

การประหยัดพลังงานโดยเครื่องทำน้ำเย็นชนิด Oil-Free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ในโรงพยาบาลศรีนครินทร์

Energy saving by Oil-Free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller in Srinagarind Hospital

อรรณวิทย์ ดีนาง (Attawit Deenang)*

ดร.ธนกร วงศ์วัฒนาเสถียร (Dr.Tanakorn Wongwuttanasatian)^{1**}

บทคัดย่อ

เครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_2 (เครื่องเดิม) แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ คอมเพรสเซอร์ชนิด centrifugal constant speed ในระบบปรับอากาศของโรงพยาบาลศรีนครินทร์ ขนาดทำความเย็นเครื่องละ 490 ตัน/ชั่วโมง เดินเครื่องตลอด 24 ชั่วโมง โดยส่วนมากเครื่องจะทำงานในสภาวะโหลดไม่เต็มพิกัด ทำให้เกิดการใช้พลังงานสูงเกินความจำเป็น ทางโรงพยาบาล ฯ จึงทำการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็น CH_3 (เครื่องใหม่) คอมเพรสเซอร์ชนิด Oil free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมง ซึ่งเป็นเทคโนโลยีใหม่ทำงานได้ดีที่สภาวะโหลดไม่เต็มพิกัด ทำให้สามารถเลือกเดินเครื่องทำน้ำเย็นให้เหมาะสมกับโหลดที่ใช้งานในอาคารโรงพยาบาลฯ การศึกษานี้ทำการตรวจวัดการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นทั้งเครื่องเดิมและเครื่องใหม่ เพื่อวิเคราะห์โหลดความเย็นและคำนวณสมรรถนะของเครื่องเพื่อนำข้อมูลไปบริหารจัดการเดินเครื่องให้เกิดการลดใช้พลังงาน ผลการตรวจวัดพบว่าภาระโหลดความเย็นสูงสุดแบ่งเป็น 2 ช่วงคือ 870 ตันและ 350 ตัน สามารถออกแบบการเดินเครื่องตามช่วงเวลา คือช่วง 8.00-18.00 น. เดินเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 คู่กับ CH_3 ขนาดทำความเย็นรวม 890 ตัน/ชั่วโมง และช่วง 18.00-8.00 น.เลือกเดินเครื่อง CH_3 เพียงเครื่องเดียวขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมงใช้พลังงานรวม 8,002 kWh /วัน ซึ่งสามารถลดการใช้พลังงานในส่วน of เครื่องทำน้ำเย็นของระบบปรับอากาศลงคิดเป็น 24.59 %

ABSTRACT

In Srinagarind hospital, an air-condition system is composed of 2 chillers (CH_1 , CH_2). Each chiller is a centrifugal constant speed compressor having capacity of 490 tons. Both operate 24 hrs under part load during 6 pm-8 am (14 hrs) and 90% full load during 8 am-6 pm (10 hrs). This results in inefficient energy consumption during part load operation. Thus, a brand new chiller (CH_3) Oil-Free Magnetic Bearing VSD Centrifugal

¹ Correspondent author: Tanwon@kku.ac.th

* นักศึกษา หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

** รองศาสตราจารย์ ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

chiller has been installed to overcome the problem under part load condition. Combine operation of CH1 and CH3 is found to be suitable during off peak hours (8 am-6 pm) and operating CH3 during peak hours (6 pm-8 am) this combined operation consumes 8,002 kWh per day giving 24.59 % of energy saving compared with the previous CH1 and CH2 operation of the air-conditioning system.

คำสำคัญ : เครื่องทำน้ำเย็น สภาวะโหลดไม่เต็มพิกัด

Key Words : Chiller, Part Load

บทนำ

ระบบปรับอากาศในโรงพยาบาล [1] เป็นระบบที่ใช้พลังงานไฟฟ้าสัดส่วนมากที่สุดถึง 58 % รองลงมาคือระบบไฟฟ้าแสงสว่าง 23 % และอื่นๆ อีก 19 % โรงพยาบาลศรีนครินทร์ คณะแพทยศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ใช้ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์โดยมีเครื่องทำน้ำเย็น CH₁ และ CH₂ (เครื่องเดิม) แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ คอมเพรสเซอร์ชนิด Centrifugal constant speed ขนาดทำความเย็น 490 ตัน/ชั่วโมง จำนวน 2 เครื่อง ควบคุมการทำงานด้วยมือ เดินเครื่องใช้งานตลอด 24 ชั่วโมง ใช้พลังงานไฟฟ้าในแต่ละวันสูงและสมรรถนะของเครื่องต่ำ โดยเฉพาะในช่วงกลางคืนซึ่งโหลดการทำความเย็นจะน้อยกว่าช่วงกลางวัน [2] จากหลักการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจะมีสมรรถนะสูงสุดเมื่อทำงานที่ภาระการทำความเย็นในช่วง 90-100% ของภาระเต็มพิกัด การเพิ่มสมรรถนะและลดการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นสามารถทำได้หลายวิธี [3] เช่น การติดตั้งหรือเลือกใช้อุปกรณ์ควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์ (Variable speed drive) และการเดินเครื่องให้เหมาะสมกับภาระโหลดการทำความเย็น จะทำให้ลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ลงได้ [4] ซึ่งบนพื้นฐานของภาระโหลดทำความเย็นของอาคารและสภาพภูมิอากาศที่เนื่องจากการออกแบบ เช่น บางช่วงเวลาโรงพยาบาลฯ ใช้งานเครื่องทำน้ำเย็นในเวลากลางคืน ภาระโหลดการทำความเย็นน้อย เครื่องจะทำงานในสภาวะ

