.5 กราฟแสดงสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็น และอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ทำได้ต่อสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่เป็นไปได้สูงสุด เมื่อเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ในระบบ



รูปที่ 5.6 กราฟแสดงสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นและภาระการทำความเย็นทางทฤษฎี เมื่อให้อุปกรณ์ในระบบมีประสิทธิภาพเท่ากัน และอัตราส่วนการอัดเท่ากับอัตราส่วนการขยาย

5.2 การวิเคราะห์ผล

ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบเครื่องอัดอากาศ (ซูเปอร์ชาร์จเจอร์) และอัตราการไหลเชิงมวลและพารามิเตอร์ของอุปกรณ์ในระบบ

เมื่อพิจารณาผลการทดลอง (รูปที่ 5.1) พบว่า เมื่อเพิ่มความเร็วรอบให้กับเครื่องอัดอากาศ อัตราการไหลเชิงมวลจะมากขึ้นเป็นสัดส่วนเชิงเส้นกับความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้นตั้งแต่ 2,600-4,800 รอบต่อนาที เนื่องจากเครื่องอัดอากาศ เป็นชนิดปริมาตรแทนที่ (Displacement Compressor) ฉะนั้นเมื่ออุณหภูมิและความดันขาเข้าคงที่ อัตราการไหลเชิงมวลจะแปรผันตรงกับความเร็วยรอบของเครื่องอัดอากาศ และเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลสูงขึ้นจะส่งผลให้เครื่องอัดอากาศมีอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น แต่ประสิทธิภาพกลับต่ำลง น่าจะเป็นเพราะว่า ซูเปอร์ชาร์จเจอร์ที่นำมาใช้ในการทดลองเป็นซูเปอร์ชาร์จเจอร์ที่ใช้ในรถยนต์ Toyota MR-2 ปี 85-89 เครื่องยนต์บล็อก 1G-GZE มีความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ตั้งแต่ 0 ถึง 6,000 รอบต่อนาที (เรดไลน์) ซึ่งโดยปกติแล้วซูเปอร์ชาร์จเจอร์จะถูกออกแบบให้ใช้งานได้ดีในรอบเครื่องยนต์ต่ำถึงปานกลาง ซึ่งตรงข้ามกับเทอร์โบชาร์จเจอร์ซึ่งถูกออกแบบให้ทำงานได้ดีในช่วงรอบเครื่องยนต์กลางถึงสูง ดังนั้นที่รอบเครื่องยนต์ดังกล่าว รอบที่ถูกออกแบบมาควรอยู่ในช่วง 1,000 ถึง 5,000 รอบต่อนาที ซึ่งประสิทธิภาพจะค่อยๆเพิ่มขึ้นในรอบต่ำ และจะมีค่าสูงสุดในรอบปานกลางแล้วจึงค่อยๆลดประสิทธิภาพลงในรอบสูง และด้วยเหตุผลเดียวกัน กังหันในเทอร์โบชาร์จเจอร์ ถูกออกแบบให้ใช้ไอเสียจากเครื่องยนต์เป็นตัวขับ เมื่อไอเสียมากขึ้น(เปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศในการทดลอง) อัตราส่วนการขยายจะมากขึ้น สำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อนมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น

เล็กน้อย เนื่องจากอุปกรณ์ระบายความร้อนมีความสามารถระบายความร้อนได้ปริมาณมาก ด้วยเหตุนี้เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลมากขึ้น อัตราส่วนการอัดสูงขึ้น ส่งผลให้ปริมาณการระบายความร้อนสูงขึ้น ใกล้เคียงกับความสามารถของอุปกรณ์ระบายความร้อนประสิทธิภาพจึงมีค่าสูงขึ้น

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดและภาระการทำความเย็น

เมื่ออัตราส่วนการอัดสูงขึ้น ภาระการทำความเย็นจะสูงขึ้นเช่นกัน และในช่วงอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงในช่วงที่ทำการทดลอง อัตราการเพิ่มของภาระการทำความเย็นจะต่ำกว่าช่วงอัตราส่วนการอัดที่มีค่าต่ำ (รูปที่ 5.2) ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจาก อัตราส่วนการขยายที่สูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ออกจากกังหันมีค่าต่ำลง ภาระการทำความเย็นจึงมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ในอัตราส่วนการขยายที่มีค่าสูงๆ ในช่วงที่ทำการทดลองนั้น ประสิทธิภาพของกังหันจะต่ำลงทำให้อุณหภูมิที่ออกจากกังหันมีค่าสูงขึ้น ดังนั้นภาระการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากอัตราส่วนการขยายที่เพิ่มขึ้นต้องลดลงปริมาณลงเนื่องจากการสูญเสียทางความร้อนให้กับกังหันประสิทธิภาพต่ำ

