



บทที่ 5

การอนุรักษ์พลังงาน สำหรับระบบปรับอากาศ (Energy Conservation for Air Conditioning System)

ความสำคัญของเนื้อหาวิชา

การปรับอากาศมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อชีวิตประจำวัน โดยเฉพาะประเทศไทยที่ตั้งอยู่ในเขตภูมิอากาศแบบร้อนชื้น ภายในอาคารจำเป็นต้องมีการปรับอากาศเพื่อให้เจ้าหน้าที่หรือบุคลากรสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่ก็เป็นที่ทราบกันดีว่าการปรับอากาศมีการใช้พลังงาน และค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่สูง

ระบบปรับอากาศ ประกอบด้วยเครื่องจักรและอุปกรณ์จำนวนมาก อุปกรณ์เหล่านี้หลายส่วนสามารถปรับปรุงเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นซึ่งจะช่วยให้ประหยัดพลังงานและลดค่าใช้จ่ายสืบเนื่องของระบบปรับอากาศลงได้ นอกจากนี้ การใช้งานระบบปรับอากาศอย่างมีประสิทธิภาพก็เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่สามารถลดการใช้พลังงานลงได้อย่างมีประสิทธิภาพ

วัตถุประสงค์

1. รู้จักอุปกรณ์และหลักการทำงานของระบบปรับอากาศ
2. ทราบปัจจัยที่มีผลต่อการทำงานของระบบปรับอากาศ
3. เข้าใจวิธีตรวจวัดและประเมินประสิทธิภาพพลังงานของระบบปรับอากาศ
4. ทราบมาตรการปรับปรุงประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

5.1 บทนำ

การปรับอากาศเป็นกระบวนการควบคุมสภาวะของอากาศเพื่อให้เป็นไปตามความต้องการ โดยทั่วไป ปัจจัยหรือพารามิเตอร์ของอากาศที่ต้องควบคุมประกอบด้วย **อุณหภูมิ ความชื้น ความสะอาด การกระจายลม และปริมาณ ลม** การปรับอากาศสามารถแบ่งตามวัตถุประสงค์ของการใช้งานได้เป็น 2 ประเภท คือ การปรับอากาศเพื่อสร้างสภาวะสบายแก่ผู้อยู่อาศัย และการปรับอากาศเพื่อควบคุมสภาวะอากาศในกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรม

สำหรับประเทศไทยซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น หน้าที่หลักของระบบปรับอากาศ คือ การทำความเย็น และลดความชื้นของอากาศให้เป็นไปตามความต้องการ โดยใช้น้ำยาหรือสารทำความเย็นเป็นตัวกลางในการดึงความร้อนภายในพื้นที่ปรับอากาศออกไประบายทิ้งภายนอก

โดยปกติไม่ว่าจะเป็นอาคารธุรกิจหรือโรงงานอุตสาหกรรม ระบบปรับอากาศมีการใช้พลังงานที่สูงมาก การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศจึงสามารถประหยัดพลังงาน และลดค่าใช้จ่ายโดยรวมได้เป็นอย่างมาก

