

The Influence of Entering Cooling Water Temperature on Integrated Part-Load Energy Consumption Value of a Water Cooled Chiller

(อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ต่อปริมาณการใช้พลังงานรวมของเครื่องทำความเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ)



ดร.ชลธิศ เอี่ยมวรวิฑูล

อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีปทุม

Tel. 02-579-1111 ext. 1202 E-mail: Chonlathis@gmail.com

บทคัดย่อ

ปริมาณการใช้พลังงานของเครื่อง chiller ในระบบปรับอากาศสำหรับอาคารธุรกิจทั่วไป ได้ถูกประเมินเปรียบเทียบกับพื้นฐานของปริมาณพลังงานเฉลี่ยรวมของระบบในรอบ 1 ปี ในลักษณะ integrated part load value (IPLV) ซึ่งอัตราการใช้พลังงาน kW/ton ของเครื่องทำความเย็นแบบ chiller ที่ระบายความร้อนด้วยน้ำมีค่าแปรผันตาม ภาระความร้อนของอาคาร (building load) และโดยเฉพาะอย่างยิ่งอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (entering cooling water temperature หรือ ECWT) ซึ่งมีค่าเปลี่ยนแปลงตลอดช่วงเวลาการทำงานของระบบอันเนื่องมาจาก สภาพอากาศท้องถิ่น ณ เวลาที่ต่างกัน จุดประสงค์ของงานวิจัยเพื่อเสนอเป็นข้อมูลแกผู้ออกแบบระบบปรับอากาศ สำหรับประกอบการพิจารณาเลือกใช้เครื่อง chiller ให้มีความเหมาะสมในแง่ของการใช้พลังงานที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น ผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่าการประเมินปริมาณการใช้พลังงานรวม หรือ IPLV ของระบบจะขึ้นอยู่กับข้อกำหนดค่าจำกัดของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ของเครื่อง chiller ซึ่งการพิจารณาในส่วนนี้มีความจำเป็นในการช่วยทำความเข้าใจถึงพฤติกรรมการทำงานของระบบ และ ลดความคลาดเคลื่อนในการประเมินปริมาณการใช้พลังงานของเครื่อง chiller ได้ดียิ่งขึ้น อย่างไรก็ตามระดับความสำคัญของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ อาจแตกต่างกันตามสภาพอากาศท้องถิ่น อัตราส่วนภาระความร้อนภายในของอาคาร และประเภทของระบบควบคุม compressor ของ chiller

1. บทนำ

เป็นที่ทราบกันว่าค่าใช้จ่ายสำหรับพลังงานไฟฟ้าส่วนใหญ่ที่ใช้ในอาคารธุรกิจทั่วไปมักถูกใช้ไปในระบบทำความเย็นปรับอากาศ สำหรับระบบปรับอากาศขนาดใหญ่ที่มีระบบทำความเย็นรวมแบบเครื่องทำน้ำเย็น (chiller plant) พลังงานที่ใช้เกือบทั้งหมดอาจถูกใช้ไปเพื่อการทำงานของเครื่อง chiller ดังนั้นการวิเคราะห์พฤติกรรมการใช้พลังงานของเครื่อง chiller ต่อการเปลี่ยนแปลงของภาระทำความเย็นอย่างถูกต้องจึงมีความจำเป็นสำหรับการตัดสินใจของผู้ออกแบบในการพิจารณาเลือกใช้ระบบที่เหมาะสม



ส่วนประกอบสำคัญสองส่วนที่มีอิทธิพลต่ออัตราการใช้พลังงานของเครื่อง chiller ต่อขนาดทำความเย็น (หรือ kW/ton) คือ ภาระความร้อนของอาคาร (building load) และ อุณหภูมิของสารระบายความร้อน (อากาศ หรือ น้ำ) ที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ อย่างไรก็ตามการวิเคราะห์การใช้พลังงานของเครื่อง chiller ที่ถือปฏิบัติกันโดยทั่วไปนั้น จะพิจารณาที่อัตราการใช้พลังงาน ณ เงื่อนไขการออกแบบ ซึ่งมักเป็นสภาวะที่ภาระความร้อนของอาคาร และอุณหภูมิของน้ำหรืออากาศระบายความร้อนเข้าคอนเดนเซอร์มีค่ามากที่สุด โดยที่ข้อมูลเหล่านี้จะถูกนำมาเป็นบรรทัดฐานในการเลือกเครื่อง chiller ที่ให้การทำงานในช่วงที่มีอัตราการใช้พลังงานต่อขนาดทำความเย็น (kW/ton) ต่ำที่สุดที่จุดนี้ การพิจารณาตามแนวทางดังกล่าวอาจก่อให้เกิดความคลาดเคลื่อนต่อการเลือกใช้ chiller โดยมีจุดประสงค์เพื่อให้เกิดประสิทธิภาพการใช้พลังงานที่ดีที่สุด

ในความเป็นจริงแล้วภาระความร้อนของอาคาร และอุณหภูมิของอากาศหรือน้ำระบายความร้อน มีการแปรเปลี่ยนตลอดเวลาการทำงานของระบบ ดังนั้น chiller plant หนึ่งๆ จะมีสภาวะการทำงานที่ขนาดทำความเย็นสูงสุด ณ จุดที่ใช้ในการออกแบบเกิดขึ้นในช่วงเวลาที่น้อยมากหรืออาจน้อยกว่า 1% เมื่อเทียบกับระยะเวลาการทำงานรวมของระบบทำความเย็นทั้งปี [3, 4] ดังนั้นการคำนวณปริมาณการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น บนพื้นฐานของภาระความร้อนอาคาร และสภาพภูมิอากาศที่เงื่อนไขการออกแบบ อาจให้ปริมาณการใช้พลังงานที่เกินจริง และทำให้เลือกใช้เครื่อง chiller ที่มีขนาดใหญ่เกินความจำเป็น