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดและงานของเครื่องอัดอากาศ

เมื่อเครื่องอัดอากาศมีอัตราส่วนการอัดสูงขึ้น นั้นหมายถึงงานที่ต้องให้กับเครื่องอัดอากาศจะต้องสูงขึ้นเช่นกัน (รูปที่ 5.3) ซึ่งเป็นไปตามกฎของก๊าซ และยังอัตราส่วนการอัดสูงขึ้น อัตราการเพิ่มของงานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศยังมีค่าสูงขึ้น ส่วนหนึ่งเนื่องจาก กระบวนการอัดอากาศที่เอนโทรปีเดียวกัน ที่มีการเพิ่มของอัตราส่วนการอัด จะมีอัตราการเพิ่มของผลต่างอุณหภูมิขาเข้าและขาออก (งานที่ให้เครื่องอัดอากาศ) ของกระบวนการอัดสูงกว่าการเพิ่มอัตราส่วนการอัด อีกส่วนหนึ่งเนื่องจากประสิทธิภาพของซูเปอร์ชาร์จเจอร์ที่นำมาใช้เป็นเครื่องอัดอากาศในการทดลองมีค่าลดลง ทำให้งานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศถูกเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานความร้อนเป็นสัดส่วนที่มากกว่าถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความดัน

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดและสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น และอัตราส่วนสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น

เมื่ออัตราส่วนการอัดสูงขึ้น สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น และอัตราส่วนสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นก็ลดลง ในลักษณะที่อัตราการลดลงของพารามิเตอร์ทั้งสองจะสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนการอัดสูงขึ้น ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากภาระการทำความเย็นจะมีอัตราการเพิ่มขึ้นน้อยกว่าอัตราการเพิ่มของงานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศ (ดูรูปที่ 5.4) และที่อัตราส่วนการอัดที่ 1.68 ขึ้นไป จะมีอัตราการเพิ่มของงานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศสูงขึ้นไปอีก จึงทำให้อัตราการลดลงของสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น

สำหรับอัตราการลดลงของอัตราส่วนสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็น จะสูงกว่าของสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นในทุกค่าของอัตราส่วนการอัด ก็เพราะว่าอัตราการลดลงของสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุดทางทฤษฎี มีค่าต่ำกว่าสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นจริงในการทดลอง

บทที่ 6

สรุปงานวิจัย และข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปงานวิจัย

ในทุกๆปี จะมีประชากรเพิ่มขึ้นจำนวนมาก การแข่งขันด้านเศรษฐกิจก็สูงขึ้น ดังนั้น การก่อสร้างแหล่งที่อยู่อาศัย อาคารสำนักงาน โรงพยาบาล ห้างสรรพสินค้า สถาบันต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นสถาบันการเงิน หรือสถาบันการศึกษา รถไฟฟ้าใต้ดิน สนามบิน รถยนต์ หรือแม้แต่ร้านสะดวกซื้อ จะมีจำนวนมากขึ้นเช่นกัน และสิ่งก่อสร้างเหล่านั้น ย่อมต้องใช้ระบบทำความเย็นเพื่ออำนวยความสะดวกและสนองความต้องการของมนุษย์อย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ ผลที่ตามมาคือสารทำความเย็นมีความต้องการใช้ในปริมาณที่มากขึ้น ทั้งที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าสาร CFCs และสาร HCFCs ที่นิยมใช้เป็นสารทำความเย็นนั้นจะทำลายชั้นโอโซน ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของโลกสูงขึ้น และจะลุกลามเป็นปัญหาอื่นๆ ตามมาอีกมาก ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้ทำการศึกษาค้นคว้า วิเคราะห์ระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น และทำเป็นวิทยานิพนธ์เล่มนี้ขึ้นเพื่อให้ผู้ที่สนใจและตระหนักถึงความสำคัญของการเปลี่ยนสารทำความเย็นมาเป็น “อากาศ” ได้รับความรู้ และได้มีแนวทางในการพัฒนาและนำไปใช้ในทางปฏิบัติต่อไป ผลการวิจัยระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นสามารถสรุปเป็นหัวข้อ ได้ดังต่อไปนี้

