

การศึกษาระบบทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น A Study on Refrigeration System using Air as a Refrigerant

มนัสชัย คงรักษ์กวิน¹ เชิดพันธ์ วิฑูราภรณ์²

ห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีอาคารและสิ่งแวดล้อม ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถ.พญาไท ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

โทร 0-2218-6594 โทรสาร 0-252-2889 E-mail: mckwinn@hotmail.com¹, chirdpun@hotmail.com²

Manatchai Kongrakkawin¹ and Chirdpun Vitooraporn²

Building Technology and Environmental Laboratory, Department of Mechanical Engineering,

Faculty of Engineering, Chulalongkorn University, Bangkok, 10330, Thailand

Tel: 0-2218-6594 โทรสาร 0-252-2889 E-mail: mckwinn@hotmail.com¹, chirdpun@hotmail.com²

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาแบบทำความเย็นโดยใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น โดยได้นำเสนอเป็นสองส่วน ส่วนที่หนึ่งเป็นการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่อสมรรถนะการทำความเย็น(COP) ภาระทางความร้อนที่ได้ การระบายความร้อน และสร้างสมการที่ใช้ทำนายอุณหภูมิแต่ละจุด ภาระทางความร้อนที่ได้ การระบายความร้อนและสมรรถนะทำความเย็นในทอมของพารามิเตอร์ต่างๆในระบบ โดยระบบที่นำเสนอได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งขั้น และระบบทำความเย็นแบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น ส่วนที่สองเป็นการสร้างต้นแบบเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการนำระบบมาใช้จริงในทางปฏิบัติ โดยระบบทำความเย็นที่สร้างขึ้นมาคือ ระบบเปิดอัดสองขั้นแบบไม่มีการระบายความร้อนระหว่างการอัด จากการทดลองพบว่าอุณหภูมิอากาศที่ทำได้ อยู่ที่ 20 องศาเซลเซียส เมื่อทดลองที่อุณหภูมิบรรยากาศ 32 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ที่ 54.4%RH อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งมีค่าเท่ากับ 1.75 ในขณะที่การอัดขั้นที่สองเกิดขึ้นน้อยมาก

Abstract

This paper presents a study on the refrigeration system using air as a refrigerant. The paper is divided into 2 parts. The first part presents the study on the effect of parameters on the coefficient of performance (COP), the cooling capacity, and the condensing heat load. The equations are developed to determine the temperature at each point in the system, the cooling capacity, the condensing heat load and the coefficient of performance in term of parameters involved in the system. The air refrigeration system studied are as follow; one stage closed and open system,

two stage closed and open system. The second part presents the construction on the prototype of air refrigeration unit. This is to verify the possibility to use the system in practice. The air refrigeration unit constructed is the two stage open system without inter-cooling. Results from the preliminary running of the unit shows that the air temperature is reduced to 20°C when the ambient air temperature is 32°C. The first stage compression ratio is 1.75 while the second stage compression is rarely occurred.

1. บทนำ

การใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่จะบรรเทาปัญหาอุณหภูมิโลกสูงขึ้นและช่วยให้คุณภาพสิ่งแวดล้อมดีขึ้น บทความนี้จึงนำเสนอการวิเคราะห์ระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น เพื่อศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบ และใช้เป็นแนวทางในการศึกษาความเป็นไปได้ในการสร้างเครื่องต้นแบบระบบทำความเย็น ทั้งนี้ ระบบทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นจะใช้หลักการของการขยายตัวของอากาศผ่านกังหัน ภายใต้วัฏจักรไบรตันแบบย้อนกลับ

2. การศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ และการหาสมการทำนายอุณหภูมิและสมรรถนะการทำความเย็น

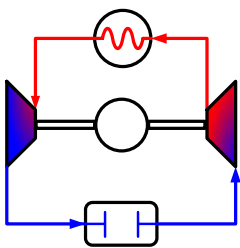
2.1 สมมติฐานในการวิเคราะห์

1. อากาศที่ใช้เป็นสารทำความเย็นมีพฤติกรรมเหมือนก๊าซอุดมคติ และมีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ตลอดวัฏจักร รวมทั้งอัตราการไหลเชิงมวลขาเข้าเท่ากับขาออก