ไม่เต็มพิกัด (Part Load) ทำให้เครื่องมีสมรรถนะต่ำและเป็นการเดินเครื่องที่มีขนาดทำความเย็นเกินกว่าภาระโหลดความเย็น (Cooling Load) ทางโรงพยาบาลฯ จึงทำการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็น CH₃ (เครื่องใหม่) ที่มีขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมง แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ คอมเพรสเซอร์ชนิด Oil free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ซึ่งใช้เทคโนโลยีใหม่ในการออกแบบคอมเพรสเซอร์ให้มีประสิทธิภาพในการทำความเย็นสูง [4] เหมาะสำหรับการเดินเครื่องที่สภาวะทำงานไม่เต็มพิกัดและในช่วงที่ภาระโหลดทำความเย็นน้อย

วัตถุประสงค์การศึกษาครั้งนี้เพื่อทำการตรวจวัดพลังงานเครื่องทำน้ำเย็นทั้งเครื่องเดิมและเครื่องใหม่ [5] โดยทำการตรวจวัดค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ อัตราการไหลของน้ำเย็นและอุณหภูมิ น้ำเย็นเข้าและออก อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น แล้วนำมาคำนวณค่าตามทฤษฎีเพื่อหาค่าภาระโหลดความเย็นของอาคารและใช้เป็นแนวทางในการบริหารจัดการเดินเครื่องให้เหมาะสมกับภาระโหลดความเย็นของอาคาร โดยไม่เกิดผลกระทบต่อความต้องการใช้งานระบบปรับอากาศ พร้อมทั้งทำให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดในการใช้งานเครื่องทำน้ำเย็น อีกทั้งสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศได้

ประเภทของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)

ระบบปรับอากาศแบบน้ำเย็น (Water

chiller) มีหลายประเภท โดยในบทวิจัยนี้จะศึกษาเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ประเภทระบายความร้อนด้วยน้ำซึ่งอุปกรณ์หลักประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) หอทำความเย็น (Cooling Tower) เครื่องสูบน้ำ (Water Pump) เครื่องเป่าลมเย็น (AHU/FCU) โดยเครื่องทำน้ำเย็นประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น และ วาล์วลดความดัน มีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134a บรรจุอยู่ในทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นส่งไปให้กับเครื่องเป่าลมเย็น [6] เครื่องทำน้ำเย็นใช้คอมเพรสเซอร์หลายแบบ ตามขนาดและยี่ห้อของแต่ละประเภท โดยออกแบบให้เหมาะสมกับการใช้งาน ดังนี้

ก) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ประมาณ 500 ตันความเย็น นิยมใช้คอมเพรสเซอร์ชนิด Centrifugal ซึ่งจะมีประสิทธิภาพสูงและใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่าง 0.6-0.8 กิโลวัตต์ต่อตัน

ข) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลางประมาณ 300 ตันความเย็น จะใช้คอมเพรสเซอร์ชนิด Screw ซึ่งจะมีประสิทธิภาพปานกลางและใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่าง 0.8-1.0 กิโลวัตต์ต่อตัน

ค) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็กประมาณ 100 ตันความเย็นจะใช้คอมเพรสเซอร์ชนิด Piston ซึ่งจะมีประสิทธิภาพต่ำและใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่า 1.0 กิโลวัตต์ต่อตัน

จะเห็นว่าเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ คอมเพรสเซอร์ชนิดชนิดหอยโข่ง อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำกว่าเมื่อเทียบกับคอมเพรสเซอร์ชนิดสกรูและคอมเพรสเซอร์ชนิดลูกสูบถึง 20-40% และจากการศึกษาพบว่ายังพบว่าเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ [7] คอมเพรสเซอร์ชนิด Oil free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller เหมาะสำหรับการเดินเครื่องในสถานะไม่เต็มพิกัด (ซึ่งการใช้งานส่วนมากแล้วเครื่องทำน้ำเย็นจะทำงานในสถานะไม่เต็มพิกัด ทำให้เกิดการสิ้นเปลืองการใช้พลังงานไฟฟ้า

โดยไม่จำเป็น) ง่ายต่อการบำรุงรักษา ค่าใช้จ่ายต่ำ เป็นคอมเพรสเซอร์ชนิดหอยโข่ง ที่ใช้ลูกปืนแบบแม่เหล็ก (Magnetic Bearing) แทนการใช้ลูกปืนแบบเชิงกล (Mechanical Bearing) ที่มีแรงเสียดทานมาก โดยลูกปืนแบบแม่เหล็ก ประกอบด้วย ส่วนหลักๆ 4 ส่วนคือ ชุดควบคุม ขดลวดแม่เหล็กไฟฟ้า เซ็นเซอร์จับตำแหน่ง และเพลอาซิป อีกทั้งมีอุปกรณ์ ควบคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (VSD, Variable speed drive) ซึ่งใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าคอมเพรสเซอร์แบบความเร็วคงที่ (Constant speed compressor) ดังภาพที่ 1 เครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ คอมเพรสเซอร์ชนิด Oil free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ความเร็วของคอมเพรสเซอร์จะถูกปรับให้เหมาะสมกับภาระความเย็นและจุดทำงาน ณ ขณะนั้น โดยอัตโนมัติ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับเครื่องทำน้ำเย็นชนิดอื่น ๆ แล้วจะมีประสิทธิภาพสูงที่สุดจึงเหมาะสมที่จะใช้งานในสถานะการเดินเครื่องไม่เต็มพิกัด ดังภาพที่ 2

การคำนวณหาสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น

ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นั้นนิยมใช้

กันอยู่ 2 แบบ [8] คือ Coefficient of performance (COP) และค่ากิโลวัตต์ต่อตันความเย็น (kW/TR) ซึ่งตัวแปรที่สำคัญคือ ค่าพลังงานของคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิที่เข้าออก อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น และคอนเดนเซอร์ หากค่า COP สูงแสดงว่าเครื่องทำความเย็นมีประสิทธิภาพทำงานดีซึ่งจะตรงข้ามกับค่ากิโลวัตต์ต่อตันความเย็น (kW/TR) ที่ต่ำแสดงว่าเครื่องทำความเย็นมีประสิทธิภาพทำงานดี ในเรื่องตันความเย็นซึ่งเป็นค่า RT (Refrigerator ton) หรือ USRT นั้น คำนวณมาจากการถ่ายเทความร้อนด้านอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็นโดยน้ำปริมาณ 1 ตัน หนักประมาณ 2,000 ปอนด์ (จากค่าจำกัดความที่ว่าน้ำปริมาณ 2,000 ปอนด์ที่ 0 °C กลายเป็นน้ำแข็ง 2,000 ปอนด์ที่ 0 °C ภายในเวลา 24 ชั่วโมง จะคายความร้อนแฝงออกมา มีค่าเท่ากับ 144 BTU/lb)

ดังนั้น 1 USRT = $(2,000 \times 144) / 24 = 12,000$ BTU หรือ $12,000 \times 0.252 = 3,024$ kcal (1 BTU = 0.252 kcal) สามารถคำนวณสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นได้จากสมการ

$$Q_L = m_w C_p \Delta T \quad (1)$$

เมื่อ Q_L = อัตราการทำความเย็น, kcal/hr

m_w = อัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่านอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น, kg/hr

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ, kcal/kg °C

$T_{w, in}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น, °C

$T_{w, out}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น, °C

อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นสามารถคำนวณได้จาก

$$m_w = \rho_w V_w \quad (2)$$

เมื่อ ρ_w = ความหนาแน่นของน้ำ, kg/m³

V_w = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น, m³/s

ในกรณีของน้ำ $\rho_w = 1000$ kg/m³ (8.333 lb/gallon)

และ $C_{p,w} = 4.187$ kJ/kg °C (1 Btu/lb °F)

ภาระการทำความเย็นในหน่วยอังกฤษ ต้นความเย็นสามารถคำนวณได้จาก

$$Q_L = \rho_w V_w C_{p,w} \Delta T$$

$$= 8.333 \text{ (lb/gallon)} \times V_w \text{ (gallon/min)} \times 1 \text{ (Btu/lb °F)} \times \Delta T \text{ (°F)}$$

$= 8.333 \times V_w \times \Delta T \text{ (Btu/min)} \times$

$1/12,000 \text{ (Ton/Btu)} \times 60 \text{ (min/hr)}$

$= 8.333/200 \times V_w \times \Delta T \text{ (Ton/hr)}$

โดยที่ 1 (Ton/hr) มีค่าเท่ากับ 12,000 (Btu/hr)

ดังนั้น

$$Q_L = \frac{V_w \times \Delta T}{24} \text{ (Ton/hr)} \quad (3)$$

เมื่อ Q_L = อัตราการทำความเย็น, Ton/hr

V_w = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำที่ไหลผ่านอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น, gpm

$T_{w, in}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น, °F

$T_{w, out}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น, °F

เมื่อได้ค่าอัตราการทำความเย็นแล้วนำไปคำนวณประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นได้จากสมการ

$$\text{สมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น} = \frac{\text{กำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW/TR)}}{\text{อัตราการทำความเย็น}} \quad (4)$$

โดยดัชนีชี้วัด [9] ในการหาประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นคือค่าพลังงานไฟฟ้าต่อต้นความเย็นที่ Full Load แต่ในที่นี้เครื่องทำน้ำเย็นไม่ได้เดินในสภาวะโหลดเต็มพิกัดตลอดเวลาจึงใช้ข้อมูลที่ค่าสภาวะโหลดไม่เต็มพิกัด จากการตรวจวัดได้และการเปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นนั้นจะต้องเปรียบเทียบกับค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ต่อต้นความเย็นที่สภาวะมาตรฐาน (Standard condition) เท่านั้น ซึ่งกำหนดไว้เพียงสองค่าคืออุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น เท่ากับ 45 °F และอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่เข้า หอทำความเย็นเท่ากับ 90 °F ซึ่งเมื่อได้ค่าจากคำนวณแล้วนำค่าที่ได้ไปทำการปรับค่าแก้ไข (Correction Factor) จึงจะได้ค่าที่สภาวะมาตรฐาน ซึ่งถ้าอัตราการไหลของน้ำต่ำกว่าหรือสูงกว่าพิกัดมากประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจะลดต่ำลง ในการออกแบบโหลดการทำความเย็น [10] อุณหภูมิภายนอกก็มีอิทธิพลต่ออุณหภูมิน้ำระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ซึ่งส่งผลให้ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นสูงขึ้นด้วย

วิธีการวิจัย

ในการศึกษานี้จะทำการตรวจวัดพลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นโดยแบ่งเป็น 2 ช่วง คือ

1) ช่วงแรกทำการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น CH₁ คู่กับ CH₂ (เครื่องเดิม) ขนาดทำความเย็นเครื่องละ 490 ตัน/ชั่วโมง ขณะทำงานพร้อมกัน ซึ่งเดินเครื่องในสภาวะการใช้งานจริง โดยตรวจวัดในช่วงเดือนเมษายน 2557 ซึ่งคาดว่าเป็นช่วงเดือนที่มีสภาพอุณหภูมิของอากาศสูง ทั้งหมด 7 วันติดต่อกัน ทำบันทึกข้อมูลแบบต่อเนื่องทุกๆ 5 นาทีตลอด 24

ชั่วโมง มีรายละเอียดการตรวจวัดดังนี้

- อัตราการไหลของน้ำเย็นเข้าและออกอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็นโดยเครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic

- วัดอุณหภูมิ น้ำเย็นเข้าและออกอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น โดยเครื่องวัดอุณหภูมิแบบ Thermocouple

- วัดกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ โดยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า (Power meter) ชนิดเคลื่อนย้ายได้แล้วนำข้อมูลมาคำนวณหาสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นตามสมการ (3) และ (4) ทำการวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละเครื่อง

2) หลังจากการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็น CH_3 (เครื่องใหม่) ชนิด Oil-free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมง จำนวน 1 เครื่อง แล้วทำการตรวจวัด (ตามข้อ 1) ช่วงเดือนพฤษภาคม 2557 โดยทำการเดินเครื่อง CH_3 (เครื่องใหม่) คู่กับ เครื่องเดิมที่มีประสิทธิภาพสูงกว่า (CH_1 หรือ CH_2) นำข้อมูลมาคำนวณสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นตามสมการ (3) และ (4)

3) กำหนดวิธีการเดินเครื่องทำน้ำเย็นให้เหมาะสมกับภาระโหลดความเย็นของอาคารและประหยัดพลังงานสูงสุด

อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นซึ่งไม่นำมาคิดในการหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (เนื่องจากการใช้ไฟฟ้าปริมาณน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ คือ เครื่องสูบน้ำเย็นขนาด 110 kW จำนวน 3 ตัว เครื่องสูบน้ำระบายความร้อนขนาด 75 kW จำนวน 2 ตัว หอทำความเย็น 750 ตัน 3 ตัว (โดยทำการเดินเครื่องทั้งหมดขณะทำการวัดพลังงาน) [11] อัตราการไหลของน้ำเย็นเข้าและออกอีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น จากการออกแบบควรมีค่าที่ 2.4 GPM/TR ซึ่งในการตรวจวัดนี้ไม่สามารถควบคุมได้เนื่องจากในระบบท่อส่งและระบบจ่ายน้ำเย็นมีการสูญเสียอยู่มากจะทำให้กระทบ

กับการใช้งานของอาคารและในระบบน้ำระบายความร้อนจากการออกแบบควรมีค่าที่ 3.0 GPM/TR ต้องใช้เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน 3 ตัว แต่ในช่วงที่ทำการตรวจวัดเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนสามารถใช้งานได้เพียง 2 ตัวเท่านั้นแต่ทำการควบคุมที่อุณหภูมิเข้าและออก ดังนั้นจึงใช้ค่าจากการตรวจวัดจริงในการคำนวณหาสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นตามทฤษฎี

เครื่องมือในการตรวจวัดพลังงาน

ก. เครื่องวัดอัตราการไหล (Ultrasonic flow meter) การวัดอัตราการไหลแบบอัลตราโซนิก ดังภาพที่ 3 มีหลักการคืออาศัยคลื่นความถี่เหนือเสียง โดยการสะท้อนกลับของคลื่นความถี่เมื่อส่งไปกระทบกับอนุภาคของสารที่ปะปนมากับของเหลว เนื่องจากอนุภาคของสารมีความเร็วเท่ากับของไหล ดังนั้นความเร็วในการสะท้อนกลับจะต่างไปจากค่าที่ส่งออกไป ค่าความถี่ที่เปลี่ยนไปนี้จะแปรผันตรงกับความเร็วในการไหลของของไหล เราจึงสามารถทราบค่าอัตราการไหลของของไหลได้

ข. เครื่องวัดอุณหภูมิแบบเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) แบบหัวกะโหลกสามารถใช้สำหรับการวัดอุณหภูมิแบบติดตั้งถาวร และในบริเวณพื้นที่จำกัดดังภาพที่ 4 เป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย เนื่องจาก ราคาถูก มีความคงทน ติดตั้งง่าย และให้ผลตอบสนองที่รวดเร็ว ใช้งานได้หลากหลาย สามารถใช้วัดได้ทั้งอากาศ แก๊ส และน้ำได้ พร้อมเครื่องบันทึกข้อมูลแบบต่อเนื่อง (Data logger)

ค. เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า (Power meter) เครื่องวัดกำลังไฟฟ้าชนิดเคลื่อนย้ายได้ดังภาพที่ 5 เป็นเครื่องมือชนิดหนึ่งที่น่าสนใจและสำคัญมากเพราะเป็นเครื่องมือที่วัดค่าความต้องการกำลังไฟฟ้าได้โดยตรง ส่วนวิธีอื่นต้องมีการวัดค่ากระแสไฟฟ้าแรงดันไฟฟ้าและนำมาคำนวณ ในกรณีที่เป็นกระแสสลับ 3 เฟส การวัดวิธีนี้ทำให้การคำนวณปริมาณการใช้ไฟฟ้าสะดวกยิ่งขึ้น

ตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือตรวจวัดพลังงาน

เครื่องมือที่ใช้ต้องได้มาตรฐานและเหมาะสมในการตรวจวัดพลังงานของเครื่องทำน้ำเย็น ขณะเดินเครื่องการใช้งานตามภาระโหลดการทำความเย็นของอาคารตลอด 24 ชั่วโมงซึ่งเครื่องมือที่ใช้และตำแหน่งในการติดตั้ง ดังภาพที่ 6

ตำแหน่งที่ 1 ตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำเย็น โดยเครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic ซึ่งจะทำการติดตั้งด้านนอกท่อส่งน้ำเย็นด้านเข้าและออก หน่วยเป็นแกลลอนต่อนาที (gpm)

ตำแหน่งที่ 2 ตรวจวัดค่าอุณหภูมิของน้ำเย็น ด้านเข้าออกเครื่องทำน้ำเย็นโดยเครื่องวัดอุณหภูมิน้ำเย็น ค่าที่ได้หน่วยเป็นองศาฟาเรนไฮด์ ($^{\circ}\text{F}$)

ตำแหน่งที่ 3 ตรวจวัดค่ากำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นด้วยเครื่องวัดพลังงานไฟฟ้า (Power meter) แบบต่อเนื่องโดยหน่วยที่ได้เป็นกิโลวัตต์-ชั่วโมง (kWh)

ผลการวิจัย

1. ผลการตรวจวัดโดยเดินเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_2 ควบคู่กัน ขนาดทำความเย็นเครื่องละ 490 ตัน/ชั่วโมง ทำการบันทึกค่าทุก ๆ 5 นาที

เครื่องทำน้ำเย็น CH_1	ช่วง Peak Load	= 3,080 kWh	[0.69 kW/TR x 448 TR x 10 hr]
	ช่วง Off Load	= 2,464 kWh	[0.73 kW/TR x 243 TR x 14 hr]
เครื่องทำน้ำเย็น CH_2	ช่วง Peak Load	= 2,940 kWh	[0.73 kW/TR x 405 TR x 10 hr]
	ช่วง Off Load	= 2,128 kWh	[0.85 kW/TR x 179 TR x 14 hr]

จากผลดังกล่าวจะเห็นว่าการเดินเครื่องทำน้ำเย็นทั้งสองเครื่องที่ขนาดทำความเย็นรวม 980 ตัน/ชั่วโมง ความสามารถในการทำความเย็นรวมของเครื่องทั้งสองเกินกว่าโหลดสูงสุด โดยเฉพาะเมื่อพิจารณาที่ช่วงเวลา Off Peak ซึ่งภาระโหลดการทำความเย็นจะน้อย การเดินเครื่องทำน้ำเย็น 2 เครื่องดังกล่าวจะเป็นการเดินเครื่องที่มีขนาดใหญ่เกิน

ตลอด 24 ชั่วโมง เป็นเวลา 7 วันติดต่อกัน (ช่วงวันที่ 18-24 เม.ย.2557 อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ย 37.29 องศาเซลเซียส) ทำให้ทราบถึงภาระโหลดการทำความเย็นรวม แสดงดังภาพที่ 7 เมื่อทำการวิเคราะห์การใช้งานระบบปรับอากาศของอาคารในโรงพยาบาลฯ พบว่าสามารถแบ่งได้เป็น 2 ช่วงเวลา โดยจะเห็นว่าช่วงเวลา 8.00 – 18.00 น. (Peak Load) นั้นโหลดการทำความเย็นสูงสุดที่ 870 ตัน ประมาณ 10 ชั่วโมง และหลังจากเวลาประมาณ 18.00 – 8.00 น. (Off Peak) โหลดการทำความเย็นเริ่มลดลงซึ่งโหลดการทำความเย็นสูงสุดในช่วงนี้ที่ 350 ตัน ประมาณ 14 ชั่วโมง และเมื่อพิจารณาการโหลดการทำความเย็นแยกแต่ละเครื่องดังภาพที่ 8 และภาพที่ 9 พบว่าเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_2 โหลดการทำความเย็นจะคล้าย ๆ กัน เมื่อคำนวณสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละเครื่องตามช่วงเวลาโดยใช้สมการ (3) และ (4) พบว่าเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 มีสมรรถนะที่ดีกว่าเครื่องทำน้ำเย็น CH_2 ซึ่งผลแสดงได้จากตารางที่ 1 แล้วนำค่าที่ได้มาคำนวณการใช้พลังงานจากการเดินเครื่องแบบเดิม โดยแบ่งเป็น 2 ช่วงตามภาระโหลดการทำความเย็น จะใช้พลังงานไฟฟ้ารวม 10,612 kWh /วัน ดังนี้

ความจำเป็นทำให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานโดยไม่จำเป็น

2. หลังจากติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็น CH_3 (เครื่องใหม่) ที่มีขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมง ชนิด Oil-Free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller แล้วจึงออกแบบการเดินเครื่องแบบใหม่ คือเดินเครื่องทำน้ำเย็น CH_3

และ CH_1 ควบคู่กัน (ช่วงวันที่ 11-16 พ.ค.2557 อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ย 37.14 องศาเซลเซียส) โหลดการทำความเย็นรวมของเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_3 เท่ากับ 890 ตัน/ชั่วโมงในช่วง Peak Load และในช่วง Off Peak ทำการเดินเครื่อง CH_3 เครื่องเดียว ขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมง ซึ่งเพียงพอกับภาระโหลดการทำความเย็นสูงสุดที่ 350 ตัน แล้วทำการบันทึกค่าทุกๆ 5 นาที ตลอด 24 ชั่วโมง เป็นเวลา 7 วันติดต่อกัน โหลดการทำความเย็นรวมแสดงดังภาพที่ 10 ซึ่งพบว่าภาระโหลดการทำความเย็นรวมมีลักษณะใกล้เคียงกับการเดิน