6.1.1 ผลสรุปทางทฤษฎีภายใต้สมมติฐานและเงื่อนไขที่กำหนด

1. ทูกระบบที่ทำการวิเคราะห์ จะมีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงเพียงพอที่นำมาใช้ ก็ต่อเมื่อ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ในระบบมีประสิทธิภาพสูงพอ
2. ทูกระบบจะมีคุณสมบัติเฉพาะตัว และจะมีคุณสมบัติร่วมที่เหมือนกันคือ ที่เมื่ออัตราส่วนการอัดสูงขึ้น ภาระการทำความเย็นจะมีค่ามากขึ้น แต่สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นจะมากขึ้นถึงอัตราส่วนการอัดค่าหนึ่งแล้วจะลดลง ฉะนั้นการเลือกระบบและอัตราส่วนการอัดที่เหมาะสม จึงขึ้นอยู่กับภาระการทำความเย็นที่เพียงพอต่อความต้องการ สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นและการลงทุนที่ยอมรับได้
3. เมื่อเทียบระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ กับระบบที่ไม่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ พบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำช่วยให้วัฏจักรอากาศสามารถเกิดขึ้นได้จริง ถึงแม้จะใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพต่ำและอัตราส่วนการอัดที่ต่ำ อีกทั้งยังเพิ่มภาระการทำความเย็นให้กับระบบด้วย แต่สำหรับสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นจะสูงหรือต่ำกว่า ขึ้นกับประสิทธิภาพของอุปกรณ์และอัตราส่วนการอัด ยิ่งประสิทธิภาพอุปกรณ์ต่ำ จะมีช่วงที่สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำสูงกว่าระบบที่ไม่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกว้างขึ้น

4. เมื่อเทียบระบบอัดหนึ่งชั้น กับระบบอัดสองชั้น พบว่า เมื่อเทียบให้ระบบทั้งสองมีค่าอัตราส่วนการอัดรวมเท่ากัน ที่ไม่มากกว่า 3.0 แล้ว ระบบอัดหนึ่งชั้นจะให้สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงกว่า โดยมีภาระการทำความเย็นใกล้เคียงกัน แต่เมื่ออัตราส่วนการอัดรวมมากกว่า 3.0 แล้ว ระบบอัดสองชั้นจะให้สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ดีกว่า โดยไม่ว่าอัตราส่วนการอัดรวมมีค่าเท่าไร ระบบอัดสองชั้นจะช่วยให้เครื่องอัดอากาศชั้นที่หนึ่งมีอัตราส่วนการอัดที่น้อยลง และเมื่อเทียบให้ระบบทั้งสองมีอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งเท่ากันแล้ว ภาระการทำความเย็นของระบบอัดสองชั้นจะสูงกว่าระบบอัดชั้นเดียวเสมอ แต่อัตราส่วนการอัดรวมของระบบจะสูงขึ้น สำหรับสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นจะขึ้นขึ้นกับประสิทธิภาพของอุปกรณ์และอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง ถ้าประสิทธิภาพของอุปกรณ์มีค่า 100% ระบบอัดหนึ่งชั้นจะมีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงกว่าทุกอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่ง (ถ้าอัตราส่วนการอัดนั้นเกิดขึ้นได้จริง เพราะที่อัตราส่วนการอัดต่ำๆ ระบบอัดหนึ่งชั้นไม่สามารถ เกิดขึ้นได้) แต่ถ้าอุปกรณ์มีค่าไม่เท่ากับ 100% แล้ว จะมีช่วงอัตราส่วนการอัดชั้นที่หนึ่งที่มีค่าสูง ช่วงหนึ่งเท่านั้น ที่ยังให้ระบบอัดหนึ่งชั้นมีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงกว่า
5. เมื่อเทียบระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ กับระบบอัดสองชั้นที่ไม่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ พบว่า เมื่อเทียบให้ระบบทั้งสองมีค่าอัตราส่วนการอัดรวมเท่ากัน ที่ไม่มากกว่า 3.0 แล้ว ระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำจะมีภาระการทำความเย็นและสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงกว่า แต่ถ้าอัตราส่วนการอัดรวมมีค่ามากกว่า 3.0 แล้ว ระบบอัดหนึ่งชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซ้ำ จะมีภาระการทำความเย็นที่สูงกว่า แต่สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ต่ำกว่า ทุกค่าของประสิทธิภาพของอุปกรณ์
6. ประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศ ถ้ามีค่าสูงขึ้นจะช่วยให้มีการระบายความร้อนที่ลดลง งานสุทธิที่ให้กับเครื่องอัดอากาศลดลง แต่ไม่ช่วยให้ภาระการทำความเย็นเพิ่มขึ้น ดังนั้นสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นจะสูงขึ้น
7. ประสิทธิภาพกังหัน ถ้ามีค่าสูงขึ้นจะช่วยให้ภาระการทำความเย็นเพิ่มขึ้น งานที่ได้จากกังหันมากขึ้น ส่งผลให้งานสุทธิที่ให้เครื่องอัดอากาศลดลง ดังนั้นสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้น แต่ไม่ได้ช่วยในการระบายความร้อน
8. ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อน ถ้ามีค่าสูงขึ้นจะช่วยให้อุณหภูมิก่อนเข้ากังหันต่ำลง งานจากกังหันเพิ่มขึ้น ภาระการทำความเย็นเพิ่มขึ้น งานสุทธิที่ให้เครื่องอัดอากาศลดลง ดังนั้นสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้น แต่ไม่ได้ช่วยให้งานที่ให้กับเครื่องอัดอากาศลดลง