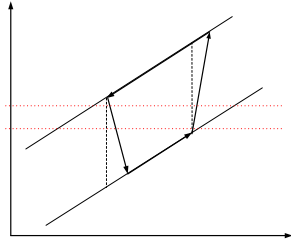
- กระบวนการอัดและขยายตัวของอากาศเป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก และประสิทธิภาพของมันบ่งถึงสมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์
- ความดันขาเข้าเครื่องอัดอากาศและขาออกจากกังหัน มีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ
- อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าและออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- สารหล่อเย็นในการระบายความร้อนเป็น อากาศจากสิ่งแวดล้อมโดยมีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ และเท่ากับของอากาศที่ใช้เป็นสารทำความเย็น
- ไม่คิดการสูญเสียความร้อนและความดันลดใน อุปกรณ์ต่างๆ รวมทั้งท่อ และข้อต่อ
- งานที่ได้จากกังหัน สำหรับระบบอัดหนึ่งชั้นจะช่วยขับเครื่องอัดอากาศ สำหรับระบบอัดสองชั้นจะขับเครื่องอัดชั้นที่สอง

2.2 ระบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งชั้น

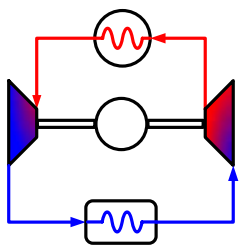
ระบบประกอบด้วย มอเตอร์ เครื่องอัดอากาศที่มีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ η_c อุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ ϵ_{CO} กังหันที่มีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ η_T และส่วนทำความเย็นที่มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ ϵ_{RC}



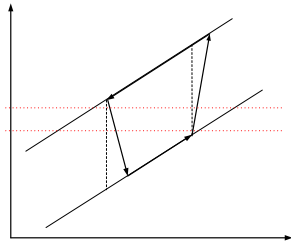
รูปที่ 1 แผนผังระบบเปิดอัดหนึ่งชั้น



รูปที่ 2 T-S ไดอะแกรมสำหรับระบบเปิดอัดหนึ่งชั้น



รูปที่ 3 แผนผังระบบปิดอัดหนึ่งชั้น



รูปที่ 4 T-S ไดอะแกรม สำหรับระบบปิดอัดหนึ่งชั้น

สมการทำนายอุณหภูมิ ภาระทางความร้อน และสมรรถนะทำความเย็น ในเทอมของพารามิเตอร์ในระบบ คือ

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

$$T_2 = \frac{\alpha \beta (1 - \epsilon_{RC}) \epsilon_{CO} T_H + \beta \epsilon_{RC} T_L}{\theta} \quad (2)$$

$$T_3 = \frac{\beta (1 - \epsilon_{CO}) \epsilon_{RC} T_L + \eta_c \epsilon_{CO} T_H}{\theta} \quad (3)$$

$$T_4 = \frac{\alpha \beta (1 - \epsilon_{CO}) \epsilon_{RC} T_L + \alpha \eta_c \epsilon_{CO} T_H}{\theta} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{m}C}{\theta} [\alpha \beta (\epsilon_{CO} - 1) \epsilon_{RC} T_L + \eta_c \epsilon_{RC} (T_L - \alpha \epsilon_{CO} T_H)] \quad (5)$$

$$COP = \frac{[\alpha \beta (\epsilon_{CO} - 1) \epsilon_{RC} T_L + \eta_c \epsilon_{RC} (T_L - \alpha \epsilon_{CO} T_H)]}{\left\{ (\eta_c - \beta) [\alpha (1 - \epsilon_{RC}) \epsilon_{CO} T_H + \epsilon_{RC} T_L] - (1 - \alpha) [\beta (1 - \epsilon_{CO}) \epsilon_{RC} T_L - \eta_c \epsilon_{CO} T_H] \right\}} \quad (6)$$