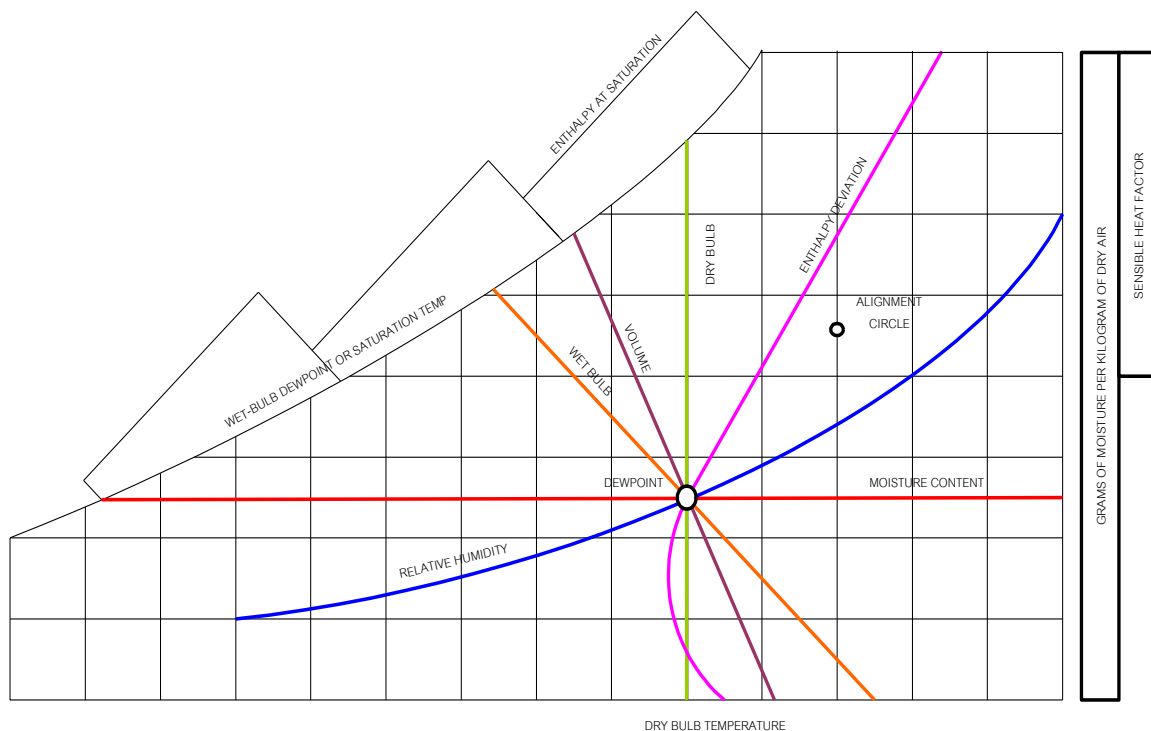
5.2 แผนภูมิไซโครเมตริก

อากาศที่อยู่โดยรอบตัวเราประกอบด้วย 2 ส่วน คือ **1) อากาศแห้ง 2) ไอน้ำ (หรือความชื้น)** เราสามารถทราบค่าสมบัติของอากาศชื้นได้จากการอ่านแผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric Chart)

แผนภูมิไซโครเมตริกยังสามารถใช้เพื่อแสดงสภาวะของอากาศที่เกิดขึ้นในกระบวนการปรับอากาศต่างๆ และสามารถใช้ในการประเมินภาระทำความเย็น (Cooling Load) ของระบบปรับอากาศ ซึ่งจะนำไปสู่การประเมินค่าของพลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศได้ต่อไป

แผนภูมิไซโครเมตริกสามารถแสดงค่าสมบัติที่สำคัญของอากาศชื้นได้ดังนี้	
1. อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry-bulb Temperature)	แสดงบนแกนนอนของแผนภูมิ สามารถวัดและอ่านได้ด้วยเทอร์โมมิเตอร์แบบธรรมดา
2. อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb Temperature)	แสดงบนเส้นแนวทแยงของแผนภูมิ สามารถวัดและอ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์ที่มีผ้าหรือสาลีชุบน้ำหุ้มอยู่ที่กระเปาะ
3. อุณหภูมิจุดกลั่นตัว (Dew-point Temperature)	คือ ค่าของอุณหภูมิที่ทำให้ไอน้ำในอากาศเริ่มกลั่นตัว โดยอุณหภูมิจุดกลั่นตัวที่ภาวะหนึ่งๆ อ่านได้โดยการลากเส้นแนวนอนจากสภาวะนั้นๆ ไปทางซ้ายของแผนภูมิจนตัดเส้นโค้งความชื้นสัมพัทธ์ 100% และค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่อ่านได้ ณ จุดนั้นคืออุณหภูมิจุดกลั่นตัว
4. ความชื้น	
4.1 ความชื้นสัมบูรณ์ (Absolute Humidity)	หมายถึง มวลของไอน้ำต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรอากาศ (g/m^3)
4.2 ความชื้นจำเพาะหรือ สัดส่วนความชื้น (Humidity Ratio)	หมายถึง มวลของไอน้ำต่อมวลของอากาศแห้งหนึ่งหน่วย แสดงบนแกนตั้งของแผนภูมิ

4.3 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity)	หมายถึง อัตราส่วนของความดันไอที่ปริมาณไอน้ำจริงในอากาศต่อความดันไอที่ปริมาณไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน ค่าความชื้นสัมพัทธ์แสดงบนเส้นโค้งของแผนภูมิ
5. เอนทาลปี (Enthalpy)	คือ ปริมาณพลังงานความร้อนในอากาศ ซึ่งสามารถอ่านได้จากเส้นทแยงในแผนภูมิที่มีความชันใกล้เคียงกับเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียก ค่าความร้อนภายในของอากาศประกอบด้วย 2 ส่วน คือ
5.1 ความร้อนสัมผัส (Sensible Heat)	หมายถึง พลังงานความร้อนที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ความชื้นจำเพาะคงที่
5.2 ความร้อนแฝง (Latent Heat)	หมายถึง พลังงานความร้อนที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงปริมาณความชื้นในอากาศ (เกิดการระเหย หรือ การควบแน่น) ที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งคงที่



รูปที่ 5.2-1 ค่าสมบัติของอากาศขึ้นบนแผนภูมิไซโครเมตริก

5.2.1 กระบวนการปรับอากาศ

กระบวนการปรับอากาศมีอยู่หลายลักษณะขึ้นอยู่กับจุดประสงค์ของการใช้งาน ตารางที่ 5.2-1 และแผนภูมิไซโครเมตริกในรูปที่ 5.2-2 แสดงกระบวนการปรับอากาศในลักษณะต่างๆ

ตารางที่ 5.2-1 กระบวนการปรับอากาศ

ตำแหน่งใน รูปที่ 5.2-1	กระบวนการ	วิธีการ	อุณหภูมิ กระเปาะแห้ง (°C)	ความชื้น สัมพัทธ์ (%)	เอนทาลปี (kJ/kg)	การเปลี่ยนแปลง เอนทาลปี (kJ/kg)
1→2	การทำความเย็น	คอยล์เย็น	40→30	40→70	88→78.5	9.5
2→3	การทำความเย็น และลดความชื้น	คอยล์เย็นทำความ เย็นและเกิดการกลั่น ตัว	30→15	70→93	78.5→40	38.5
3+4→5	การผสมระหว่าง อากาศ 2 สภาวะ	กระเปาะแห้ง 35°C กระเปาะเปียก 24°C 5 อยู่ระหว่าง 3 และ 4 และใช้สัดส่วนของ อากาศที่ไหล	27	56	59	19
5→6	การทำความเย็น แบบระเหย	ตัวทำความเย็นแบบ ระเหยเชิงพาณิชย์ (อุณหภูมิกระเปาะ เปียกคงที่) ประสิทธิภาพ 80%	27→21.5	56→90	59	0
5→7	การทำความเย็น แบบระเหยและเกิด การกลั่นตัว	บนเส้นอิ่มตัว	27→20.5	56→100	59	0

ประโยชน์สำคัญประการหนึ่งของแผนภูมิไซโครเมตริก คือ การใช้คำนวณภาระการทำความเย็น หรือปริมาณความร้อนที่ต้องดึงออกจากอากาศในพื้นที่ปรับอากาศ ตัวอย่างเช่น จากตารางที่ 5.2-1 อากาศที่ผ่านกระบวนการทำความเย็นและลดความชื้น (2→3) ซึ่งเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นที่คอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ อากาศจะเปลี่ยนสภาวะจากอุณหภูมิ 30°C ความชื้นสัมพัทธ์ 70% เป็นอากาศที่อุณหภูมิ 15°C ความชื้นสัมพัทธ์ 93% ภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นต่ออากาศ 1 kg คือ ค่าเอนทาลปีที่เปลี่ยนแปลงซึ่งเท่ากับ 38.5 kJ/kg หากอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็นมีค่าเท่ากับ 0.1 kJ/s หมายความว่าเครื่องปรับอากาศสามารถทำความเย็นหรือดึงความร้อนออกได้ในอัตรา 3.85 kJ/s หรือ 3.85 kW (เทียบเท่ากับ 13,136 Btu/h)

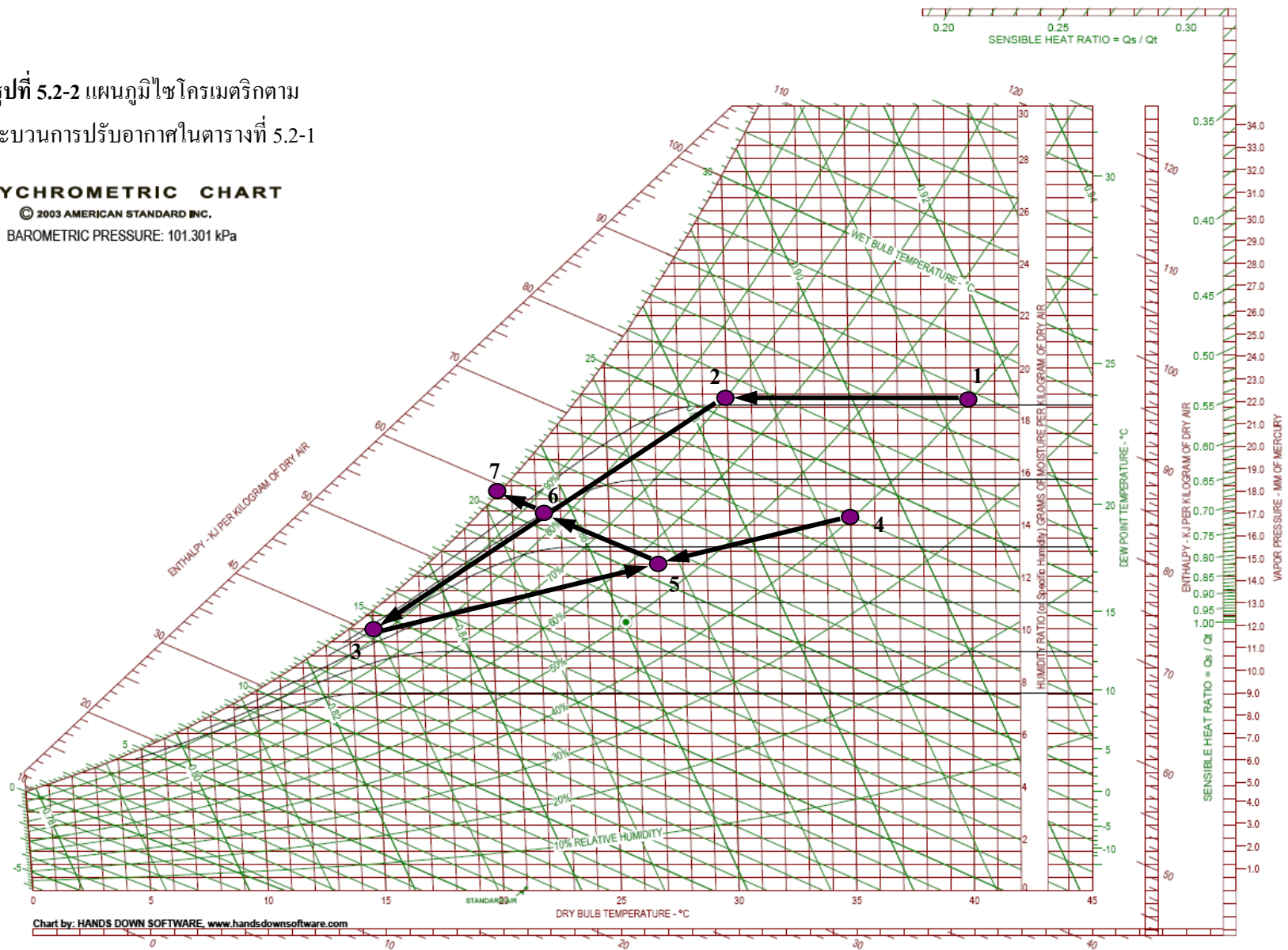
ค่าอัตราการทำความเย็นหรือความสามารถในการทำความเย็นนี้ สามารถนำไปใช้คำนวณปริมาณพลังงานที่ใช้และประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศต่อไปได้