6.1.2 ผลสรุปการทดลอง

1. การใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น สามารถเป็นไปได้ในทางปฏิบัติ แต่มีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ต่ำ

2. ภาวะการทำความเย็น สามารถเพิ่มขึ้นได้โดยการเพิ่มอัตราส่วนการอัด (ในการทดลองนี้ ทำได้โดยเพิ่มความเร็วยกกับเครื่องอัดอากาศ) แต่ ณ อัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงนั้น อัตราการเพิ่มขึ้นของภาวะการทำความเย็นจะมีค่าต่ำลง
3. เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้กับเครื่องอัดอากาศ จะต้องให้งานเพิ่มให้กับเครื่องอัดอากาศ และ ณ อัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงนั้น อัตราการเพิ่มของงานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องอัดอากาศจะมีค่าสูงเช่นกัน
4. ภาวะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นในอัตราที่ลดลง แต่สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าลดลงในอัตราที่เพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัด
5. อัตราส่วนสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นยังมีค่าต่ำ แสดงว่าสามารถปรับปรุงเครื่องทำความเย็นให้มีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นให้สูงขึ้นได้อีก
6. สัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ต่ำ มีสาเหตุมาจากประสิทธิภาพของกังหันเป็นหลัก ซึ่งในการทดลองมีค่าต่ำมาก
7. อัตราการไหลเชิงมวลขาออกน้อยกว่าขาเข้า เนื่องจากมีความผิดพลาดหรือความคลาดเคลื่อนจากการวัดและจากเครื่องมือวัด
8. ในช่วงที่ทำการทดลอง พบว่า ที่อัตราส่วนการอัด 1.48 จะมีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นที่ดีที่สุดคือ 0.12 แต่มีภาวะการทำความเย็นต่ำสุดที่ 4.9 kJ/kg และอุณหภูมิต่ำสุดที่ทำได้อยู่ที่ 20.1 องศาเซลเซียส และที่อัตราส่วนการอัด 1.82 จะมีสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำความเย็นต่ำสุดที่ 0.10 แต่จะได้ภาวะการทำความเย็นสูงสุดที่ 8.1 kJ/kg และอุณหภูมิต่ำสุดที่ทำได้อยู่ที่ 17.0 องศาเซลเซียส