เมื่อ

$$\chi = (CR)^{\frac{k-1}{k}} = (ER)^{\frac{k-1}{k}}$$

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

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

$$\theta = \eta_c - \alpha \beta (1 - \epsilon_{CO}) (1 - \epsilon_{RC})$$

โดย T_i = อุณหภูมิ ณ จุดต่าง ๆ ในวัฏจักร

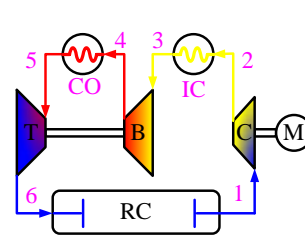
Q_L = ภาระการทำความเย็นที่ได้

CR = อัตราส่วนกำลังอัด

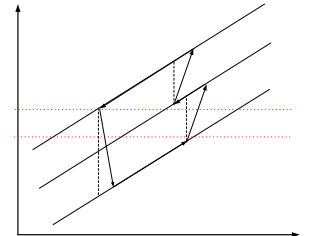
ER = อัตราส่วนกำลังขยาย

2.3 ระบบเปิด/ปิด อัดสองชั้น

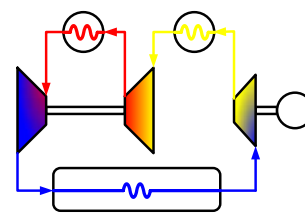
ระบบประกอบด้วย มอเตอร์ เครื่องอัดอากาศที่มีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ η_c อุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัดที่มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ ϵ_{IC} ชุดอัดและขยายอากาศที่มีค่าประสิทธิภาพด้านอัดเท่ากับ η_B และมีค่าประสิทธิภาพด้านขยายเท่ากับ η_T และส่วนทำความเย็นที่มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ ϵ_{RC}



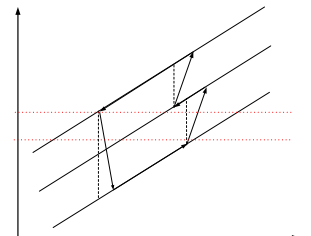
รูปที่ 5 แผนผังระบบเปิดอัดสองชั้น



รูปที่ 6 T-S ไดอะแกรมสำหรับระบบเปิดอัดสองชั้น



รูปที่ 7 แผนผังระบบปิดอัดสองชั้น



รูปที่ 8 T-S ไดอะแกรมสำหรับระบบปิดอัดสองชั้น

สมการทำนายอุณหภูมิ ภาระทางความร้อน และสมรรถนะทำความเย็น ในเทอมของพารามิเตอร์ในระบบ คือ

$$T_1 = \frac{\gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) + \eta_B \varepsilon_{RC} T_L}{\theta} \quad (7)$$

$$T_2 = \frac{\alpha \eta_B}{\eta_C \theta} [\gamma \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) + \varepsilon_{RC} T_L] \quad (8)$$

$$T_3 = \left\{ \frac{\alpha \gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (1 - \varepsilon_{IC}) + \alpha \eta_B \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{IC}) + \eta_B \eta_C \varepsilon_{IC} T_H - \beta \gamma \eta_C \varepsilon_{IC} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) (1 - \varepsilon_{CO})}{\eta_C \theta} \right\} \quad (9)$$

$$T_4 = \frac{\beta \gamma \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) + \beta \varepsilon_{RC} T_L}{\theta} \quad (10)$$

$$T_5 = \frac{\beta \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) + \eta_B \varepsilon_{CO} T_H}{\theta} \quad (11)$$

$$T_6 = \frac{\beta \gamma \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) + \gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H}{\theta} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{m} C_p}{\theta} \left[\frac{\gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) + \eta_B \varepsilon_{RC} T_L - \beta \gamma \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) - \gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H}{\theta} \right] \quad (13)$$

$$COP = \frac{\eta_C}{\eta_B (\alpha - \eta_C)} \left[\frac{\gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) + \eta_B \varepsilon_{RC} T_L - \beta \gamma \varepsilon_{RC} T_L (1 - \varepsilon_{CO}) - \gamma \eta_B \varepsilon_{CO} T_H}{\gamma \varepsilon_{CO} T_H (1 - \varepsilon_{RC}) + \varepsilon_{RC} T_L} \right] \quad (14)$$

เมื่อ

$$\chi = (CR)^{\frac{k-1}{k}}, \quad \alpha = \eta_C + \chi - 1$$

$$\psi = (BR)^{\frac{k-1}{k}}, \quad \beta = \eta_B + \psi - 1$$

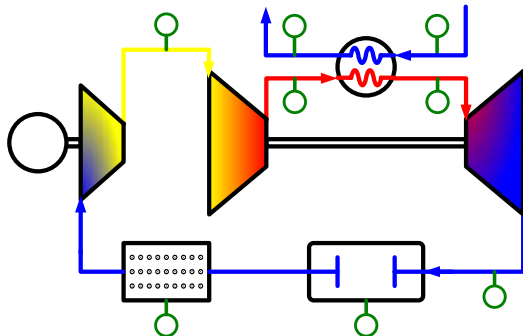
$$\zeta = (ER)^{\frac{k-1}{k}}, \quad \gamma = 1 - \eta_T + \eta_T \zeta^{-1}$$

$$\zeta = \chi \psi, \quad \theta = \eta_B - \beta \gamma (1 - \varepsilon_{CO}) (1 - \varepsilon_{RC})$$

โดย $BR =$ อัตราส่วนกำลังอัดขั้นที่ 2

3. การสร้างต้นแบบเครื่องทำความเย็น

ระบบที่ใช้คือ ระบบเปิด อัดสองขั้น โดยไม่มีการระบายความร้อนระหว่างการอัด ดังรูปที่ 9



รูปที่ 9 แผนภาพระบบที่ใช้สร้างต้นแบบเครื่องทำความเย็น



รูปที่ 10 ต้นแบบเครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศเป็นสารทำความเย็น

อุปกรณ์หลักในต้นแบบเครื่องทำความเย็น

3.1 เครื่องอัดอากาศ ดัดแปลงมาจากซูเปอร์ชาร์จเจอร์ในรถยนต์โตโยต้า รุ่น MR-2 เครื่องยนต์บล็อก 1A-GZE ปี85-89 มีปริมาตร 1420 ลบ.ซม. ติดตั้งพร้อมคลัตช์แม่เหล็ก ดังรูปที่ 11



รูปที่ 11 เครื่องอัดอากาศ

3.2 ชุดอัด/ขยายอากาศ ดัดแปลงมาจากเทอร์โบชาร์จเจอร์ในรถยนต์เป็นของยี่ห้อ Garrett รุ่น GT15 ชนิดเวสต์เกต ดังรูปที่ 12



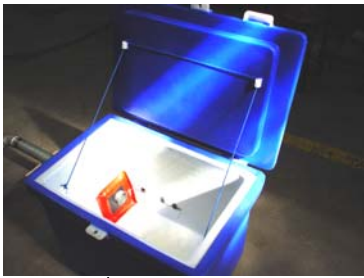
รูปที่ 12 ชุดอัด/ขยาย อากาศ

3.3 อุปกรณ์ระบายความร้อน ดัดแปลงมาจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับสารทำความเย็น R-22 ให้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศ ดังรูปที่ 13



รูปที่ 13 อุปกรณ์ระบายความร้อน

3.4 ส่วนทำความเย็น ตัดแปลงมาจากถังน้ำแข็งขนาด 100 ลิตร ดังรูปที่ 14



รูปที่ 14 ส่วนทำความเย็น

3.5 ชุดกรองอากาศ ประกอบด้วยท่อลมสังกะสีขนาดหน้าตัด 32x32 ซม. ยาว 50 ซม. ซึ่งทำความลาดชันของหน้าตัดสู่หน้าตัดวงกลม ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 2 นิ้ว และ แผ่นกรองอากาศอลูมิเนียมขนาดหน้าตัด 32x32 ซม. ดังรูปที่ 15



รูปที่ 15 ชุดกรองอากาศ

3.6 มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ ยี่ห้อ MITSUBISHI รุ่น SF-E มีกำลังขนาด 5 แรงม้า 3 เฟส 380 โวลท์ 8.3 แอมแปร์ ดังรูปที่ 16

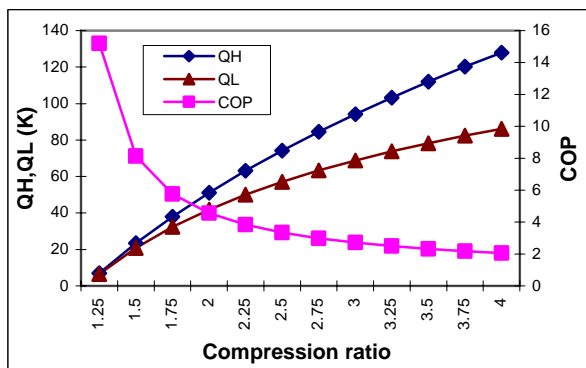


รูปที่ 16 มอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดอากาศ

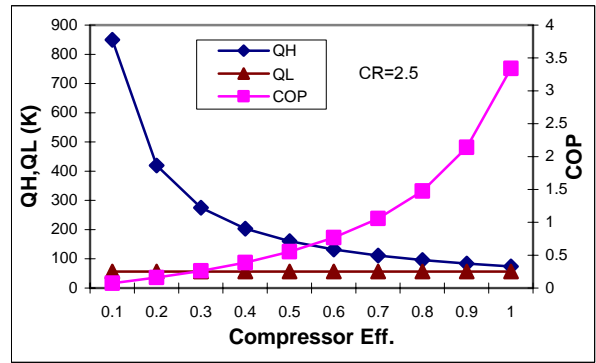
4. ตัวอย่างผลลัพธ์และการวิเคราะห์

4.1 ผลลัพธ์ที่ได้จากการศึกษาวิจัยทางทฤษฎี

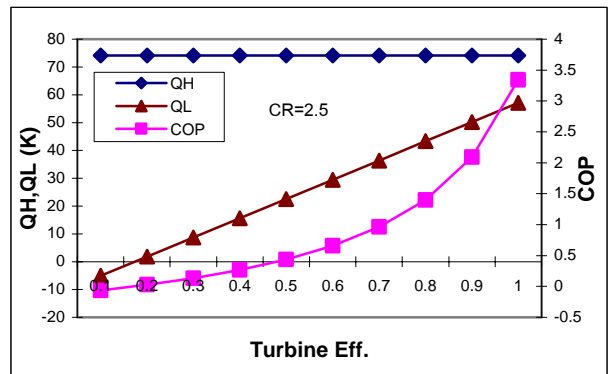
ผลลัพธ์ที่ได้เป็นการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆ โดยที่พารามิเตอร์ตัวอื่นที่ไม่ได้กำลังศึกษามีประสิทธิภาพ 100%



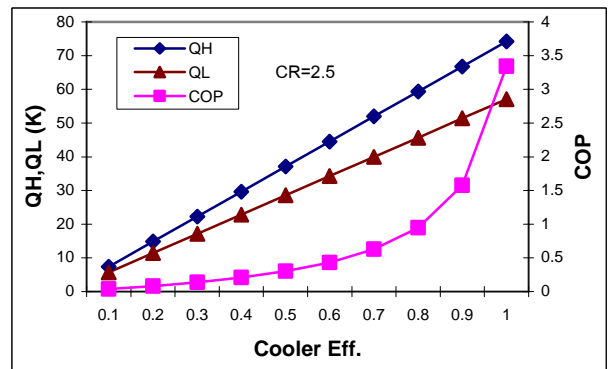
รูปที่17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนกำลังอัดต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็นและสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งขั้น



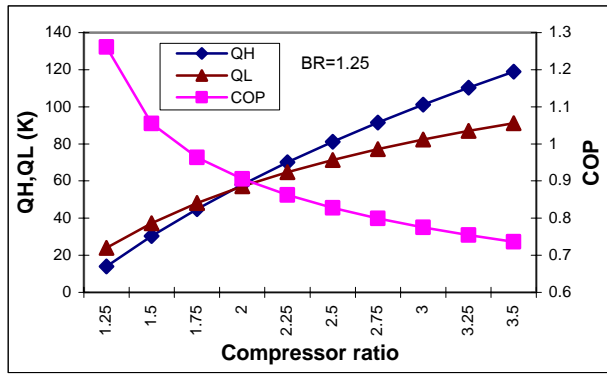
รูปที่18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็นและสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งขั้น



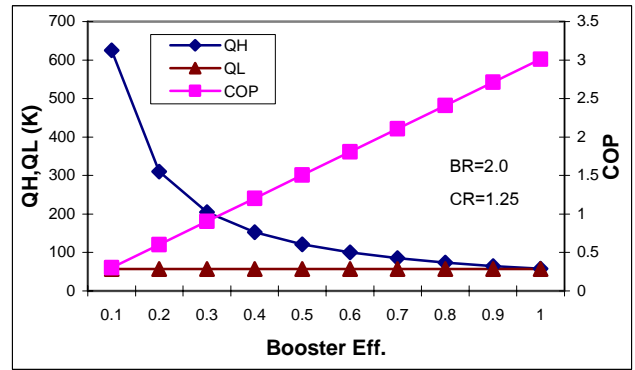
รูปที่19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของกังหันต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็นและสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งขั้น



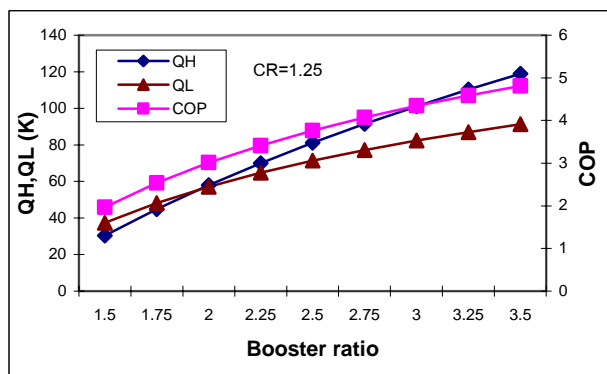
รูปที่20 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน ภาวะการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งขั้น