เครื่องแบบเดิม เมื่อทำการแยกพิจารณาเครื่องทำน้ำเย็น CH_3 พบว่าโหลดการทำความเย็นค่อนข้างคงที่เนื่องจากมีอุปกรณ์ควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์ (VSD) ดังภาพที่ 11 แตกต่างจากเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_2 เมื่อคำนวณค่าสมรรถนะตามสมการ (3) และ (4) พบว่ามีสมรรถนะที่ดีกว่าเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_2 แสดงดังตารางที่ 1 จากผลดังกล่าวสามารถคำนวณการใช้พลังงานจากการเดินเครื่องแบบใหม่ โดยแบ่งเป็น 2 ช่วงตามภาระโหลดการทำความเย็นรวมจะใช้พลังงานไฟฟ้ารวม 8,002 kWh /วัน ดังนี้

เครื่องทำน้ำเย็น CH_1	ช่วง Peak Load	= 3,080 kWh [0.69 kW/TR x 448 TR x 10 hr]
เครื่องทำน้ำเย็น CH_3	ช่วง Peak Load	= 2,430 kWh [0.69 kW/TR x 350 TR x 10 hr]
	ช่วง Off Load	= 2,492 kWh [0.60 kW/TR x 295 TR x 14 hr]

สรุปผลการวิจัย

จากข้อมูลการตรวจวัดพลังงานและการวิเคราะห์การเดินเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 คู่กับ CH_2 (เครื่องเดิม) ชนิด Constant speed centrifugal compressor ตลอด 24 ชั่วโมงเป็นเวลา 7 วัน ติดต่อกันในช่วงวันที่ 18-24 เมษายน 2557 ซึ่งเป็นช่วงฤดูร้อน ของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ในโรงพยาบาลศรีนครินทร์ พบว่าภาระโหลดการทำความเย็นแบ่งเป็น 2 ช่วงเวลา คือช่วงเวลา 8.00-17.00 น. (Peak-load) ภาระการทำความเย็นสูงสุดในการตรวจวัดได้ 870 ตันและช่วงเวลา 8.00-17.00 น. (Off-peak) ภาระการทำความเย็นสูงสุดในการตรวจวัด 350 ตัน หากทำการเดินเครื่องทำน้ำเย็นทั้งสอง ตลอด 24 ชม. แล้วจะใช้พลังงานสูงเกินความจำเป็น เนื่องจากขนาดทำความเย็นของเครื่องทั้งสองรวมแล้วเท่ากับ 980 ตัน เกินกว่าภาระการทำความเย็นสูงสุดมากโดยเฉพาะช่วง Off-peak ใช้พลังงานไฟฟ้า 10,612 kWh / วัน หลังติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็น CH_3 (เครื่องใหม่) ชนิด Oil-Free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ขนาดทำความเย็น

400 ตัน ซึ่งเป็นเครื่องที่เหมาะสมสำหรับใช้งานในสภาวะโหลดการทำความเย็นไม่เต็มพิกัด (การใช้งานส่วนมากแล้วเครื่องทำน้ำเย็นจะทำงานในสภาวะไม่เต็มพิกัด ทำให้เกิดการสิ้นเปลืองการใช้พลังงานไฟฟ้าโดยไม่จำเป็น) มีอุปกรณ์ควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์ (VSD) เป็นคอมเพรสเซอร์แบบ Centrifugal ที่ใช้ Magnetic Bearing แทนการใช้ Mechanical Bearing ที่มีแรงเสียดทานมาก ทำให้สามารถเลือกเดินเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องใหม่ CH_3 คู่กับเครื่องทำน้ำเย็นเดิม ซึ่งเลือกเดินเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 เนื่องจากการตรวจวัดการพลังงานพบว่าสมรรถนะสูงกว่าเครื่องทำน้ำเย็น CH_2 โดยสามารถออกแบบการเดินเครื่องแบบใหม่ พบว่าใช้พลังงาน 8,002 kWh /วัน

จากผลการเดินเครื่องแบบใหม่ พบว่ามีความเหมาะสมที่สุดในการใช้งานเครื่องทำน้ำเย็น โดยสามารถลดการใช้พลังงานลง 2,610 kWh / วัน เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้เดินเครื่องแบบเดิม (เครื่องทำน้ำเย็น CH_1 คู่กับ CH_2) ที่เดินเครื่องตลอด 24 ชั่วโมง ทำให้ลดการใช้พลังงานของเครื่อง

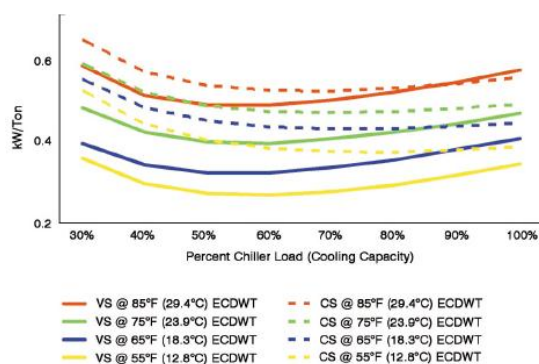
ทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศของโรงพยาบาลฯ
คิดเป็น 24.59 %

กิตติกรรมประกาศ

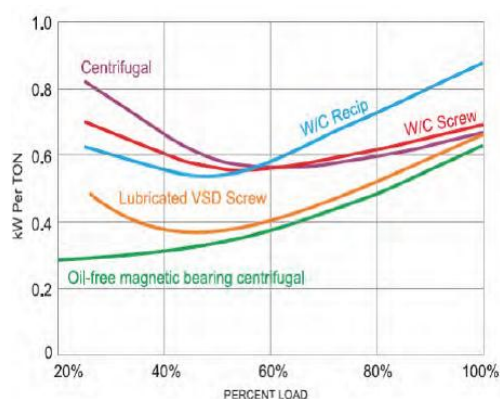
ขอขอบคุณ รศ.ดร.ธนากร วงศ์วัฒนาเสถียร
ที่ให้คำปรึกษา, คุณวิศรุต เชิดชู หัวหน้างานซ่อมบำรุง
พร้อมทั้งเจ้าหน้าที่หน่วยเครื่องกล งานซ่อมบำรุง
คณะแพทยศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ที่ให้ความ
ร่วมมือในการตรวจวัดและเก็บข้อมูล พร้อมทั้งสถานที่
ในการศึกษา และต้องขอขอบคุณสำนักงานนโยบาย
และแผนพลังงาน (สนพ.) เป็นอย่างสูงที่ให้การ
สนับสนุนทุนวิจัยในครั้งนี้จนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

เอกสารอ้างอิง

1. Department of Alternative Energy Development and Efficiency. Ministry of Energy. Status and conservation of energy in buildings and factories. Annual Report; 2003. Thai.
2. Chonlathis Eiamworawutthikul. Utilization of year round integrated part-load energy consumption as a factor for suitable chiller selection. 2nd Conference on energy technology network of Thailand. 27-29 July 2006. Thai.
3. Saidur R, Hasanuzzaman M, Mahlia TMI, Rahim NA, Mohammed HA. Chillers energy consumption, energy savings and emission analysis in an institutional building. Energy 2011; 36:5233-8.
4. Jose Alvares. The part-load efficiency benefit of oil-free, high-speed, direct-drive centrifugal compressors. International compressor engineering conference, 2010.
5. Larry D. Chiller monitoring system. United States Patent. Jan 28, 1992.
6. Thomas H. All-variable speed centrifugal chiller plants. ASHRAE Journal; September 2001: 43-51
7. Revolutionary energy savings for the built environment, Smardt Chillers (Asia-Pacific) Pty Ltd. [cited 2 September 2013]. Available from: <http://www.aeepprograms.com/advertising/smardtbrochure.pdf>
8. Mongkol Suttiwattanagul. Efficiency of chiller. Bureau of Water Technology and Industrial Plant Environment. Department of Industrial Works. Ministry of Industry. 2006. Thai.
9. Chan KT, Yu FW. Part load efficiency of air-cooled multiple-chiller plants. Building Serv. Eng. Res. Technol. 23, 1 (2002) pp. 31-41.
10. Manual for training of personal responsible for energy. Bureau of Energy Human Resource Development. Ministry of Energy. 2010. Thai.
11. Textbook training for electrical energy. Bureau of Energy Human Resource Development. Ministry of Energy. 2010. Thai



ภาพที่ 1 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นที่มี VSD และ Constant Speed Compressor [7]



ภาพที่ 2 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละชนิด [7]



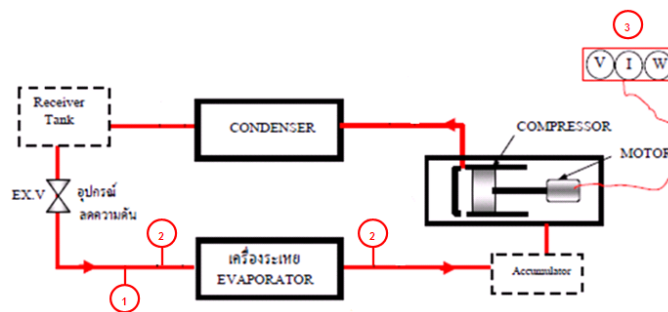
ภาพที่ 3 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ (ยี่ห้อ Panametrics รุ่น AquaTrans AT 868)



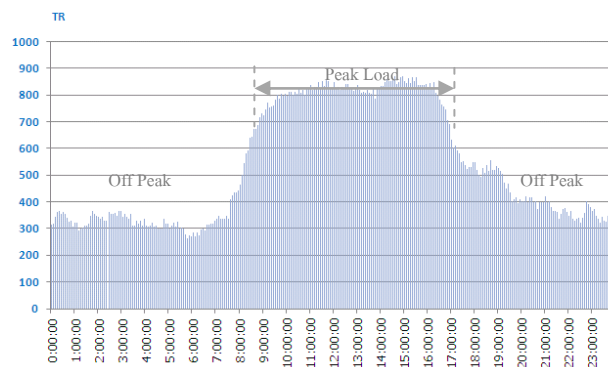
ภาพที่ 4 เครื่องวัดอุณหภูมิแบบเทอร์โมคัปเปิลและเครื่องบันทึกข้อมูล (ยี่ห้อ PM รุ่น PM TSP-08(S4)6x150MM)



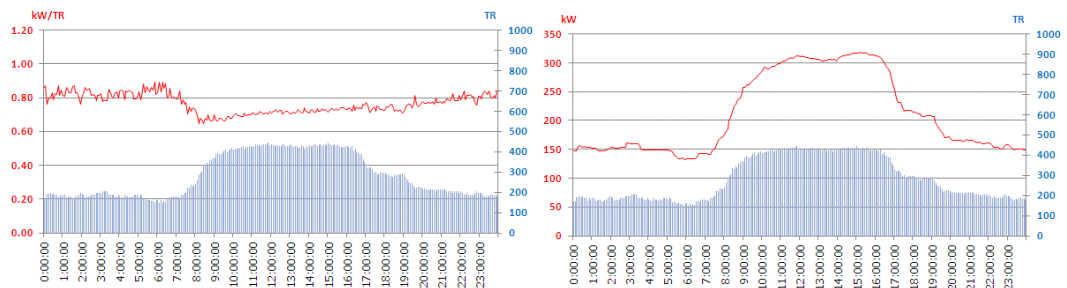
ภาพที่ 5 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า (ยี่ห้อ JANITZA รุ่น UMG503)



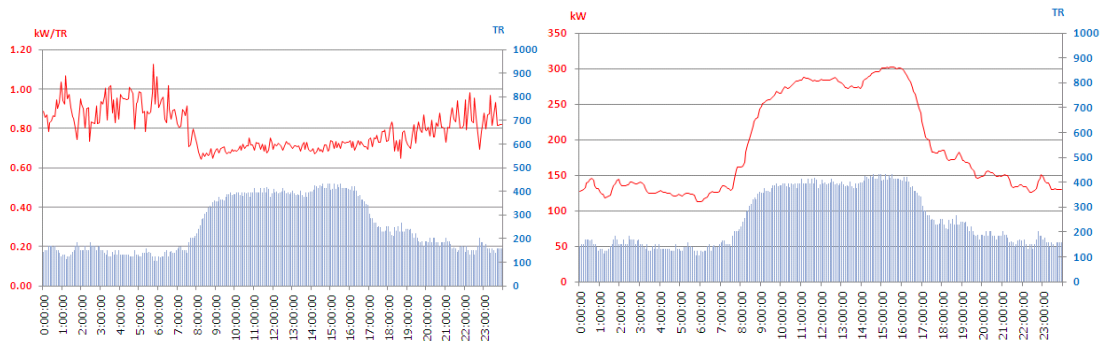
ภาพที่ 6 แสดงตำแหน่งการตรวจวัดค่าพลังงาน [11]



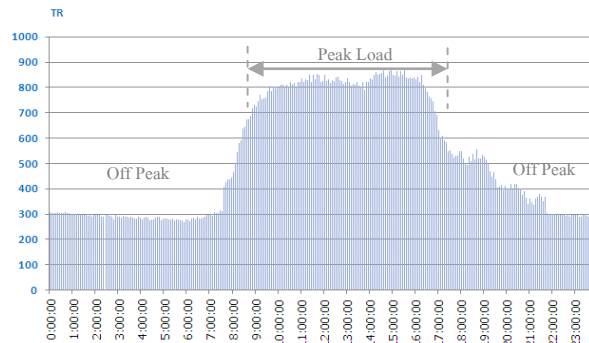
ภาพที่ 7 ภาระโหลดทำความเย็นรวมของเครื่องทำน้ำเย็น CH_4 และ CH_2



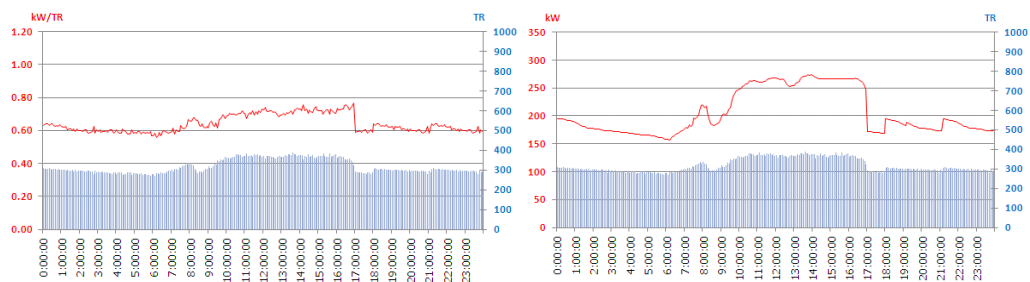
ภาพที่ 8 ภาระ โหลดทำความเย็นและสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น CH_4



ภาพที่ 9 ภาระโหลดทำความเย็นและสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น CH_2



ภาพที่ 10 ภาระโหลดทำความเย็นรวมของเครื่องทำน้ำเย็น CH_1 และ CH_2



ภาพที่ 11 ภาระโหลดทำความเย็นและสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น CH_3

ตารางที่ 1 ตารางการใช้พลังงานเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาล ฯ ตามช่วงเวลา

เครื่องทำน้ำเย็น	เวลา	ช่วงโหลด ทำความเย็น	กำลังไฟฟ้า (kW _{ave})	ขนาดทำความเย็น (TR _{ave})	สมรรถนะ (kW/TR) _{ave}	กำลังไฟฟ้า (kWh/วัน)
CH ₁	8.00-18.00 น.	Peak- Load	308	448	0.69	3,080
	18.00-8.00 น.	Off -Peak	176	243	0.73	2,464
CH ₂	8.00-18.00 น.	Peak -Load	294	405	0.73	2,940
	18.00-8.00 น.	Off -Peak	152	179	0.85	2,128
CH ₃	8.00-18.00 น.	Peak- Load	243	350	0.69	2,430
	18.00-8.00 น.	Off- Peak	178	295	0.60	2,492