6.2 ข้อเสนอแนะ

6.2.1 ปัญหาที่พบและแนวทางแก้ไข

1. แท่นวางมอเตอร์และซูเปอร์ชาร์เจอร์ ติดตั้งด้วยการเชื่อมทำให้แท่นเกิดการบิดตัว จึงส่งผลให้ไม่สามารถตั้งแนวของชุดทดสอบซูเปอร์ชาร์เจอร์ให้ตรงกันได้ ดังนั้นจึงควรติดตั้งแท่นดังกล่าวด้วยวิธีเจาะแท่นให้เป็นร่องทั้งสองแกน และตอยึดกันด้วยสกรูและแหวนล็อก เพื่อป้องกันการบิดตัวและสามารถตั้งแนวชุดทดสอบได้
2. แผ่นเหล็กที่นำมาสร้างเป็นแท่นวางมอเตอร์และซูเปอร์ชาร์เจอร์ ควรมีความหนา 1 เซนติเมตรขึ้นไป เพื่อป้องกันการแอ่นตัวและการสั่นของแผ่นเหล็ก
3. ชุดทดสอบ ไม่ควรใช้ท่อเหล็กและสายพาน เพราะจะทำให้สายพานเสียหายเนื่องจากไม่สามารถทนรอบที่สูงได้ แต่ควรเป็นจักรและโซ่
4. ท่อยางที่ใช้ในระบบหล่อลื่นและหล่อเย็นเพลลา เกิดการหลุดออกจากท่อส่งน้ำมัน เนื่องจากไม่ได้เป็นท่ออย่างทนความดัน จึงเกิดการขยายตัวและคลายตัวลึบออก ดังนั้นจึงควรเปลี่ยนเป็นท่ออย่างชนิดทนความดัน

5. มีการรั่วระหว่างข้อต่อท่อ จึงควรพันเกลียวท่อให้หนาเพื่อป้องกันการรั่วของอากาศออกจากท่อ
6. ในช่วงต้นการทดลอง อากาศจะอยู่ในเปลือกของอุปกรณ์ระบายความร้อนชนิดเปลือกและท่อ ทำให้มวลอากาศเกิดการขยายตัวและค้างอยู่ในอุปกรณ์ระบายความร้อน จึงควรเปลี่ยนให้อากาศอยู่ในท่อแทน ด้วยการปรับเปลี่ยนตัวอุปกรณ์ระบายความร้อนให้มีเฮดเดอรรองรับกับท่ออากาศที่เชื่อมต่อกับท่อในอุปกรณ์ระบายความร้อน

6.2.2 ข้อเสนอแนะในการทดลองในอนาคต

1. ถ้าสามารถหาเครื่องอัดอากาศและกังหันที่มีประสิทธิภาพสูง มีช่วงการทำงานที่เหมาะสม และสามารถประกอบเข้าอุปกรณ์ตัวอื่น ๆ ได้ จะสามารถเพิ่มภาระการทำงานและความดันและสัมประสิทธิ์บ่งสมรรถนะการทำงานได้ หรืออย่างน้อยถ้าสามารถทดสอบความสามารถและสมรรถนะของอุปกรณ์ต่างๆ ได้ จะสามารถช่วยในการออกแบบการทดลองให้เหมาะสม และเกิดประโยชน์มากขึ้น
2. เปลี่ยนมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศให้มีกำลังสูงขึ้น เพื่อให้สามารถเดินเครื่องได้นานขึ้น โดยไม่เกิดความเสียหายต่อมอเตอร์
3. ระบบที่จะทดลองควรเป็นระบบอัดสองชั้น เพื่อที่จะนำงานที่ได้จากกังหันมาใช้ประโยชน์
4. หุ้มฉนวนให้ท่ออากาศส่วนต่างๆ เพื่อให้เป็นกระบวนการอะเดียบาติกมากที่สุด
5. ติดตั้งข้อต่อแบบยืดหยุ่น เพื่อให้การติดตั้งท่อส่วนต่างๆ มีศูนย์ที่ตรงกัน
6. ติดตั้งอินเวอร์เตอร์ที่เหมาะสมกับขนาดมอเตอร์ เพื่อปรับเปลี่ยนรอบเครื่องอัดอากาศได้อย่างแม่นยำและต่อเนื่อง
7. ศึกษาระบบไฟฟ้าให้ดีขึ้น เพื่อวางระบบให้เปิด/ปิด และควบคุมการทำงานเครื่องทำความเย็นได้ง่ายและปลอดภัยขึ้น
8. ติดตั้ง Data Locker เพื่อเก็บข้อมูลจำนวนมากได้ครบถ้วน
9. ถ้าสามารถปรับปรุงเสถียรภาพของระบบได้แล้ว ควรสร้างห้องขนาดเล็กเพื่อจำลองสภาพการใช้งานจริง