รูปที่ 5.2-2 แผนภูมิไซโครเมตริกตาม
กระบวนการปรับอากาศในตารางที่ 5.2-1

PSYCHROMETRIC CHART

© 2003 AMERICAN STANDARD INC.

BAROMETRIC PRESSURE: 101.301 kPa



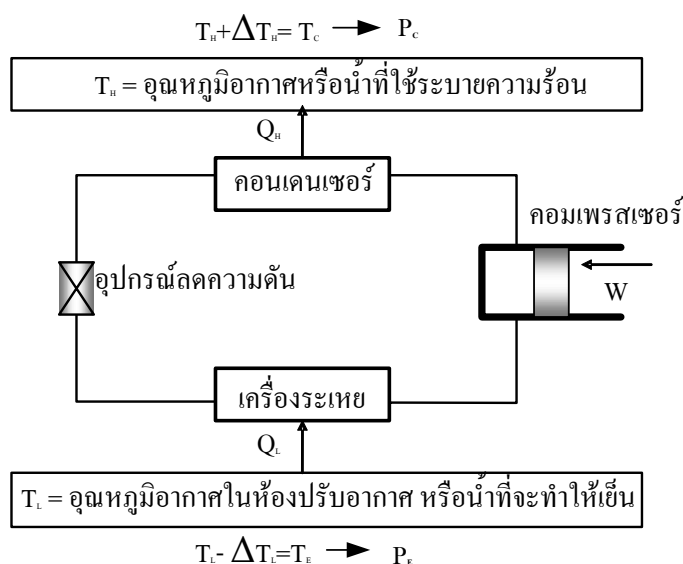
5.3 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

โดยส่วนใหญ่ ระบบปรับอากาศจะใช้หน่วยทำความเย็น (Refrigeration Unit) ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) จากรูปที่ 5.3-1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ชุด ได้แก่

อุปกรณ์พื้นฐานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	
1. เครื่องระเหยหรือคอยล์เย็น (Evaporator)	ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากอากาศ (หรือน้ำในกรณีของเครื่องทำน้ำเย็น) ที่เคลื่อนผ่านคอยล์เย็น เพื่อให้สารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลวและไอที่มีความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ไปเป็นไอที่มีความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน
2. เครื่องอัดไอหรือคอมเพรสเซอร์ (Compressor)	ทำหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์จะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบ และมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม
3. เครื่องควบแน่นหรือคอนเดนเซอร์ (Condenser)	ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูง การระบายความร้อนอาจใช้วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำก็ได้
4. วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)	ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่มาจากคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของผสมระหว่างของเหลวและไอที่มีความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่เครื่องระเหยต่อไป

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแสดงได้ดังรูปที่ 5.3-1 โดยมีหลักการทำงานคือ สารทำความเย็นจะรับพลังงานความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ (Q_L หรือ ภาระการทำความเย็น หรือ cooling load) และถ่ายเทพลังงานความร้อนออกที่มีอุณหภูมิสูง (Q_H) โดยที่ทั้งสองกระบวนการ สารทำความเย็นจะมีความดันคงที่ระหว่างที่มีการถ่ายเทความร้อน ซึ่งการที่สารทำความเย็นจะรับพลังงานความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำได้นั้น สารทำความเย็นจะต้องระเหยกลายเป็นไอที่มีความดันต่ำ และการที่สารทำความเย็นจะระบายความร้อนออกไปยังสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูงนั้น สารทำความเย็นจะต้องควบแน่นกลายเป็นของเหลวที่มีความดันสูง

เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (T_L) ไปยังสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (T_H) นั้นไม่สามารถเกิดขึ้นได้เองตามธรรมชาติ ดังนั้น จึงต้องใช้พลังงานกลในการขับเคลื่อนระบบ ซึ่งในวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ก็คือพลังงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์นั่นเอง ส่วนวิธีการลดความดันทำได้โดยการให้สารทำความเย็นไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน เช่น ท่อทองแดงขนาดเล็กเรียกว่า หลอดรูเล็ก (Capillary tube) หรือวาล์วลดความดัน (Expansion Valve)



รูปที่ 5.3-1 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ

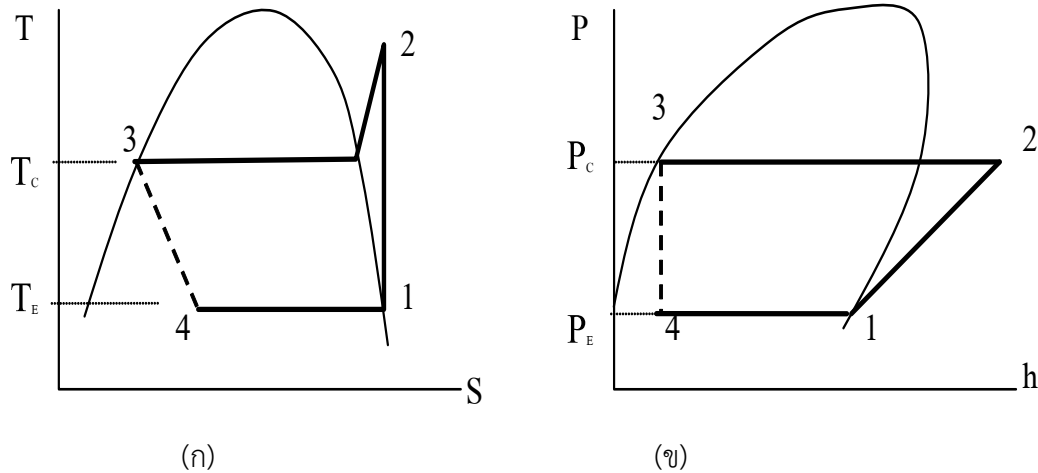
โดยสรุป ในวงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็นจะรับพลังงานความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ (Q_L) ในเครื่องระเหย หลังจากนั้นจะถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นด้วยคอมเพรสเซอร์ซึ่งต้องใช้พลังงานในการขับเคลื่อน (W) จากนั้น สารทำความเย็นจะระบายความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูง (Q_H) และจะถูกลดความดันด้วยอุปกรณ์ลดความดัน จากนั้นจะเข้าไปรับความร้อนในเครื่องระเหยอีกวนเวียนเป็นวัฏจักร

จะเห็นว่า ในวัฏจักรทำความเย็นจะมีส่วนความดันต่ำและส่วนความดันสูง ซึ่งคอมเพรสเซอร์ คือ หัวใจในการดูดสารทำความเย็นจากความดันต่ำแล้วอัดให้เป็นความดันสูง ซึ่งเป็นตัวสำคัญที่ใช้พลังงานส่วนใหญ่ ถ้าต้องการอัดสารทำความเย็นปริมาณเดียวกัน ความดันด้านสูงยิ่งสูงก็จะต้องใช้พลังงานในการอัดยิ่งมาก หรือความดันด้านต่ำหรือความดันระเหยยิ่งต่ำก็จะต้องใช้พลังงานในการอัดยิ่งมากเช่นกัน

5.3.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแบบอุดมคติ

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอุดมคติ เป็นวัฏจักรที่เป็นต้นแบบของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ หรือ เครื่องปรับอากาศที่ใช้กันอยู่ทุกวันนี้ วัฏจักรนี้ประกอบด้วยกระบวนการต่างๆ คือ

เส้น	กระบวนการ
1-2	กระบวนการอัดแบบย้อนกลับได้โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อน หรือกระบวนการไอเซนโทรปิก
2-3	กระบวนการถ่ายเทความร้อน (ระบายความร้อน) ในคอนเดนเซอร์แบบความดันคงที่
3-4	กระบวนการลดความดันโดยไม่มีการเข้ามาเกี่ยวข้อง และไม่มีการถ่ายเทความร้อน
4-1	กระบวนการถ่ายเทความร้อน (ทำความเย็น) ในเครื่องระเหย แบบความดันคงที่



รูปที่ 5.3-2 T-S และ P-h ไดอะแกรมของวัฏจักรเครื่องทำความเย็นอัดไอ

ในวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคตินี้ จะสมมติให้ที่ต่อระหว่างอุปกรณ์หรือเครื่องทั้งหมดไม่มีความเสียดทาน นั่นคือ ความดันคงที่ขณะไหลผ่านท่อ

จุดมุ่งหมายของวัฏจักรอัดไอนี้เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงภาวะต่างๆ ในวัฏจักร หรือการเปลี่ยนชนิดสารทำความเย็น และเป็นการบอกถึงขอบเขตของประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นจริงที่ใช้กันอยู่

จากวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ รูปที่ 5.3-2 (ข) จะเห็นได้ว่ามีตัวแปรที่สำคัญ 2 ตัวเท่านั้น คือ P_C และ P_E ส่วน T_C และ T_E ในรูปที่ 5.3-2 (ก) นั้น จะมีค่าที่ขึ้นอยู่กับ P_C และ P_E ตามลำดับ โดยตัวแปรดังกล่าวนี้จะมีชื่อเรียกดังต่อไปนี้

ตัวแปร	ความหมาย
P_C	ความดันด้านสูงหรือความดันในคอนเดนเซอร์ (High/Discharge/Head/ Condensing Pressure)
P_E	ความดันด้านต่ำหรือความดันในเครื่องระเหย (Low/Suction/Back/ Evaporating Pressure)
T_C	อุณหภูมิอิ่มตัวด้านความดันสูง (Condensing Temperature or Saturated Discharge Temperature) คือ อุณหภูมิอิ่มตัว (Saturated Temperature) ที่ตรงกับความดันด้านสูง (P_C)
T_E	อุณหภูมิอิ่มตัวด้านความดันต่ำหรือด้านดูด (Evaporating Temperature or Saturated Suction Temperature) คืออุณหภูมิอิ่มตัวที่ตรงกับความดันด้านต่ำ (P_E)

ในทางปฏิบัติจะสะดวกกว่าถ้ากล่าวถึง T_C และ T_E แทนการกล่าวถึง P_C และ P_E ดังนั้น ตารางไอร้อนยิ่งยวดหรือไอซูเปอร์ฮีทบางตาราง จึงแสดงด้วยค่าอุณหภูมิอิ่มตัวแทนความดัน โดยความดันพิมพ์ไว้ในวงเล็บ

เราสามารถคำนวณสมรรถนะการทำความเย็นของวัฏจักรความเย็นแบบอัดไอโดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยสมมติให้มีสารทำความเย็นไหลผ่าน 1 หน่วยมวล เช่น 1 kg (กก.) ถ้าต้องการพลังงานต่อหน่วยเวลา ($\text{kJ/s} = \text{kW}$) ก็เอาอัตราการไหลของมวลคูณกับพลังงานต่อหน่วยมวลนั้น

จากรูปที่ 5.3-2

$$q_L = h_1 - h_4$$

และที่อุปกรณ์ลดความดัน $h_4 = h_3$

$$q_L = h_1 - h_3$$

ถ้า $\dot{m}$ = อัตราการไหลของมวล

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_L = \dot{m}(h_1 - h_3)$$

ขนาดกำลังของมอเตอร์ที่ดูดคอมเพรสเซอร์

$$w_C = h_2 - h_1$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}w_C = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