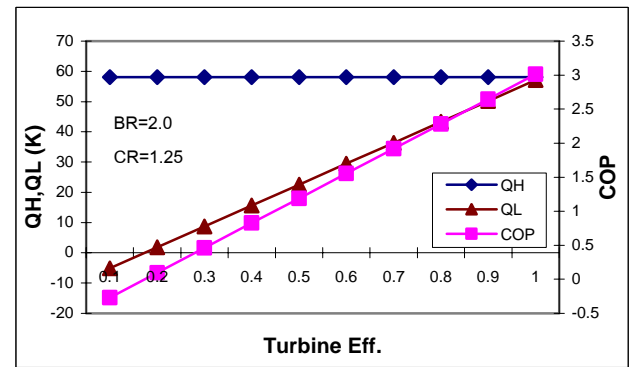
รูปที่ 21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น



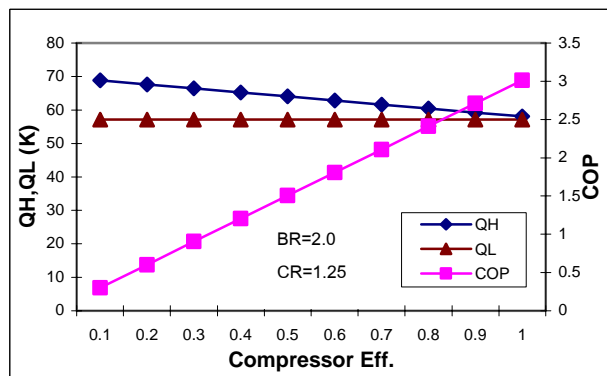
รูปที่ 24 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของการอัดขั้นที่สองต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น



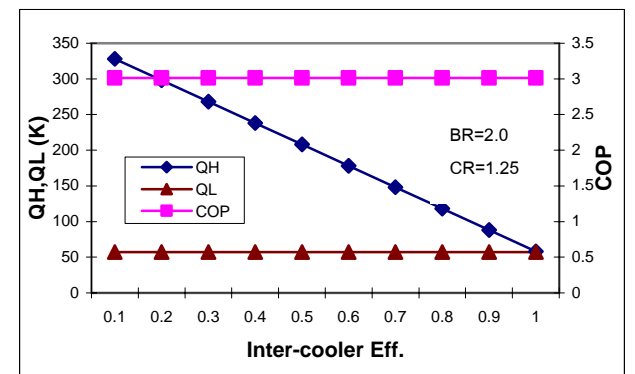
รูปที่ 22 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดขั้นที่สองต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น



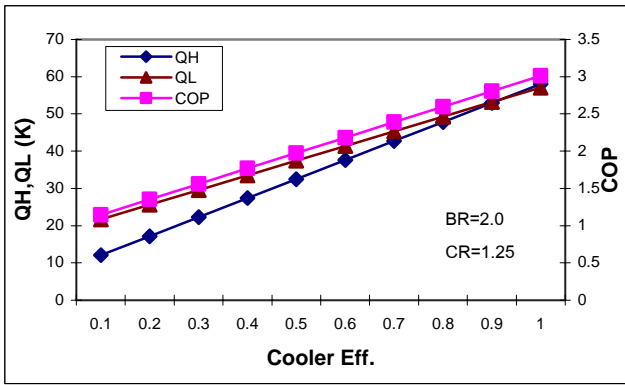
รูปที่ 25 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของกังหันต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น



รูปที่ 23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของการอัดขั้นที่หนึ่งต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น



รูปที่ 26 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของอุปกรณ์ระบายความร้อนระหว่างการอัดต่อภาระทางความร้อน ภาระการทำความเย็น และสมรรถนะการทำความเย็น สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น



รูปที่ 27 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของอุปกรณ์ระบายความร้อนต่อการระบายความร้อน ภาระการทำความร้อน และสมรรถนะการทำความร้อน สำหรับระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น

4.2 ผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองเดินเครื่องต้นแบบเครื่องทำความเย็น

ตารางที่ 1 แสดงผลการทดลองเดินเครื่อง

	t=0 sec.	t=15 sec.	t=60 sec	t=120 sec
T ₁ (°C)	31.9	32.0	31.9	31.8
T ₂ (°C)	32.0	71.2	78.4	102.0
T ₃ (°C)	32.0	67.1	75.7	104.1
T ₄ (°C)	31.9	33.0	33.7	34.0
T ₅ (°C)	31.9	21.0	20.2	20.2
T ₆ (°C)	31.9	26.5	24.9	23.4
T ₇ (°C)	30.0	30.0	30.0	30.0
T ₈ (°C)	30.3	31.3	32.2	32.3
P ₂ (psig)	0	11.0	11.0	10.5
P ₃ (psig)	0	11.0	11.0	10.5
P ₄ (psig)	0	3.0	3.0	2.5
N (RPM)	0	4070	4004	3846
I ₁ (A)	0	18.87	19.03	19.07
I ₂ (A)	0	18.33	18.97	19.01
I ₃ (A)	0	18.92	19.03	19.27
$\dot{m}_{air,in}$ (g/s)	0	95.76	90.98	83.79
$\dot{m}_{air,out}$ (g/s)	0	50.94	48.10	45.26
\dot{m}_w (kg/s)		0.3		
RH%		54.4		

4.3 การวิเคราะห์

4.3.1 ระบบเปิด/ปิด อัดหนึ่งขั้น (รูปที่ 17-รูปที่ 20)

จากกราฟจะเห็นว่าการเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีค่าประสิทธิภาพสูงขึ้น จะทำให้ได้สมรรถนะของการทำความเย็นที่ดีขึ้น ขณะที่การเดินเครื่องที่อัตราส่วนกำลังอัดสูงจะส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นลดลง ทั้งนี้ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อนจะมีผลกระทบต่อภาระระบายความร้อนและภาระการทำความร้อนควบคู่กันไปในทิศทางเดียวกับสมรรถนะการทำความเย็น ในขณะที่ค่าประสิทธิภาพของเครื่องอัด

อากาศเพิ่มขึ้นจะทำให้การระบายความร้อนลดลง เนื่องจากผลต่างของอุณหภูมิในระหว่างคู่ความดันเดียวกันต่ำลง ในทางตรงกันข้าม ค่าประสิทธิภาพของกังหันที่เพิ่มขึ้นทำให้ภาระทำความเย็นที่ได้เพิ่มขึ้น อันเป็นผลมาจากผลต่างของอุณหภูมิในระหว่างคู่ความดันเดียวกันเพิ่มขึ้น

การเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดจะทำให้สมรรถนะการทำความเย็นลดลงอย่างรวดเร็ว ในช่วงแรกเนื่องจากภาระการทำความร้อนและการระบายความร้อนมีอัตราการเพิ่มไม่ต่างกันมาก แต่เมื่ออัตราส่วนการอัดมีค่าสูงขึ้น อัตราการเพิ่มของการระบายความร้อนจะสูงกว่าภาระการทำความร้อนมาก ส่งผลให้สมรรถนะทำความเย็น จะมีค่าอยู่ๆลดลง

4.3.2 ระบบเปิด/ปิด อัดสองขั้น (รูปที่ 21-รูปที่ 27)

อัตราส่วนการอัดขั้นแรกมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นลดลง ตรงข้ามกับอัตราส่วนการอัดขั้นที่สอง เนื่องจากงานที่ขับเคลื่อนอัดอากาศขั้นที่สองเป็นงานที่ต้องใช้จากภายนอกระบบ แต่งานที่ขับเคลื่อนอัดอากาศขั้นที่สอง เป็นงานที่ได้จากกังหันและยังทำให้อัตราส่วนการขยายตัวเพิ่มขึ้นอีกด้วย ส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้นในทุกช่วงอัตราส่วนการอัดขั้นที่สอง แต่ประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศขั้นที่สองมีผลกับการระบายความร้อนที่ต้องระบายออก ประสิทธิภาพยังมีค่าต่ำ การระบายความร้อนยิ่งสูง แต่โดยรวมทุกอุปกรณ์หากมีค่าประสิทธิภาพสูง COP ของระบบจะสูงขึ้นตาม

4.3.3 การทดลองเดินเครื่องต้นแบบเครื่องทำความเย็น (ตารางที่ 1)

เครื่องต้นแบบที่สร้างขึ้นสามารถทำอุณหภูมิอากาศให้ต่ำลงอยู่ที่ประมาณ 20 องศาเซลเซียส จากอุณหภูมิบรรยากาศประมาณ 32 องศาเซลเซียส ถึงแม้ว่าสมรรถนะในการทำความเย็นจะต่ำมาก แต่เป็นเพราะอุปกรณ์ที่นำมาสร้างชุดทดลองเป็นเพียงอุปกรณ์อื่นที่มีหลักการทำงานเช่นเดียวกับอุปกรณ์ที่ต้องการ และถูกนำมาดัดแปลง เพื่อให้เห็นถึงความเป็นไปได้ของเครื่องทำความเย็นชนิดนี้

จากการวัดอัตราไหลเชิงมวลของอากาศพบว่าค่าอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเข้ามากกว่าขาออก จากการตรวจสอบในเบื้องต้นพบว่าสาเหตุน่าจะมาจากการที่อากาศสูญเสียความดันค่อนข้างสูงที่บริเวณอุปกรณ์ระบายความร้อน ทำให้อากาศส่วนหนึ่งสูญเสียพลังงานและไม่สามารถพาตัวเองไหลอย่างต่อเนื่องออกจากเครื่องระบายความร้อนและเข้าสู่กังหันได้ รวมทั้งการรั่วไหลของอากาศระหว่างข้อต่อของท่อ ทำให้มวลของอากาศและความดันที่มีอยู่ไม่มากพอที่จะทำให้กังหันขับเคลื่อนอัดอากาศขั้นที่สองจนเกิดอัตราส่วนการอัดขึ้น (ความดันภายหลังการอัดไม่เปลี่ยนแปลง) นอกจากนี้ จากการตรวจวัดปริมาณกระแสไฟฟ้าของมอเตอร์ พบว่ามอเตอร์กินกระแสไฟมากกว่าปกติ ซึ่งน่าเป็นหลักฐานสอดคล้องกับกรณีที่อัตราการไหลเชิงมวลไม่เท่ากัน

5. สรุป

จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎี ได้ข้อสรุปดังนี้

(1) อัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้การระบายความร้อนและภาระทางความเย็นที่ได้เพิ่มขึ้น แต่สมรรถนะการทำความเย็นลดลง เนื่องจากอัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้น จะเพิ่มการระบายความร้อนใน

ปริมาณที่มากกว่าภาระทางความเย็นที่ได้ อัตราส่วนการอัดที่เหมาะสม จึงขึ้นอยู่กับภาระทางความเย็นที่ต้องการ

(2) เพื่อให้ได้สมรรถนะการทำความเย็นที่สูงเพียงพอ จำเป็นต้องมี อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพสูง

(3) อัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นลดลง ซึ่งตรงข้ามกับอัตราส่วนการอัดขั้นที่สอง

(4) ณ อัตราส่วนการอัดที่เท่ากัน ระบบอัดสองขั้นไม่จำเป็นต้องมีสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงกว่าระบบอัดขั้นเดียว ขึ้นอยู่กับการเลือกอัตราส่วนการอัดขั้นที่หนึ่งและสองอย่างเหมาะสม

(5) ประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศขั้นที่สอง มีผลต่อการระบายความร้อนมากกว่าประสิทธิภาพเครื่องอัดอากาศขั้นที่หนึ่ง

(6) ประสิทธิภาพของกังหันส่งผลต่อภาระทางความเย็นที่ได้และสมรรถนะการทำความเย็น แต่ไม่ส่งผลกับการระบายความร้อน

(7) ประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศส่งผลต่อการระบายความร้อนและสมรรถนะการทำความเย็น แต่ไม่ส่งผลกับภาระทางความเย็นที่ได้

(8) การใช้อากาศเป็นสารทำความเย็นได้อย่างมีประสิทธิภาพ จำเป็นต้องมีอุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพสูง ถึงจะคุ้มค่าในทางปฏิบัติ

ผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองเดินเครื่องต้นแบบเครื่องทำความเย็นชี้ให้เห็นว่ายังต้องมีการแก้ไขปรับปรุงเครื่องต้นแบบดังกล่าวโดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนของเครื่องระบายความร้อนซึ่งเป็นต้นเหตุของปัญหาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เพื่อแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นในการอัดขั้นที่สองรวมทั้งปัญหาการกินกระแสไฟฟ้าที่เกินของมอเตอร์ ก่อนที่จะทำการทดลองต่อไปเพื่อเปรียบเทียบผลกับข้อสรุปที่ได้ทางทฤษฎี

6. เอกสารอ้างอิง

[1] S. Nakanishi, Y. Shiomi and H. Kutsuna, "Thermodynamic Analyses of Air Refrigerators", Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, 2002, p181-186.

(2) Marcel J.E. Verschoor. "Guidelines for the Application and Design of Air Cycle Systems for Heating, Ventilating and Air Conditioning in Building", The Netherlands, TNO Enviromnet, Energy and Process Innovation, 2001.

(3) Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen, "Fundamentals of Thermodynamics", 5th ed. Wiley, 1998.