ถึงแม้ว่าในปัจจุบันผู้ออกแบบและผู้ผลิตได้เพิ่มความระมัดระวังมากขึ้นในการประเมินปริมาณ

การใช้พลังงานเฉลี่ยรวมทั้งปี เพื่อการพิจารณาเลือกเครื่อง chiller โดยคำนึงถึง kW/ton ของเครื่อง chiller ที่แปรผันตามขนาดทำความเย็นของเครื่อง ซึ่งเปลี่ยนแปลงในแต่ละช่วงเวลาการทำงาน อย่างไรก็ตามการพิจารณา ดังกล่าวยังไม่เป็นที่ปฏิบัติโดยทั่วไปเนื่องจากความยุ่งยากในการคำนวณและยังขาดข้อมูลที่ชัดเจนจากผู้ผลิต โดยเฉพาะอย่างยิ่งข้อมูลอัตราการใช้พลังงาน kW/ton ของเครื่อง chiller ที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิอากาศและน้ำระบายความร้อนเข้าคอนเดนเซอร์ ซึ่งผู้จำหน่ายเครื่อง chiller ในท้องตลาดยังให้ข้อมูลบนพื้นฐานที่แตกต่างกัน

Hartman [2] รายงานถึงพฤติกรรมการใช้พลังงานของเครื่อง chiller แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (water cool) ที่แปรผันตามทั้งสัดส่วนขนาดทำความเย็นของเครื่องและอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าคอนเดนเซอร์ หรือ Entering Cooling Water Temperature (ECWT) ได้แสดงว่าที่ขนาดทำความเย็นเท่ากันของเครื่อง chiller หนึ่งๆ อาจมี kW/ton ที่แตกต่างกันมากถึง 30-50% ระหว่าง ECWT เท่ากับ 29.4°C (85°F) และ 18.9°C (55°F) จากงานวิจัย [1] ที่ได้จำลองทางคอมพิวเตอร์ถึงพฤติกรรมการใช้พลังงานของเครื่อง chiller โดยพัฒนาขึ้นจากการเก็บข้อมูลการทำงานจริงได้ คำนึงถึงอิทธิพลของ ECWT และได้ผนวกไว้ในสมการแบบจำลองด้วยการพิจารณาถึงอิทธิพลของ ECWT ต่อปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยของ chiller plant รวมทั้งปี ในลักษณะ Integrated Part Load Value (IPLV) ได้แสดงไว้ในเอกสารอ้างอิง [5] ซึ่งรายงานตัวอย่างสภาพอากาศของเมือง Baltimore มลรัฐ Maryland ประเทศสหรัฐอเมริกา chiller plant ที่ใช้ chiller แบบ variable speed drive ที่สามารถรับการเปลี่ยนแปลงของ ECWT ได้ต่ำ

ถึง 55°F (หรือ 12.8°C) จะใช้พลังงานน้อยกว่า chiller plant ที่ใช้ chiller แบบเดียวกัน แต่จำกัด ECWT ได้แค่ 75°F (หรือ 23.9°C) ถึงประมาณ 28%

จากข้อมูลข้างต้นชี้ให้เห็นว่า เพื่อให้เกิดความแม่นยำต่อการประเมินการใช้พลังงานของเครื่อง chiller อาจจำเป็นต้องพิจารณาถึงการเปลี่ยนแปลงอัตราการใช้พลังงาน kW/ton ที่แปรผันตามทั้งขนาดการทำความเย็นของ chiller และ อุณหภูมิอากาศหรือน้ำระบายความร้อนเข้าคอนเดนเซอร์ ซึ่งเปลี่ยนแปลงตามสภาพอากาศท้องถิ่นในแต่ละช่วงเวลาของการทำงานของระบบ และนำมาคำนวณรวมเป็นปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยในรอบ 1 ปี เพื่อให้ได้ค่า integrated part load value ของระบบสำหรับนำมาเป็นข้อมูลในการตัดสินใจเปรียบเทียบการเลือกใช้เครื่อง chiller ที่เหมาะสม

อย่างไรก็ตามการคำนวณในลักษณะดังกล่าวมีความยุ่งยากซับซ้อนและเป็นต้นทุนในการออกแบบและอาจไม่มีความจำเป็นในทุกๆ การออกแบบของระบบทำความเย็น ซึ่งความจำเป็นต่อการคำนวณในลักษณะ Integrated Part Load Value อาจขึ้นอยู่กับลักษณะสภาพภูมิอากาศของแต่ละท้องถิ่น ลักษณะอาคาร และประเภทของเครื่อง chiller ที่ใช้ ดังนั้นผู้ออกแบบจึงต้องพิจารณาถึงความจำเป็นเหมาะสมต่อการคำนวณ IPLV ของระบบทำความเย็นต่อการใช้งานที่แตกต่างกัน

ดังนั้น เพื่อเป็นข้อมูลเบื้องต้นสำหรับการพิจารณาใช้การคำนวณปริมาณพลังงานเฉลี่ยแบบ IPLV ดังกล่าวข้างต้น ผู้เขียนได้ศึกษาถึงปริมาณการใช้พลังงานของ chiller มาตรฐาน ในประเภทอาคารธุรกิจทั่วไปภายใต้สภาพภูมิอากาศเฉลี่ยของกรุงเทพมหานคร โดยคำนวณ Integrated Part Load Value (IPLV) ของปริมาณพลังงานที่เครื่อง

chiller ใช้ตลอดการทำงานในเวลาหนึ่งปี โดยพิจารณาสำหรับเครื่อง chiller ที่มีการระบายความร้อนแบบใช้น้ำ และทำการวิเคราะห์ถึงอิทธิพลของ

- อุณหภูมิน้ำเข้า Condenser หรือ Entering Cooling Water Temperature ต่ออัตราการใช้พลังงานของ chiller
- ลักษณะอาคารต่างๆ ที่มีอัตราส่วนภาระความร้อนจาก ภาระภายใน (Internal Load) และ ภายนอก (External Load) ที่แตกต่างกัน
- สภาพภูมิอากาศท้องถิ่นที่มีอุณหภูมิกระเปาะเปียกเฉลี่ยที่แตกต่างกัน
- ระบบควบคุมคอมเพรสเซอร์แบบ Constant Speed Drive (CSD) และ Variable Speed Drive (VSD)

2. วิธีดำเนินการวิจัย

เนื่องจากจุดประสงค์ของการศึกษาในขั้นนี้เพื่อรายงานข้อมูลเบื้องต้นในลักษณะเชิงคุณภาพ (Qualitative) ของปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยสำหรับเครื่อง chiller มาตรฐาน ภายใต้สภาพภูมิอากาศของท้องถิ่น สำหรับอาคารธุรกิจทั่วไป เพื่อเป็นข้อมูลให้แก่ผู้ออกแบบระบบปรับอากาศถึงการพิจารณาใช้การคำนวณแบบ IPLV ดังนั้นการศึกษาจึงออกแบบให้อยู่บนพื้นฐานของการทำงานของเครื่อง chiller หนึ่งตัวเพื่อตัดตัวแปรเนื่องจากลำดับขั้นการเดิน chiller ที่สภาวะการทำความเย็นที่ลดลง โดย chiller ที่พิจารณามีขนาดทำความเย็นเต็มกำลังเท่ากับ 1000 tons สำหรับภาระทำความเย็นของอาคารสูงสุดเท่ากับ 900 tons ที่การทำงาน 8760 ชั่วโมงในหนึ่งปี เงื่อนไขการออกแบบอื่นๆ ของระบบที่ใช้ในการศึกษามีรายการดังนี้

- อุณหภูมิกำหนดในการออกแบบ: 95°F Dry Bulb และ 83°F Wet Bulb

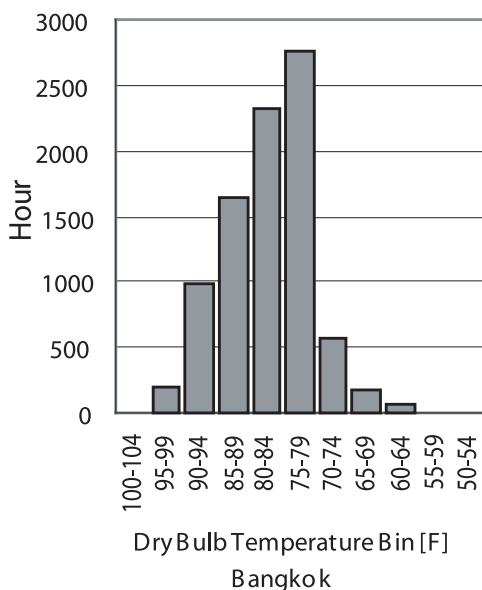


- ภาระความร้อนของอาคารในการออกแบบ: 900 tons
- ประเภทเครื่อง chiller: 1000 tons centrifugal chiller มีการควบคุมแบบ electrical constant speed drive (CSD) หรือ variable speed drive (VSD)
- อัตราการใช้พลังงาน (Nominal part load energy consumption): 0.6 kW/ton
- น้ำเย็น ที่ evaporator: กลับที่ 55°F และจ่ายที่ 45°F และมีค่าความดันตกเท่ากับ 20 ft
- น้ำระบายความร้อน ที่ condenser: เข้าที่ 85°F และ ออกที่ 94.4°F และมีค่าความดันตกเท่ากับ 20 ft

การคำนวณกระทำโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป YorkCalc [5] ซึ่งเป็นโปรแกรมที่ผู้ใช้สามารถตั้งค่าอุปกรณ์ในระบบ chiller plant ในลักษณะต่างๆ ที่ใช้ในอาคารทั่วไป เพื่อทำการคำนวณปริมาณการใช้พลังงานของทั้งระบบตลอดระยะเวลาการทำงานในรอบ 1 ปี ตามการแปรผันของภาระความร้อนของอาคาร และข้อมูลสภาพอากาศเฉลี่ย (weather data) ตาม

มาตรฐานของ ASHRAE ของเมืองต่างๆ ทั่วโลก รวมทั้งกรุงเทพมหานคร ซึ่งถูกบรรจุอยู่แล้วในตัวโปรแกรม ข้อมูลสภาพอากาศถูกแบ่งเป็นลำดับชั้น หรือ bin ตามขนาดอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (dry bulb temperature) bin ละ 5°F และมีระยะเวลาเป็นชั่วโมงที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งในแต่ละ bin มีอยู่ในแต่ละเดือนในรอบ 1 ปี นอกจากนี้ข้อมูลของอุณหภูมิกระเปาะเปียก (wet bulb temperature) เฉลี่ยและระยะเวลาเป็นชั่วโมงรวมใน 1 ปี ของแต่ละ bin ได้ถูกกำหนดไว้ในข้อมูลอากาศด้วย ตัวอย่างข้อมูลอากาศของกรุงเทพมหานครได้แสดงไว้ใน รูปที่ 1

โปรแกรม YorkCalc ใช้ Bin Method ในการประมาณภาระความร้อนรวมของอาคารทั้งจากภาระภายนอกอาคาร หรือ external load (เช่น แสงอาทิตย์ อุณหภูมิอากาศ) และ ภาระภายในอาคาร หรือ internal load (เช่น คน อุปกรณ์ไฟฟ้า) โดยสร้างความสัมพันธ์เชิงเส้นกับอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ โดยกำหนดให้ ที่อุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ในการออกแบบ คือ 95°F เป็นตำแหน่งที่อาคารมีภาระทำความเย็นสูงสุดคือ 900 tons และกำหนดให้ที่



Dry Bulb [F]	Wet Bule [F]	Hour
100-104	82	7
95-99	81	205
90-94	80	990
85-89	78	1651
80-84	77	2316
75-79	75	2762
70-74	70	562
65-69	64	177
60-64	60	59
55-59	56	5
50-54	51	0
45-49	0	0

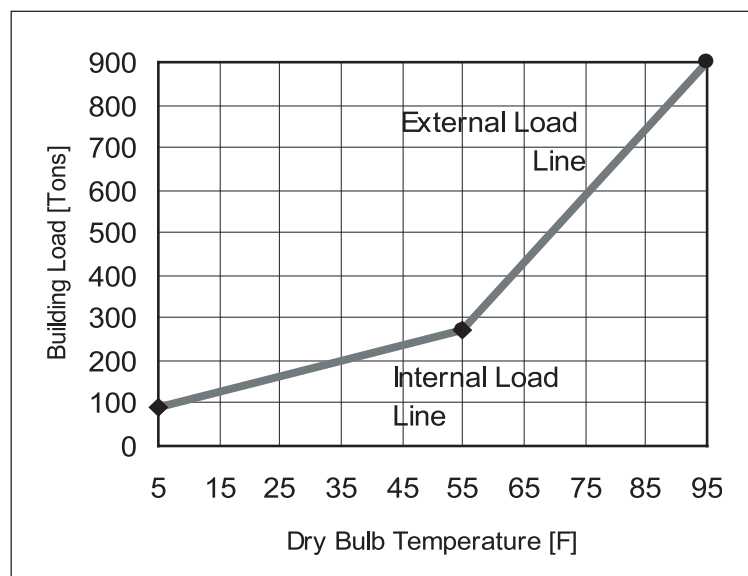
รูปที่ 1 ตัวอย่างข้อมูลอากาศของกรุงเทพมหานครจากโปรแกรม YorkCalc [5]

ภาระทำความเย็นของอาคารมีค่าน้อยที่สุดเท่ากับ 10% ของภาระทำความเย็นสูงสุด เกิดขึ้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งใน bin ที่ 20 ต่ำกว่าอุณหภูมิสูงสุด ซึ่งก็คือที่ประมาณ 5°F

โปรแกรมกำหนด ความสัมพันธ์เชิงเส้น ของ อุณหภูมิอากาศ กับ ภาระความร้อนจากภายนอก และจากภายในอาคาร โดยให้ค่าอัตราความสัมพันธ์ (slope) ที่ไม่เท่ากัน ซึ่งถูกแบ่งโดยใช้อุณหภูมิอากาศ สมดุล (Weather Balance Temperature) ซึ่งเป็นอุณหภูมิอากาศที่ทำให้ภาระความร้อนจาก ภายนอกเท่ากับศูนย์ ค่าอุณหภูมิอากาศสมดุล ถูกตั้งไว้ที่ 55°F ดังนั้นเมื่อกำหนดอัตราส่วน ร้อยละของ internal load ต่อ ภาระความร้อน ทั้งหมดของอาคารที่จุดออกแบบ ความสัมพันธ์ ระหว่างอุณหภูมิอากาศ และภาระความร้อนอาคาร ที่ครอบคลุมช่วงการทำงานของระบบ สามารถ ประมาณได้ดังตัวอย่างแสดงใน รูปที่ 2 สำหรับ อาคารที่มีอัตราส่วน Internal Load ที่ 30% ในสภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร

โปรแกรม YorkCalc ทำการคำนวณปริมาณ การใช้พลังงานเฉลี่ยรวม หรือ ค่า IPLV ของ chiller ตามความสัมพันธ์ระหว่างภาระทำความเย็นและ ข้อมูลสภาพอากาศเฉลี่ยในรอบ 1 ปี ตามตัวอย่าง ที่แสดงในรูปที่ 1 และ 2 โดยทำการประมวลเข้ากับ อัตราการใช้พลังงาน kW/ton ของเครื่อง Chiller ที่มีการเปลี่ยนแปลงไปตามขนาดทำความเย็นและ อุณหภูมิน้ำเข้า Condenser (ECWT) ซึ่งแปรผัน ตามอุณหภูมิอากาศเช่นกัน จากข้อมูลใน [2, 5] อธิบายว่า การเปลี่ยนแปลงของ อัตรา การใช้พลังงาน kW/ton ของเครื่อง chiller มีค่าลดลงตามค่า ECWT ที่ต่ำลง ที่ขนาดการทำความเย็นของเครื่องที่เท่ากัน และการลดลงของอัตราการใช้พลังงานของ chiller ที่มีการควบคุม compressor แบบ VSD มีมากกว่า chiller ที่มีการควบคุม compressor แบบ CSD

ค่า IPLV ของการใช้พลังงานเฉลี่ยของ chiller ตามเงื่อนไขต่างๆ ตามที่ระบุ ในหัวข้อข้างต้นได้ รายงานในหัวข้อถัดไป



รูปที่ 2 ตัวอย่างความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศกรุงเทพมหานครและ ภาระความร้อนของอาคารที่มี 30% Internal load

3. ผลการศึกษา

ในขั้นแรกนี้ได้ทำการศึกษาเพื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานของ Chiller โดยวิเคราะห์เปรียบเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%IPLV_{DIFF}) ระหว่าง IPLV ของ Chiller ที่สามารถรับอุณหภูมิน้ำเข้า condenser ต่ำที่สุด (หรือ ECWT_{MIN}) ได้จำกัดที่ 75°F และ เครื่องที่มี ECWT_{MIN} จำกัดที่ 55°F โดยค่า %IPLV_{DIFF} คำนวณโดยสมการ

$$\%IPLV_{DIFF} = \frac{IPLV_{ECWT_{MIN}=high} - IPLV_{ECWT_{MIN}=low}}{IPLV_{ECWT_{MIN}=high}} \times 100 \quad (1)$$

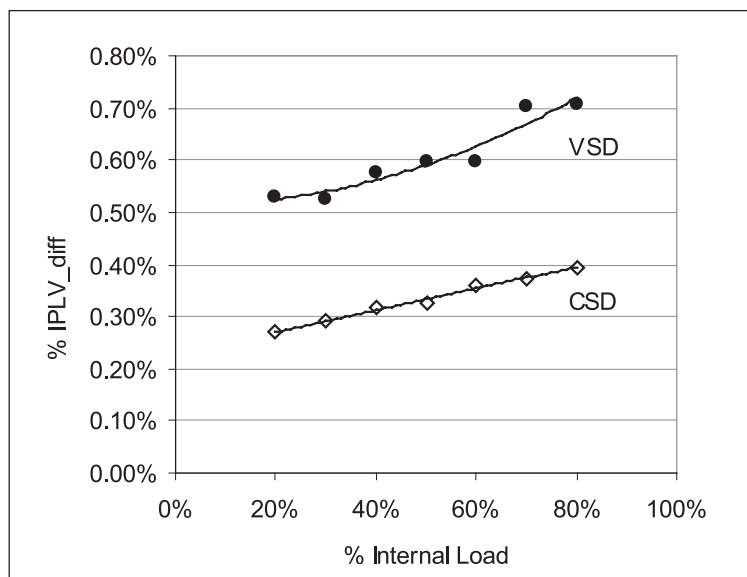
โดยที่

$IPLV_{ECWT_{MIN}=high}$ = IPLV ของ chiller ที่มีค่าจำกัดของ ECWT_{MIN} ที่สูงกว่า (ในที่นี้ คือ ที่ ECWT_{MIN} = 75°F)

$IPLV_{ECWT_{MIN}=low}$ = IPLV ของ chiller ที่มีค่าจำกัดของ ECWT_{MIN} ที่ต่ำกว่า (ในที่นี้ คือ ที่ ECWT_{MIN} = 55°F)

การคำนวณใช้สภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร ตามลักษณะการใช้งานอาคารที่มีอัตราส่วนของภาระความร้อนภายใน (internal load) ตั้งแต่ 20% ถึง 80% ของภาระความร้อนรวมของอาคาร ดังที่แสดงในรูปที่ 3 โดยได้เปรียบเทียบผลของ chiller ทั้งแบบ CSD และ VSD ไว้ในกราฟเดียวกัน

ผลการคำนวณดังแสดงในรูปที่ 3 ชี้ให้เห็นว่า เครื่อง Chiller ที่มีค่าจำกัดอุณหภูมิน้ำเข้า condenser ต่ำสุด (ECWT_{MIN}) ที่น้อยกว่า (ในที่นี้คือที่ 55°F) จะมีค่า IPLV ที่ต่ำกว่า (หรือใช้พลังงานรวมน้อยกว่า) โดยค่าความแตกต่างของ IPLV สามารถเห็นได้ชัดเจนขึ้นสำหรับเครื่อง chiller ที่มีการควบคุมแบบ VSD ซึ่งให้อัตราส่วนการใช้พลังงานที่ดีกว่า chiller แบบ CSD ถึงประมาณเกือบ 2 เท่า อันเป็นเหตุผลเนื่องมาจากค่า kW/ton ของ chiller แบบ VSD มีการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงของ ECWT มากกว่า chiller แบบ CSD [2]



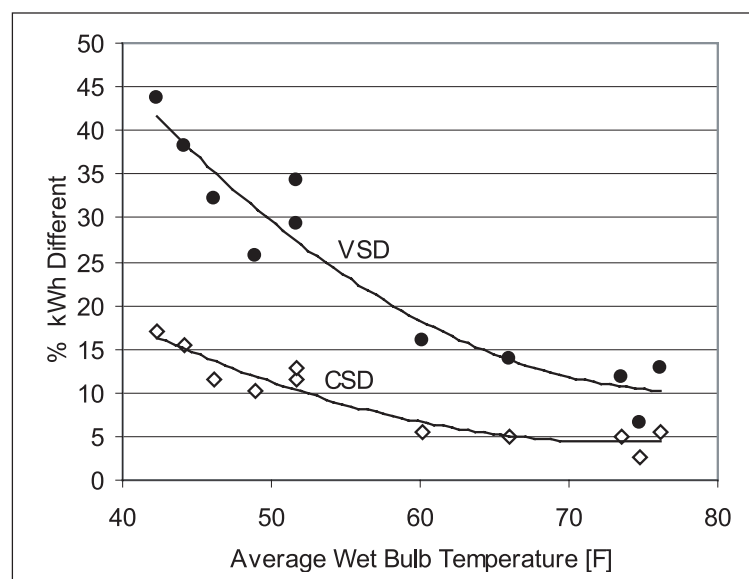
รูปที่ 3 เปอร์เซนต์ความแตกต่างระหว่าง IPLV ของ Chiller ที่มีค่าจำกัด ECWT_{MIN} 75°F และจำกัดที่ 55°F (ค่า %IPLV_{DIFF} ตามสมการที่ (1))

ค่า $\%IPLV_{DIFF}$ ระหว่าง chiller ที่มีข้อจำกัดของการรับ อุณหภูมิน้ำเข้า condenser ที่แตกต่างกัน มีค่ามากขึ้น สำหรับอาคารที่มีค่าอัตราส่วนของภาระความร้อนภายในที่สูงขึ้น เป็นเพราะอาคารที่มีอัตราส่วนของ internal load สูงนั้น เครื่อง chiller จะทำงานโดยเฉลี่ยที่ขนาดทำความเย็นที่สูงกว่า ในอาคารที่มีอัตราส่วนของ internal load ที่ต่ำ ซึ่งหาก external load มีสัดส่วนที่มากแล้ว ขนาดทำความเย็นของ เครื่อง chiller จะแปรผันขึ้นอยู่กับสภาพภาระความร้อนภายนอกที่เปลี่ยนแปลงมากขึ้น โดยทั่วไปแล้ว kW/ton ของ chiller ทั้งแบบ CSD และ แบบ VSD จะตอบสนองต่ออุณหภูมิ น้ำเข้า condenser ได้มากขึ้นที่ขนาดทำความเย็นเข้าใกล้ full load ของเครื่อง และ จะตอบสนองน้อยลงตามขนาดทำความเย็นที่ลดลง ดังนั้นจึงเป็นเหตุผลที่การคำนวณแสดงค่า $\%IPLV_{DIFF}$ มากขึ้นที่ $\%internal\ load$ มากขึ้น

จากผลที่ได้ถึงแม้ว่าจะบ่งบอกแนวโน้มของการเปลี่ยนแปลงค่า IPLV ของ chiller ได้ค่อนข้างชัดเจน ตามรูปแบบการควบคุม compressor และ

การแปรผันตาม อัตราส่วนของภาระทำความเย็นภายในของอาคาร แต่อย่างไรก็ตามค่าความแตกต่างของ IPLV ที่ได้มีค่าน้อยมาก ซึ่งผลที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3 $\%IPLV_{DIFF}$ สูงสุดมีค่าไม่ถึง 1% ซึ่งแตกต่างจากรายงานอ้างอิง [4] ที่รายงานค่า $\%IPLV_{DIFF}$ ถึงเกือบ 30% ระหว่าง chillers ในลักษณะเดียวกันกับที่ศึกษาในรายงานนี้ สำหรับสภาพอากาศในเมืองมลรัฐ Maryland ประเทศสหรัฐอเมริกา

สำหรับผลที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 3 ซึ่งค่า $\%IPLV_{DIFF}$ ที่มีค่าน้อยนี้ เป็นผลเนื่องมาจากการพิจารณาคำนวณโดยใช้ สภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร ซึ่งมีลักษณะร้อนชื้นส่งผลให้จำนวนชั่วโมงการทำงานของ chiller ที่มีอุณหภูมิ น้ำเข้า condenser ระหว่าง $75^{\circ}F$ และ $55^{\circ}F$ น้อยกว่า 798 ชั่วโมง หรือ น้อยกว่า 10% ของชั่วโมงการทำงานทั้งหมด ดังนั้นจึงสังเกตได้ว่า ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของท้องถิ่นมีผลต่อความสำคัญของอิทธิพลของอุณหภูมิ น้ำเข้า condenser ต่อ ค่าการใช้พลังงานรวม ของ chiller



รูปที่ 4 เปรียบเทียบความแตกต่างระหว่าง IPLV ของ Chiller ที่มีค่าจำกัด $ECWT_{MIN}$ ที่อุณหภูมิ wet bulb สูงสุดและต่ำสุดของท้องถิ่นในเมืองต่างๆ

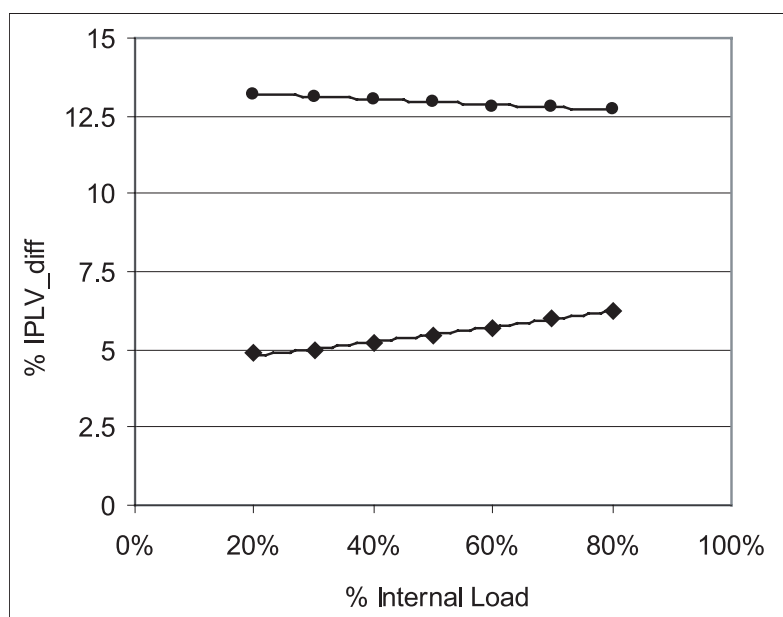
จากข้อสังเกตข้างต้น อุณหภูมิห้องถิ่นที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำเข้า condenser ควรเป็นอุณหภูมิกระเปาะเปียก (wet-bulb) เฉลี่ยของห้องถิ่น ดังนั้นเพื่อเป็นการยืนยันข้อสังเกตนี้ การคำนวณเพิ่มเติมได้กระทำโดยการหาค่า %IPLV_{DIFF} ของเมืองต่างๆ ทั่วโลกที่มีค่าอุณหภูมิ wet-bulb เฉลี่ยที่ต่างกัน แล้วนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ ดังแสดงในรูปที่ 4 โดยที่พิจารณาที่ %internal load ของ อาคาร เท่ากับ 50%

การคำนวณค่า %IPLV_{DIFF} เป็นไปตามสมการ (1) แต่ค่าจำกัด ECWT_{MIN} ของ chiller ถูกเลือกใช้เปรียบเทียบระหว่าง ECWT_{MIN} เท่ากับอุณหภูมิ wet-bulb สูงสุดของห้องถิ่นนั้น และ ECWT_{MIN} เท่ากับ ค่าที่น้อยกว่าอุณหภูมิ wet-bulb ต่ำที่สุดของห้องถิ่น เพื่อค่า %IPLV_{DIFF} ที่ได้จากการคำนวณเป็นค่าที่สูงที่สุดที่เป็นไปได้ของแต่ละห้องถิ่น

จากผลที่แสดงในรูปที่ 4 แสดงได้ชัดเจนว่า ค่า %IPLV_{DIFF} แปรผันตาม อุณหภูมิ Wet-Bulb ของห้องถิ่น โดยที่ห้องถิ่นในแถบอากาศหนาวและแห้ง

ซึ่งมีอุณหภูมิเฉลี่ย wet-bulb ต่ำจะให้ค่า %IPLV_{DIFF} ที่สูง เช่นอาจสูงถึงมากกว่า 40% สำหรับ chiller แบบ VSD ในเมืองที่มี อุณหภูมิ wet-bulb เฉลี่ย ประมาณ 42-45°F (เมือง Chicago ใน USA หรือ เมือง Berlin ใน Germany) สำหรับกรุงเทพมหานคร ซึ่งมีอุณหภูมิเฉลี่ย wet-bulb ประมาณ 76°F มีค่า %IPLV_{DIFF} ประมาณ 13% สำหรับ chiller แบบ VSD และ ประมาณ 5% สำหรับ chiller แบบ CSD

จากผลที่ได้นี้สามารถสรุปได้ว่า ความสำคัญของอิทธิพลจากการแปรผันของอุณหภูมิน้ำเข้า คอนเดนเซอร์ ตามการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอากาศ ในการพิจารณาอัตราการใช้พลังงานเฉลี่ยรวมของ chiller จะมีมากขึ้นสำหรับห้องถิ่นที่มีสภาพอากาศหนาว และมีอุณหภูมิ wet-bulb ที่ต่ำ ตัวอย่างเช่น ในห้องถิ่นที่มีอุณหภูมิ wet-bulb เฉลี่ยประมาณ 42°F หากคำนวณปริมาณการใช้พลังงานของ chiller ในรอบหนึ่งปี โดยใช้ข้อมูล kW/ton ของ chiller จากผู้ผลิตที่กำหนดให้ ECWT คงที่ที่อุณหภูมิในการออกแบบ จะทำให้ได้ค่าการใช้



รูปที่ 5 เปรียบเทียบความแตกต่างระหว่าง IPLV ของ Chiller ในสภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร ที่มีค่าจำกัด ECWT_{MIN} ที่ 85°F และต่ำสุดที่ 46.5°F

ปริมาณพลังงานเฉลี่ยรวมที่สูงเกินจริงไป มากกว่า 40% และ 15% สำหรับ chiller แบบ VSD และ CSD ตามลำดับ หรือ สำหรับห้องถิ่นเขตร้อนที่มี อุณหภูมิ wet-bulb เฉลี่ยประมาณ 75°F ค่า ความคลาดเคลื่อนของการใช้พลังงานเฉลี่ยรวมของ chiller หากกำหนดให้ค่า ECWT คงที่ ที่ค่าออกแบบ อาจมีมากถึงประมาณ 10% สำหรับ chiller แบบ VSD และ 5% สำหรับ chiller แบบ CSD

ข้อมูลเพิ่มเติมสำหรับกรุงเทพมหานคร ได้ถูก คำนวณสำหรับอัตราส่วนภาระทำความเย็นภายใน ที่แตกต่างกัน ที่ %internal load ระหว่าง 20% และ 80% โดยที่การตั้งค่าอื่นๆ เป็นไปตามเดิม ผลการคำนวณถูกแสดงในรูปที่ 5

ผลการคำนวณในรูปที่ 5 ระบุว่าค่า %IPLV_{DIFF} ของสภาพอากาศกรุงเทพมหานครค่อนข้างคงที่ ตลอดช่วง %internal load ที่พิจารณา จากการ เปรียบเทียบค่า IPLV ของการทำงานระหว่าง chiller ที่กำหนดค่า ECWT คงที่ เท่ากับ 85°F (หรือที่ค่า กำหนดในการออกแบบ) กับ chiller ที่สามารถรับ ECWT ได้ต่ำกว่าค่าอุณหภูมิ wet-bulb ที่ต่ำที่สุด จะให้ค่า %IPLV_{DIFF} ประมาณ 13% สำหรับ chiller แบบ VSD และ ประมาณ 5% สำหรับ chiller แบบ CSD

4. สรุป

การศึกษาได้วิเคราะห์ถึงปริมาณการใช้พลังงาน เฉลี่ยรวมจากการทำงานในหนึ่งปีของเครื่องทำความเย็น หรือการคำนวณแบบ Integrated Part Load Value (IPLV) ซึ่งนอกจากจะขึ้นอยู่กับภาระ ความร้อนของอาคารแล้ว ยังได้รับอิทธิพลจากการ เปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ที่ แปรผันตามสภาพอากาศตลอดช่วงเวลาการทำงาน ของระบบ เพื่อเป็นข้อมูลประกอบในการพิจารณา

เลือกเครื่อง chiller ที่เหมาะสมสำหรับระบบ ทำความเย็น ซึ่งมีลักษณะการใช้งานที่แตกต่างกัน แทนการพิจารณา ณ จุดที่ใช้เป็นเงื่อนไขในการ ออกแบบแต่เพียงอย่างเดียว การศึกษาได้ครอบคลุม ถึงการคำนวณปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยในรอบ หนึ่งปีของเครื่อง chiller แบบระบายความร้อน ด้วยน้ำ ภายใต้สภาวะการทำงานที่แปรเปลี่ยนคือ ภาระความร้อนของอาคาร (building load) และ อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (ECWT) อันเนื่อง มาจากสภาพอากาศท้องถิ่น การคำนวณทำโดยใช้ โปรแกรมสำเร็จรูปบนหลักการของ Bin Method ในการสร้างความสัมพันธ์เชิงเส้นระหว่างอุณหภูมิ เฉลี่ยของอากาศในท้องถิ่นกับภาระความร้อนของ อาคารในรอบหนึ่งปี

ผลการศึกษาสามารถสรุปได้ว่าการพิจารณา ปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยรวม หรือ ค่า IPLV ของระบบมีความจำเป็นที่ช่วยในการเข้าใจถึง พฤติกรรมการทำงานของระบบ เพื่อเป็นข้อมูล ประกอบการตัดสินใจเลือกใช้เครื่อง chiller ที่ เหมาะสมต่อการใช้งานได้ดียิ่งขึ้น อย่างไรก็ตาม ระดับความสำคัญอาจแตกต่างกัน ตามสภาพอากาศ ท้องถิ่น อัตราส่วนภาระทำความเย็นภายในของ อาคาร และ ประเภทของระบบควบคุม compressor ของเครื่อง chiller ระหว่าง Variable Speed Drive (VSD) หรือ Constant Speed Drive (CSD)

การวิเคราะห์ชี้ให้เห็นว่า อุณหภูมิน้ำเข้า คอนเดนเซอร์ (ECWT) ที่แปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิ ภาวะเปียกของอากาศ มีผลต่อการประเมิน ปริมาณการใช้พลังงานของ chiller รวมในรอบ 1 ปี ผลการคำนวณสำหรับอากาศของกรุงเทพมหานคร แสดงถึงค่าความคลาดเคลื่อนของค่า IPLV ที่มาก ถึง 13% สำหรับ VSD chiller และ ประมาณ 5% สำหรับ CSD chiller หากกำหนดให้ค่า ECWT

มีค่าคงที่ เท่ากับค่าที่มักใช้ในการออกแบบทั่วไป (เท่ากับ 85°F) โดยที่ IPLV ของ chiller จะมีค่าลดลง (หรือใช้พลังงานน้อยลง) สำหรับ chiller ที่สามารถรับอุณหภูมิน้ำเข้า condenser (ECWT) ได้ที่ค่าจำกัดที่ต่ำลง ปริมาณการใช้พลังงานที่น้อยลงนี้จะเห็นผลชัดเจนขึ้นสำหรับประเภทอาคารที่มีอัตราส่วนของภาระความร้อนจากภายในอาคารที่สูงขึ้น และสำหรับ chiller ที่ใช้ระบบควบคุมแบบ VSD นอกจากนี้ยังพบว่าปริมาณการใช้พลังงานที่ลดลง เนื่องจากการที่ chiller สามารถรับ ECWT ที่ต่ำลง ได้ นั้น จะเห็นผลชัดเจนขึ้นแปรผันตามอุณหภูมิ กระเปาะเปียกเฉลี่ยของท้องถิ่น

เอกสารอ้างอิง

1. Jiratthitijaroen, W., "District Cooling Plant: Refrigeration Plant Simulation," Master of Engineering Thesis, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University, 2000.
2. Hartman, T., "All-Variable Speed Centrifugal Chiller Plants," ASHRAE Journal, pp. 43-57, September, 2001.
3. Tongshoob, T., and Vitooraporn, C., "A Probabilistic Approach for Cooling Load Calculation," Proceedings of the 19th National Mechanical Engineering Network of Thailand Conference, Phuket, Thailand, 19-21 October, 2005.
4. "Chiller-Plant Energy Performance," HVAC&R Engineering Update, YORK International, January 1, 1997.
5. "YorkCalc Version 7.00.32b", Software Application by YorkWorks Version :7.00. FDW, York International Corp., 1993-98.