6.2.3 ข้อเสนอแนะอื่นๆ

ปัจจุบันเครื่องใช้ไฟฟ้าในบ้าน เบอร์ 4 และเบอร์ 5 มี EER อยู่ที่ 9.6 และ 10.6 ตามลำดับ หรือมี COP อยู่ที่ 2.8 และ 3.1 ตามลำดับ แต่จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีพบว่าเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นในระบบที่ทำการวิเคราะห์ ไม่สามารถทำ COP ถึงค่าดังกล่าวเลย ถ้าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ในระบบมีค่าไม่เท่ากับ 100% ดังนั้นถ้าเทคโนโลยียังไม่สามารถสร้างอุปกรณ์ให้มีประสิทธิภาพ 100% ได้ จึงไม่ควรนำมาอากาศมาเป็นสารทำความเย็นในเครื่องทำความเย็นในบ้าน แต่อาจนำไปประยุกต์ใช้ในระบบที่ต้องการ พลังงานความร้อนร่วมกับความเย็น เพราะความร้อนที่ระบายทิ้งมีอุณหภูมิสูงกว่า 100 องศาเซลเซียส แต่เครื่องอัดอากาศและกังหันอาจต้องมีปริมาณอัตราการไหลของมวลสูงเพื่อให้ได้ปริมาณความร้อนและความเย็นที่ต้องการ

รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

ฤชากร จีรกาลวสาน. อุณหพลศาสตร์. กรุงเทพมหานคร: จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.

มนตรี พิรุณเกษตร. อุณหพลศาสตร์1. กรุงเทพมหานคร: วิทยพัฒน์, 2542.

มนตรี พิรุณเกษตร. อุณหพลศาสตร์2. กรุงเทพมหานคร: วิทยพัฒน์, 2542.

ภาษาอังกฤษ

Frank P. Incropera and David P. Dewitt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 4th edition. USA. John Wiley and Sons, 1996

Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke and Gordon J. Van Wylen. Fundamentals of Thermodynamics. 5th edition. USA. John Wiley and Sons, 1998.

Marcel J.E. Verschoor. Guidelines for the Application and Design of Air Cycle Systems for Heating, Ventilating, and Air Conditioning in Buildings. Netherlands. 2001

The Garrett Performance Team. Performance Products Catalog. USA.

The Toyota Team. Training Manual: Turbocharger and Supercharger. Japan. 1991

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บรรณานุกรม

ภาษาไทย

มนตรี พิรุณเกษตร. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพมหานคร: วितยพัฒน์, 2542.

อัครเดช สีนฤภาค. การทำความเย็น. กรุงเทพมหานคร: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2544.

ชูชัย ต. ศิริวัฒนา. การทำความเย็นและการปรับอากาศ. กรุงเทพมหานคร: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย - ญี่ปุ่น), 2546

ภาษาอังกฤษ

ASHRAE. 2001 ASHRAE Fundamental Handbook. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineerings, 2001.

E.T. Vincent. Supercharging the Internal Combustion Engine. USA. Mcgraw-Hill, 1948.

N.A. Cumpsty. Compressor Aerodynamics. Singapore. Longman Scientific & Technical, 1989.

M. Theodore Gresh. Compressor Performance: Selection, Operation, and Testing of Axial and Centrifugal Compressors. USA. Butterworth-Heinemann, 1991.

N. Watson and M.S. Janota. Turbocharging the Internal Combustion Engine. Hong Kong. Macmillan, 1982.

Shigeyasu Nakanishi, Yoichi Shiomi, Hiroaki Kutsuna and Daigo Yamashita. Thermodynamic Analyses of Air Refrigerators, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, pp.181-186. Japan, 2002.

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

ชื่อ-สกุล	นายมนัสชัย คงรักษ์กวิน	
วันและสถานที่เกิด	วันพุธที่ 30 พฤษภาคม พ.ศ. 2522	ณ จ.ราชบุรี
ประวัติการศึกษา	<ul style="list-style-type: none"> - ปี พ.ศ. 2540 สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจาก โรงเรียนเตรียมอุดมศึกษา กรุงเทพฯ - ปี พ.ศ. 2544 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตร บัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ - ปี พ.ศ. 2544 เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตร มหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ 	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย