การออกแบบและสร้างฮีทปั๊ม ชนิดปรับความเร็วรอบได้เพื่อการอุ่นอากาศจ่าย

Design and Construction of Variable Speed Heat Pump for Supply Air Reheat

กฤตมุข วงศ์ประเสริฐ[1*] ตุลย์ มณีวัฒนา[1]

Krittamuk Wongprasert[1*], Tul Manewattana[1]

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ 10330

[1]*w_krittamuk@hotmail.com, [1]tul.m@chula.ac.th

[1]*www.leafheatpump.com

บทคัดย่อ

อากาศบริสุทธิ์ที่ถูกเติมให้กับห้องปรับอากาศในบางครั้งจำเป็นจะต้องปรับเปลี่ยนอุณหภูมิให้เหมาะสมโดยการทำให้อากาศอุ่นขึ้น แต่เดิมนั้นมักจะใช้ ขดลวดต้านทานไฟฟ้า คอยล์ไอน้ำหรือน้ำร้อน เป็นต้น ซึ่งไม่เป็นการประหยัดพลังงาน การอุ่นอากาศจ่ายที่มีประสิทธิภาพสูงกว่าและสามารถควบคุมได้ง่ายกว่ามักจะใช้ระบบฮีทปั๊ม

ปัจจุบันเทคโนโลยีในการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ได้รับการพัฒนาไปมาก การนำเอาเทคโนโลยีนี้มาใช้กับระบบฮีทปั๊มจะทำให้สามารถประหยัดพลังงานเพิ่มเติมได้ขึ้นอีก งานวิจัยนี้คือการออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อการอุ่นอากาศจ่าย โดยอุปกรณ์หลักของเครื่องฮีทปั๊มนี้ ประกอบไปด้วย คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบพร้อมชุดควบคุมแบบ BLDC Motor Drive คอยล์ระเหย (Evaporator) คอยล์ควบแน่น (Condenser) วาล์วปรับความดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Expansion Valve) ซึ่งคอมเพรสเซอร์จะถูกปรับความเร็วรอบให้สามารถสร้างความร้อนเพื่อใช้ในการอุ่นอากาศได้ตามที่ต้องการ ส่วนความเย็นที่ได้จากคอยล์ระเหยเป็นส่วนที่ไม่ได้จำกัดว่าจะต้องได้มากเพียงใด แต่สามารถช่วยในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศจ่ายได้ในระดับหนึ่ง

หลังจากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องดังกล่าว โดยอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศขาเข้าเครื่องมีค่าเท่ากับ 9.4 10.5 และ 11.7^{o}C พบว่าการใช้ระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ สามารถประหยัดพลังงานได้มากกว่าการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้าถึง

ร้อยละ 84.0 85.6 และ 87.6 ตามลำดับ โดยข้อเสียของระบบนี้คือจะต้องใช้ชุดควบคุมชนิด BLDC Motor Drive ที่ยุ่งยากซับซ้อนและมีต้นทุนในการผลิตที่สูง

คำสำคัญ: ฮีทปั๊ม, การปรับความเร็วรอบ, การอุ่นอากาศ

Abstract

Fresh air is supplied to air conditioned space sometime needs to be reheated to suit room required conditions. In the past, electric heater, steam or hot water coil are mostly used for this purpose even though they are not energy efficient. Heat pump is a more favorable means to do this reheating with better control and more energy efficient.

Nowadays, variable speed compressors technology has been improved significantly. Applying this technology to heat pump for reheat could further improve energy efficiency of a system. This study focus on the design and construction of heat pump using variable speed compressor for supply air reheat. Main equipment of system are consisted of variable speed compressor with BLDC motor drive controller, evaporator coil, condenser coil and electronic expansion valve. Variable speed drive of a compressor will be controlled to generate heat at the condenser exactly as required by the supply air temperature. Cooling effect from evaporator is just a byproduct from heat pump. It is not a control parameter. However it can help bringing down the dew point of supply air a little further.

After the unit performance tested at dew point of inlet air is 9.4, 10.5 and 11.7^{O}C. Results show that the variable speed heat pump could energy save 84.0%, 85.6% and 87.6%, respectively compared with air electric heater. Disadvantage of this system is a more complex BLDC motor drive controller and high cost for construction.

Keywords: heat pump, variable speed drive, air reheat

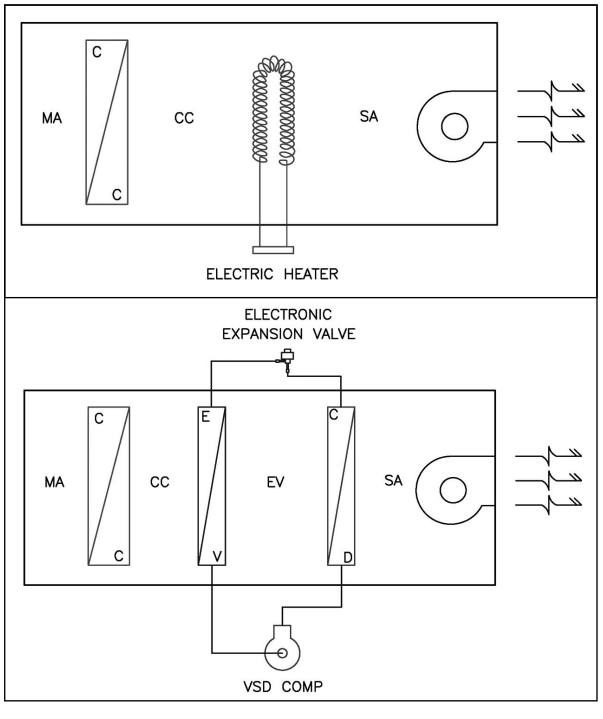
บทนำ

ในกระบวนการปรับสภาวะอากาศที่มีความต้องการในการควบคุมความชื้นนั้น อากาศจ่ายจากเครื่องส่งลมเย็น มีความจำเป็นที่จะต้องได้รับการอุ่น (Reheat) ก่อนจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ ในอดีตการอุ่นอากาศนี้มักใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า (Electric Heater) (ดังแสดงในภาพที่ 1) เพราะมีราคาถูกและง่ายต่อการใช้งาน แต่มีข้อเสียที่สำคัญคือสิ้นเปลืองพลังงานมาก ระบบฮีทปั๊มเป็นเทคโนโลยีที่ให้ผลในการประหยัดในการทำความร้อน (ในลักษณะนี้) สูงสุด ประกอบกับในปัจจุบันสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์ชนิดปรับเปลี่ยนความเร็วรอบ เริ่มมีความคุ้มทุนทางเศรษฐกิจ ดังนั้นการนำเอาคอมเพรสเซอร์ชนิดนี้มาประยุกต์เข้ากับหลักการทำงานของระบบฮีทปั๊มอาจทำให้เราได้เครื่องอุ่นอากาศที่มีความสามารถในการประหยัดพลังงานมากยิ่งขึ้น และอาจมีผลค้างเคียงในทางบวกในเรื่องอื่นๆ อีกด้วย

ในอดีตที่ผ่านมา มีนักวิจัยหลายท่านได้ทำการศึกษาค้นคว้าเกี่ยวกับระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบไว้อยู่บ้างแล้วอาทิเช่น Tassou Marquand และ Wilson [4] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของ

ระบบฮีทปั๊มระหว่างชนิดปรับความเร็วรอบได้กับชนิดความเร็วรอบคงที่ พบว่าระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบได้สามารถลดการใช้พลังงานลงได้ประมาณร้อยละ 10 เมื่อเปรียบเทียบกับชนิดความเร็วรอบคงที่ Tassou และ Qureshi [5] ได้ทำการทดสอบสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบได้แบบต่างๆ ทั้งแบบ Open-type Reciprocating Open-type Rotary Vane และแบบ Semi-hermetic Reciprocating พบว่าค่า COP ของระบบทุกแบบมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อมีการปรับลดความเร็วรอบ

ในงานวิจัยนี้ ทางคณะผู้วิจัยจึงมีความประสงค์ที่จะออกแบบ และสร้างเครื่องอุ่นอากาศ แบบฮีทปั๊มชนิดปรับเปลี่ยนความเร็วรอบได้ขึ้น เพื่อศึกษาถึงศักยภาพสำหรับในการอุ่นอากาศ ทดแทนการอุ่นอากาศด้วยวิธีการอื่นๆ แผนภูมิแสดงหลักการทำงานของเครื่องฮีทปั๊มดังกล่าวแสดงอยู่ในภาพที่ 2



ภาพที่ 1 การอุ่นอากาศด้วยขดลวดต้านทานไฟฟ้า
ภาพที่ 2 การอุ่นอากาศด้วยระบบฮีทปั๊ม

จุดเด่นที่สำคัญของฮีทปั๊มแบบนี้คือ

- ความสามารถในการปรับเปลี่ยนปริมาณการอุ่นอากาศได้ตามต้องการอย่างแม่นยำ โดยการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์
- คอยล์ระเหย (Evaporator Coil) ของระบบฮีทปั๊ม สามารถช่วยในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศให้ต่ำลงได้อีก ส่งผลให้ประสิทธิภาพในการควบคุมความชื้นทำได้ดียิ่งขึ้น

การออกแบบ

การออกแบบเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบได้เพื่อการอุ่นอากาศจ่ายนี้ สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วน คือ การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ และการเลือกอุปกรณ์ภายในเครื่อง รายละเอียดของแต่ละส่วนมีดังต่อไปนี้คือ

1. การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ

โดยปกติคอยล์น้ำเย็น (Chilled Water Coil) ของเครื่องส่งลมเย็นจะจ่ายอากาศออกมาที่อุณหภูมิประมาณ 10^{o}C (ที่จุด CC ในภาพที่ 3) และความต้องการในการอุ่นอากาศจะอยู่ที่ราว 16^{o}C ถึง 22^{o}C ขึ้นอยู่กับสภาวะโหลดของห้องปรับอากาศ (ในสภาวะ Full Load ความต้องการในการอุ่นอากาศจะมีน้อย คือประมาณ 16^{o}C ดังแสดงในภาพที่ 3 ส่วนในสภาวะ Part Load ความต้องการในการอุ่นอากาศจะมีมาก คือประมาณ 22^{o}C ดังแสดงในภาพที่ 4)

ปริมาณความร้อนที่ต้องใช้ในการอุ่นอากาศสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้คือ

$$kW_{RH} = (1.1 \times cfm \times \Delta T) / (3.41 \times 1000) \quad (1)$$

เมื่อ kW_{RH} คือ ปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ เป็น kW

cfm คือ ปริมาณลม เป็น cu.ft/min

ΔT คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศก่อนและหลังทำการอุ่น เป็น ^{O}F

ในงานวิจัยนี้ปริมาณลมจ่ายจะมีค่าอยู่ที่ 698 cfm เนื่องจากเป็นปริมาณลมจ่ายของอุปกรณ์พัดลมเดิมที่มีอยู่แล้วจากสมการ (1) และจากความต้องการในการอุ่นอากาศสูงสุด ซึ่งอยู่ที่ค่า $\Delta T = 22.0 - 10.0 = 12.0^{O}C = 21.6^{O}F$ ดังนั้นปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศจ่ายสูงสุดคือ

$$kW_{RH} = 1.1 \times 698 \times 21.6 / (3.41 * 1000)$$
$$= 4.86 \text{ kW}$$

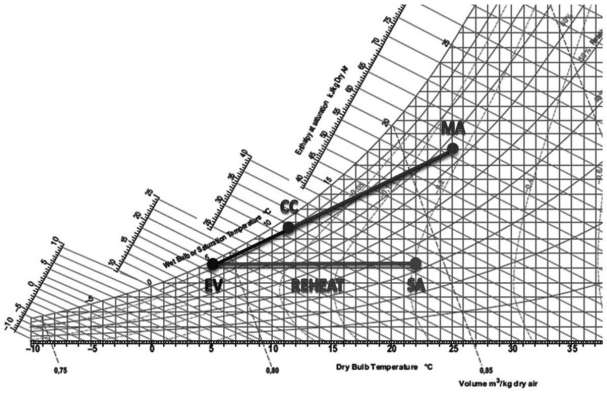
ส่วนความต้องการในการอุ่นอากาศต่ำสุดอยู่ที่ค่า $\Delta T = 16.0 - 10.0 = 6.0^{O}C = 10.8^{O}F$ ดังนั้นปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศจ่ายต่ำสุดคือ

$$kW_{RH} = 1.1 \times 698 \times 10.8 / (3.41 * 1000)$$
$$= 2.43 \text{ kW}$$

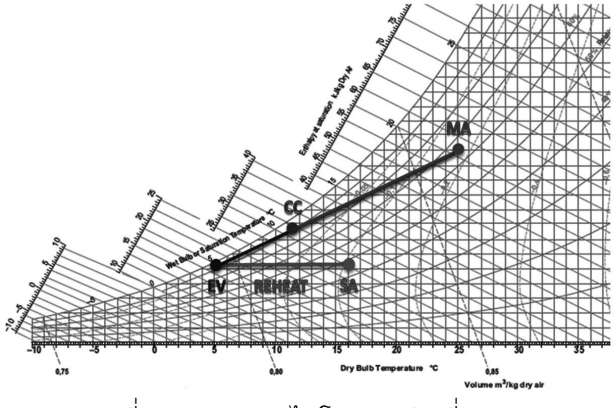
2. การเลือกขนาดของอุปกรณ์ภายในเครื่อง

การออกแบบและเลือกขนาดอุปกรณ์ของระบบฮีทปั๊มนี้ก็เหมือนกับการออกแบบระบบเครื่องทำความเย็น/ร้อน ทั่วไป กล่าวคือต้องพิจารณากำหนดอุณหภูมิและความดันของวัฏจักรบนแผนภาพ P-h ไดอะแกรม ของสารทำความเย็นที่ใช้ในระบบ แล้วทำการเลือกอุปกรณ์ต่างๆให้สัมพันธ์กัน เพื่อให้สามารถคายความร้อนได้ตามที่ต้องการ ดังนี้

• **Condensing Temperature (T_C)** เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศจ่ายที่ต้องการมีค่าสูงสุดอยู่ที่ $22^{O}C$ ดังนั้นค่าของ T_C จึงต้องมีค่าสูงกว่า $22^{O}C$ พอสมควร แต่ก็ไม่ควรสูงมากกว่าจนเกินไป ในทางปฏิบัตินิยมออกแบบให้ค่า T_C สูงกว่าอุณหภูมิอากาศขาเข้าอยู่ราว $10^{O}C$ ดังนั้นในที่นี้ จึงกำหนดให้ $T_C = 32^{O}C$ ที่สภาวะ Full Load และคอยล์ควบแน่นต้องสามารถคายความร้อนได้อย่างน้อย 4.86 kW ที่ค่า T_C นี้



ภาพที่ 3 แผนภาพไซโครเมตริกที่สภาวะ Full Load ของห้องปรับอากาศ



ภาพที่ 4 แผนภาพไซโครเมตริกที่สภาวะ Part Load ของห้องปรับอากาศ

• **Evaporating Temperature (T_E)** เนื่องจากค่าของ T_E ต้องมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศจ่ายของเครื่องส่งลมเย็น (ต่ำกว่า $10^{O}C$) แต่ก็ไม่ควรต่ำกว่าจุดเยือกแข็งเพื่อป้องกันไม่ให้คอยล์ระเหยเกิดเป็นน้ำแข็งในช่วงของ Part Load ดังนั้น T_E ควรมีค่าอยู่ที่ประมาณ $5^{O}C$ ที่สภาวะ Part Load และ $0^{O}C$ ที่สภาวะ Full Load ดังนั้นคอยล์ระเหยของระบบฮีทปั๊มจึงควรออกแบบให้สามารถทำงานได้ในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง $5^{O}C$

ปริมาณความเย็นที่คอยล์ระเหยสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์คือ

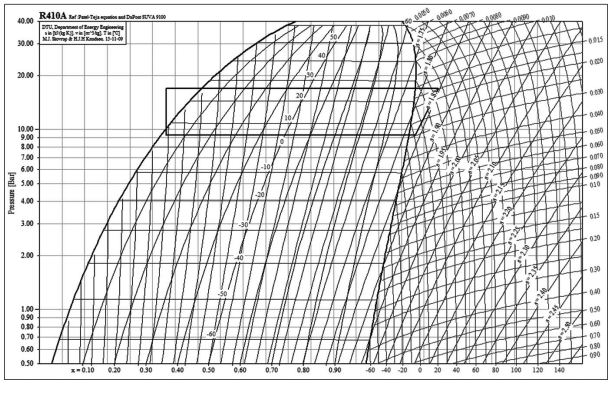
$$Q_E = Q_C - W \qquad (2)$$

เมื่อ Q_E คือ ปริมาณความร้อนที่คอยล์ระเหยสามารถดูดมาได้ เป็น kW

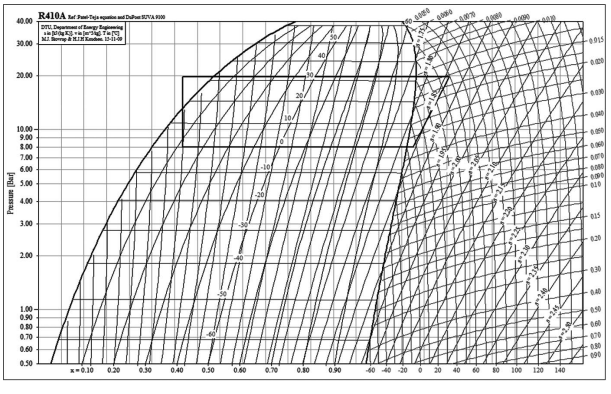
Q_C คือ ปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ (ความร้อนที่คายออกจากคอยล์ควบแน่น) เป็น kW

W คือ ปริมาณไฟฟ้าที่จ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์ เป็น kW

ภาพที่ 5 และ 6 แสดงวัฏจักรการทำงานของระบบฮีทปั๊มบน P-h ไดอะแกรมของสารทำความเย็น R410A โดยโปรแกรม Refrigeration Utilities [3] ที่สภาวะ Full Load และ Part Load ตามลำดับ



ภาพที่ 5 แผนภาพการทำงานที่สภาวะ Full Load



ภาพที่ 6 แผนภาพการทำงานที่สภาวะ Part Load

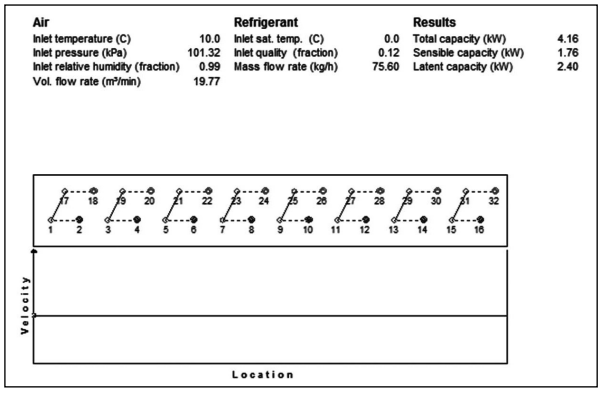
2.1 คอยล์ควบแน่น (Condenser Coil)

จากการคำนวณในสมการ (1) คอยล์ควบแน่นต้องมีความสามารถในการคายความร้อนให้กับอากาศได้ไม่ต่ำกว่า 4.86 kW ที่ T_C เท่ากับ 32°C ตามแผนภาพ P-h ไดอะแกรม ดังแสดงในภาพที่ 5 โดยมีอัตราการไหลของสารทำความเย็น R410A เท่ากับ 86.4 kg/hr และมีอุณหภูมิ Superheat เท่ากับ 6°C ที่สภาวะอากาศเข้าคอยล์เท่ากับ 5.8°C ความชื้นสัมพัทธ์ 90%RH การเลือกหาขนาดของคอยล์ที่เหมาะสมทำได้หลายวิธี โดยในงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรม EVAP-CON [2] ช่วยในการออกแบบหาขนาดที่เหมาะสม ผลลัพธ์ที่ได้คือคอยล์จะเป็นแบบ Finned-tube ทำด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3/8" กว้าง 24" สูง 16" ลึก 3 แถว มีค่า FPI เท่ากับ 12 และมีความสามารถในการคายความร้อนให้กับอากาศเท่ากับ 4.96 kW ดังแสดงในภาพที่ 7

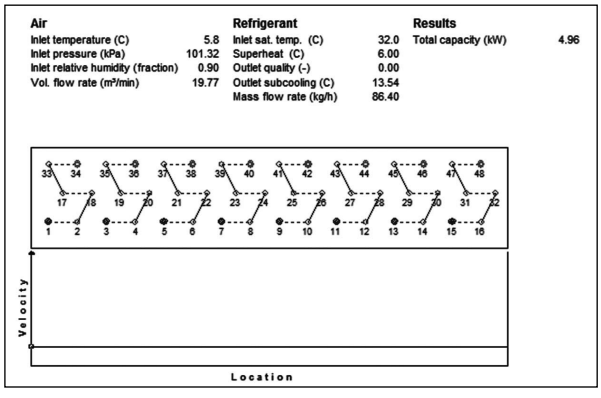
2.2 คอยล์ระเหย (Evaporator Coil)

ความสามารถในการดึงความร้อนของคอยล์ระเหยหาได้โดยตรง จากวัฏจักรการทำงานของระบบฮีทปั๊มบน P-h ไดอะแกรมดังแสดงในภาพที่ 5 และ 6 ขนาดของคอยล์ระเหยที่ต้องการจะมีค่าอยู่ที่ 3.88 kW ที่ T_E เท่ากับ 0°C โดยมีอัตราการไหลของสารทำความเย็น R410A เท่ากับ 86.4 kg/hr และสัดส่วนของไอผสม(x) เท่ากับ 0.12 ที่อุณหภูมิจุดน้ำค้างอากาศขาเข้าเท่ากับ 10°C การเลือกหาขนาดของคอยล์ที่เหมาะสมทำได้หลายวิธี โดยในงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรม EVAP-CON [2] ช่วยในการออกแบบหาขนาดที่เหมาะสม เช่นเดียวกันกับคอยล์ควบแน่น ผลลัพธ์ที่ได้คือคอยล์จะเป็นแบบ Finned-tube ทำด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3/8" กว้าง 24" สูง 16" ลึก 2 แถว มีค่า FPI เท่ากับ 12 และมี

ความสามารถในการคายความร้อนให้กับอากาศ เท่ากับ 4.16 kW ดังแสดงในภาพที่ 8



ภาพที่ 7 ผลคำนวณคอยล์ควบแน่น (Condenser Coil) โดยโปรแกรม EVAP-COND



ภาพที่ 8 ผลคำนวณคอยล์ระเหย (Evaporator Coil) โดยโปรแกรม EVAP-COND

2.3 คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบได้ (Variable Speed Drive Compressor)

จากการใช้โปรแกรม CoolPack ทำการวิเคราะห์การทำงานของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะ Full Load และ Part Load โดยสมมติให้ค่าของ Adiabatic Compression Efficiency มีค่าเท่ากับ 80% ทำให้ทราบว่าคอมเพรสเซอร์ที่ต้องการมีปริมาณการใช้ไฟฟ้าประมาณ 0.97 kW ที่สภาวะ Full Load และ 0.49 kW ที่สภาวะ Part Load และมีความสามารถในการทำความเย็นและการคายความร้อนได้ตามที่คอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่นต้องการ โดยพบว่าคอมเพรสเซอร์ยี่ห้อ “มิตซูบิชิ อิเล็คทริกส์” รุ่น SNB172 FEKMT มีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้สำหรับงานวิจัยนี้

2.4 วาล์วปรับแรงดัน (Expansion valve)

วาล์วปรับแรงดันเป็นอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็น ให้มีความเหมาะสมกับปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ระเหย โดยถ้าทราบอัตราการไหลสูงสุดและแรงดันตกคร่อมของวาล์วที่สภาวะ Full Load ก็จะสามารถเลือกขนาดของวาล์วปรับแรงดันให้เหมาะสมกับระบบฮีทปั๊มที่ออกแบบได้

จากรายการคำนวณค่าอัตราการไหลสูงสุดของสารทำความเย็น R410A ผ่านวาล์วปรับแรงดันที่ความดันตกคร่อม 11.7 bar พบว่าวาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ยี่ห้อ “คาเรล” รุ่น E2V18SSF00 มีความเหมาะสมกับการนำมาใช้งานเพราะสามารถรองรับปริมาณโหลดทางความเย็นได้สูงถึง 11.8 kW ที่สภาวะ $T_C = 38^{O}C$ และ $T_E = 4.4^{O}C$

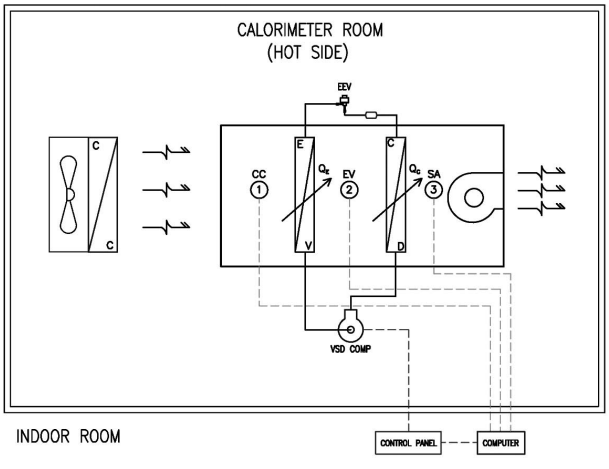
การสร้าง

ตัวเครื่องฮีทปั๊มสร้างจากเหล็กฉากขนาด 30 x 30 x 3.0 มม. และ 25 x 25 x 3.0 มม. เชื่อมเข้าด้วยกัน แล้วนำแผ่นโฟมท่อลมสำเร็จรูป PID ซึ่งมีคุณสมบัติเป็นฉนวนความร้อนตัดทำเป็นแผ่นผนังของเครื่อง และเมื่อนำมาประกอบเข้าด้วยกันจะมีลักษณะเป็นกล่องขนาด 750 x 1200 x 1230 มม.

อุปกรณ์ทั้งหมดจะถูกติดตั้งเข้ากับฐานและโครงสร้างของเครื่อง จากนั้นจึงทำการเดินและเชื่อมท่อทองแดงเข้ากับอุปกรณ์ตามแบบ ดังแสดงในภาพที่ 2 หลังจากการทดสอบรอยรั่วด้วยก๊าซไนโตรเจน (N_2) ที่ความดัน 28 bar จนแน่ใจว่าระบบไม่มีการรั่วซึม จึงนำฉนวนยางดำ (EPDM Closed Cell Foam

Insulation) มาหุ้มท่อทองแดงเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนและการกลั่นตัวของน้ำในอากาศที่ผิวท่อ จากนั้นจึงทำให้ระบบเป็นสุญญากาศด้วยปั๊มสุญญากาศ(Vacuum Pump) ก่อนเติมสารทำความเย็น R410A น้ำหนัก 2 kg. เข้าสู่ระบบ แล้วเดินสายไฟ เชื่อมต่อกับคอมเพรสเซอร์ พัดลม วาล์วปรับแรงดัน และอุปกรณ์ตรวจวัดเข้าไปที่ตู้ควบคุม

ภาพที่ 9 เครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ



ภาพที่ 10 แบบไดอะแกรมการทดสอบเครื่องฮีทปั๊มภายในห้องแคลอรี่มิเตอร์

การทดสอบ

การทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊มที่สร้างได้จัดทำขึ้นในห้องแคลอรี่มิเตอร์ ชั้น 3 ตึกโคลัมโบ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดยการติดตั้งเครื่องฮีทปั๊มในฝั่งร้อนของห้องแคลอรี่มิเตอร์ และใช้คอยล์น้ำเย็น (Chilled Water Coil) ภายในห้องเป็นตัวจำลองในการจ่ายอากาศเย็นจากเครื่องส่งลมเย็นให้กับเครื่องฮีทปั๊ม ดังแสดงในภาพที่ 10

ในระหว่างการทดสอบ สภาวะอากาศที่จุด 1 (จุด CC), จุด 2 (จุด EV) และ จุด 3 (จุด SA) จะถูกบันทึกด้วยอุปกรณ์ Data Logger ซึ่งทำการตรวจวัดค่าของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry Bulb Temperature) และความชื้นสัมพัทธ์(Relative Humidity) โดยในแต่ละชุดการทดลองจะควบคุมสภาวะอากาศที่จุด 1 (จุด CC) ไว้ให้คงที่ด้วยวิธีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่จ่ายให้กับคอยล์น้ำเย็นที่ตั้งอยู่ภายในห้อง ส่วนการปรับรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์นั้น จะควบคุมรอบการทำงานผ่านทางคอมพิวเตอร์โดยใช้โปรแกรม ModbusReader 1.6.0 ด้วยการป้อนความเร็วรอบที่ต้องการลงบนโปรแกรมเพื่อสั่งการทำงานของคอมเพรสเซอร์

วัตถุประสงค์ของการทดสอบก็เพื่อหาสมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊มที่สร้างขึ้น ในแต่ละความเร็วรอบและที่สภาวะอากาศขาเข้าต่างๆ โดยสมรรถนะที่ต้องการประกอบไปด้วย

1. ความสามารถในการอุ่นอากาศของเครื่องฮีทปั๊ม
2. ความสามารถในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊ม
3. การใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่อง
4. ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊ม (COP)

5. ผลประหยัดของเครื่องเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า

การทดสอบจะแบ่งออกเป็น 3 ชุดการทดลอง โดยในแต่ละชุด สภาวะของอากาศขาเข้าที่จุด 1 (จุด CC) จะถูกควบคุมค่าให้มีค่าคงที่ตลอดช่วงการทดสอบ ดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 สภาวะคงที่ของอากาศที่จุด 1 (จุด CC)

การทดสอบชุดที่	สภาวะคงที่ของอากาศที่จุด 1 (จุด CC)		
	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (^{O}C)	ความชื้นสัมพัทธ์ (%RH)	อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (^{O}C)
1	13.0	78.2	9.4
2	14.0	78.5	10.5
3	15.0	80.1	11.7

ในแต่ละช่วงการทดสอบ ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์จะถูกปรับเปลี่ยนในช่วงตั้งแต่ 20 ถึง 90 rps โดยทำการปรับเพิ่มครั้งละ 5 ถึง 10 rps ตามความเหมาะสม แล้วทำการบันทึกค่าดังต่อไปนี้

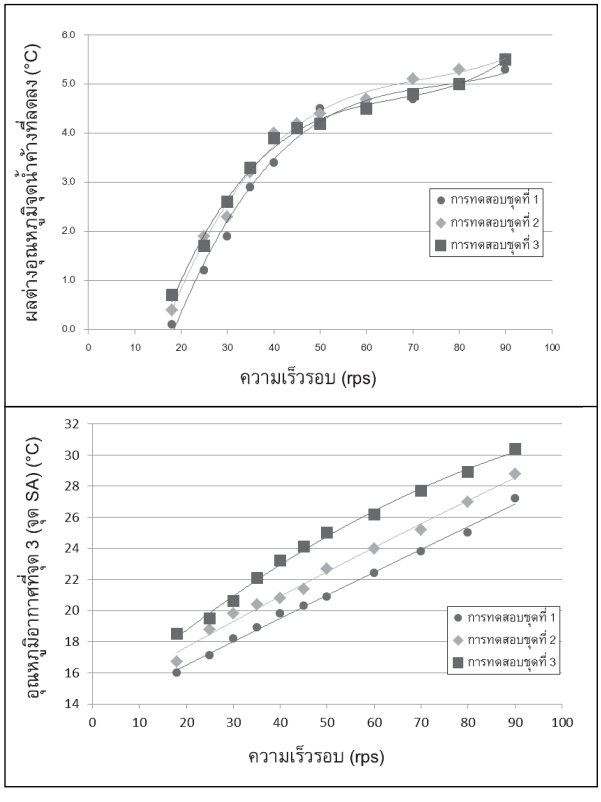
1. อุณหภูมิกระเปาะแห้งและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 1 2 และ 3
2. ความเร็วลม
3. ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์
4. กำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้
5. แรงดันของระบบฮีทปั๊มทางด้านร้อนและเย็น
6. อุณหภูมิทางด้านจ่ายของคอมเพรสเซอร์ (Discharge Temperature)
7. อุณหภูมิทางด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ (Suction Temperature)
8. อุณหภูมิยิ่งยวด (Superheat Temperature)
9. เปอร์เซ็นต์การเปิดของวาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์

ผลการทดสอบ

ผลการทดสอบที่สำคัญสามารถนำมาแสดงผลเป็นเส้นกราฟสมรรถนะต่างๆ ได้ดังนี้คือ

1. ความสามารถในการอุ่นอากาศ

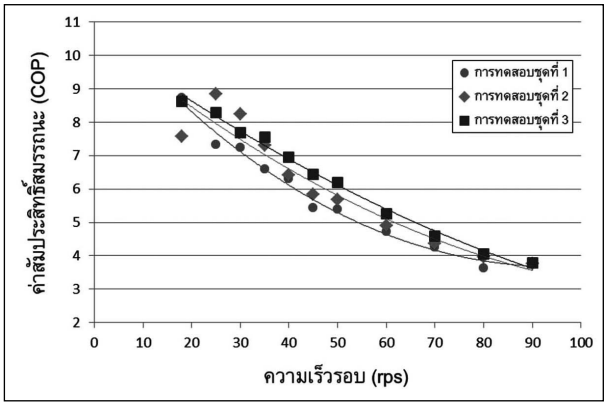
ภาพที่ 11 แสดงอุณหภูมิอากาศที่จุด 3 (จุด SA) ซึ่งเป็นสภาวะของอากาศจ่ายที่เครื่องฮีทปั๊มทำได้ จากกราฟเห็นได้ว่าเครื่องฮีทปั๊มสามารถอุ่นอากาศได้ตามที่ต้องการคือในช่วงอุณหภูมิ 16 ถึง 22^{O}C ที่สภาวะ Part Load ของเครื่องฮีทปั๊ม ความเร็วรอบ 20 rps สามารถทำอุณหภูมิได้เท่ากับ 16.0^{O}C และที่สภาวะ Full Load ความเร็วรอบ 60 rps สามารถทำอุณหภูมิได้เท่ากับ 22.4^{O}C ของการทดสอบชุดที่ 1 และสามารถทำอุณหภูมิได้สูงกว่าโดยไม่เกิดปัญหาแก่ระบบ



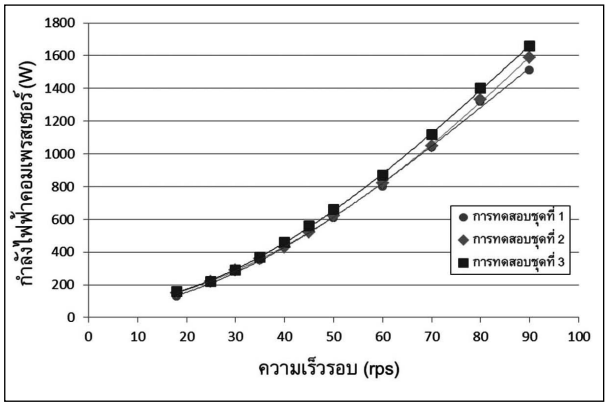
ภาพที่ 11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศ
ภาพที่ 12 กราฟความสัมพันธ์ผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่จุด 3 (จุด SA) และความเร็วรอบที่ลดลงและความเร็วรอบ

2. ความสามารถในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

ภาพที่ 12 แสดงผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่เครื่องฮีทปั๊มสามารถลดอุณหภูมิลงได้ จากกราฟจะเห็นได้ว่าที่สภาวะ Part Load ของเครื่องฮีทปั๊มความเร็วรอบ 20 rps สามารถลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างได้เท่ากับ 0.1^{O}C และที่สภาวะ Full Load ความเร็วรอบ 60 rps สามารถลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างได้เท่ากับ 4.6^{O}C ของการทดสอบชุดที่ 1



ภาพที่ 13 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างการใช้พลังงาน



ภาพที่ 14 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์และความเร็วรอบสมรรถนะและความเร็วรอบ

3. การใช้พลังงานไฟฟ้าและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

ภาพที่ 13 แสดงการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ที่ความเร็วรอบต่างๆ จากภาพกราฟจะเห็นได้ว่าการใช้พลังงานไฟฟ้าจะมีแนวโน้มที่สูงขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบ

ภาพที่ 14 แสดงค่า COP ในความเร็วรอบต่างๆ จากภาพกราฟจะเห็นได้ว่าแนวโน้มของค่า COP จะลดต่ำลงเมื่อเพิ่มความเร็วรอบให้กับคอมเพรสเซอร์ โดยค่า COP สามารถคำนวณได้จากสมการ (3)

$$COP = (1.1 \times cfm \times \Delta T) / (3.41 \times W) \quad (3)$$

เมื่อ COP คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊ม คำนวณจากประสิทธิภาพในการอุ่นอากาศ

cfm คือ ปริมาณลม เป็น cu.ft/min

ΔT คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศที่จุด 1 (จุด CC) และจุด 3 (จุด SA) เป็น ^{O}F

W คือ ปริมาณไฟฟ้าที่จ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์ เป็น W

สืบเนื่องจากในช่วงการทำงานจริงของระบบนั้นโดยส่วนมากจะทำงานในช่วงของ Part Load ดังนั้นสำหรับการวิเคราะห์ในเรื่องการใช้พลังงานจะพิจารณาจากค่า IPLV (Integrated Part Load Value) หรือ NPLV (Non-standard Part Load Value) ซึ่งเป็นการคำนวณโดยให้อัตราส่วนน้ำหนักเป็น % ของการทำงานในช่วง Part Load สามารถคำนวณได้จากสมการ (4) อ้างอิงจาก ARI Standard 550/590 [1]

$$IPLV \text{ or } NPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad (4)$$

เมื่อ NPLV คือ ค่า COP ของระบบฮีทปั๊ม ในช่วง Part Load

A คือ ค่า COP ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 100%

B คือ ค่า COP ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 75%

C คือ ค่า COP ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 50%

D คือ ค่า COP ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 25%

จากสมการ (4) สามารถคำนวณค่าของ NPLV (COP ช่วง Part Load) ได้ดังนี้

การทดสอบที่ 1 6.35

การทดสอบที่ 2 6.95

การทดสอบที่ 3 8.07

สรุปผล

งานวิจัยนี้คือการออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ พร้อมทดสอบสมรรถนะจากการทดสอบสมรรถนะที่ความเร็วรอบตั้งแต่ 20 - 90 rps โดยเครื่องมีปริมาณลมจ่ายเท่ากับ 698 cfm สามารถสรุปผลสมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊มดังแสดงในตารางที่ 2

นอกจากข้อมูลที่ได้ข้างต้นแล้ว จากการออกแบบสร้างและทดสอบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊ม ทำให้ทางคณะผู้วิจัยทราบถึงข้อดีและข้อเสียของเครื่องชนิดนี้ โดยมีข้อดีคือสามารถควบคุมปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศได้อย่างแม่นยำและมีผลประหยัดทางด้านพลังงานกว่าร้อยละ 80 เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า ส่วนข้อเสียนั้นคือการต้องใช้ชุดควบคุมแบบ BLDC Motor Drive ที่มีความซับซ้อนและมีต้นทุนในการผลิตที่สูง

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณบริษัท สยามคอมเพรสเซอร์อินดัสทรี จำกัด, บริษัท คาเรล (ประเทศไทย) จำกัด และบริษัท เอ็มแอนด์อีทีมเวิร์ค จำกัด สำหรับคอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ อุปกรณ์ชุดควบคุมความเร็วรอบ และวาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ พร้อมให้ข้อมูลคำแนะนำเกี่ยวกับงานวิจัยในครั้งนี้

ตารางที่ 2 แสดงผลสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

การทดสอบชุดที่	อุณหภูมิอากาศจ่าย (°C)	อุณหภูมิจุดน้ำค้างที่เครื่องสามารถลดลงได้ (°C)	NPLV (COP ช่วง Part Load)	ผลประหยัดพลังงานเปรียบเทียบกับขดลวดต้านทานไฟฟ้า (%)
1	16.0 - 27.2	0.1 – 5.3	6.35	84.0
2	16.7 - 28.8	0.4 – 5.5	6.95	85.6
3	18.5 - 30.4	0.7 – 5.5	8.07	87.6

เอกสารอ้างอิง

1. ARI Standard 550/590. Performance rating of water-chilling packages using the vapor compression cycle. Virginia: Air-conditioning & Refrigeration Institute; 2003.
2. Domanski PA. EVAP - COND Simulation models for finned-tube heat exchangers, Version 3.0, National Institute of Standards and Technology [Internet]. Gaithersburg: Maryland; 2008 [cited 2008 Oct]. Available from: http://www.nist.gov/el/building_environment/evapcond_software.cfm
3. Skovrup MJ. Refrigeration Utilities, Version 2.85, Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark [Internet]. Lyngby; 2001 [cited 2001 Oct]. Available from: http://www.en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx
4. Tassou SA, Marquand J, Wilson DR. Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps. Applied Energy 1983; 14:241-56.
5. Tassou SA, Qureshi TQ. Investigation into alternative compressor technologies for variable speed refrigeration applications. In: Herrick RW, editors. International Compressor Engineering Conference; 1994; Indiana, United States. Purdue University; 1994. p.996.