ความร้อนที่ต้องระบายทิ้งที่คอนเดนเซอร์

$$q_H = h_2 - h_3$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_H = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

และ $\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_C$

ประสิทธิภาพ (Coefficient of Performance)

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} = \frac{q_L}{w_C} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$$

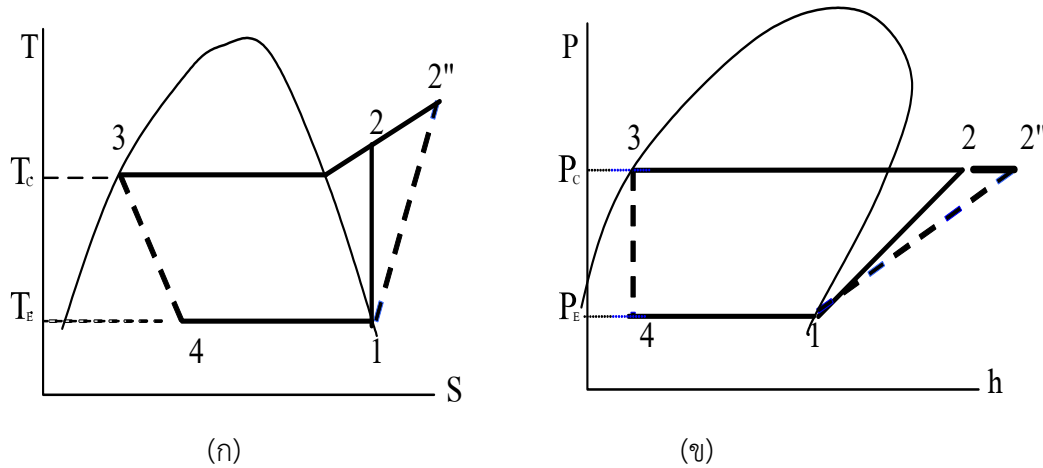
5.3.2 วัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัติ

ในทางปฏิบัติคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ มักจะเป็นแบบหุ้มปิดชิด (Hermetic Compressor) คือ ทั้งคอมเพรสเซอร์และมอเตอร์ขับเคลื่อนหุ้มมิดชิดในกล่องหรือถังโลหะ โดยไอสารทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์จะดูดความร้อนที่ถ่ายออกจากมอเตอร์และคอมเพรสเซอร์เองกลับเข้าไปสู่สารทำความเย็น นั่นก็เปรียบเหมือนในกระบวนการ 1-2 ไม่มีการถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปที่ 5.3-3 แต่ในทางปฏิบัติจะมีความเสียหายนี่เกิดจากการไหลในท่อสารทำความเย็น จึงทำให้เอนโทรปีเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับเอนทัลปี นั่นก็หมายความว่า สภาวะที่ 2'' จะร้อน (มีอุณหภูมิสูง) กว่าทางทฤษฎีที่สมบูรณ์หรืออุดมคติ (สภาวะที่ 2) ดังนั้นกำลังที่ต้องใช้จริงในทางปฏิบัติ $W_{C-ACTUAL}$ ที่วัดออกมาได้ก็จะมากกว่ากำลังทางทฤษฎี หรือ

$$W_{C-ACTUAL} = h_2'' - h_1$$

นั่นคือ ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ η_C จะนิยามได้ดังนี้

$$\eta_C = W_C / W_{C-ACTUAL} = (h_2 - h_1) / (h_2'' - h_1)$$



รูปที่ 5.3-3 T-S และ P-h ไดอะแกรมของวัฏจักรเครื่องทำความเย็นทางปฏิบัติ

5.4 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ

สำหรับโรงงานและอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ ระบบปรับอากาศที่นิยมติดตั้งและใช้งานมักเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central Air-conditioning System) โดยเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งมีประสิทธิภาพการทำงานสูงกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (รูปที่ 5.4-1)

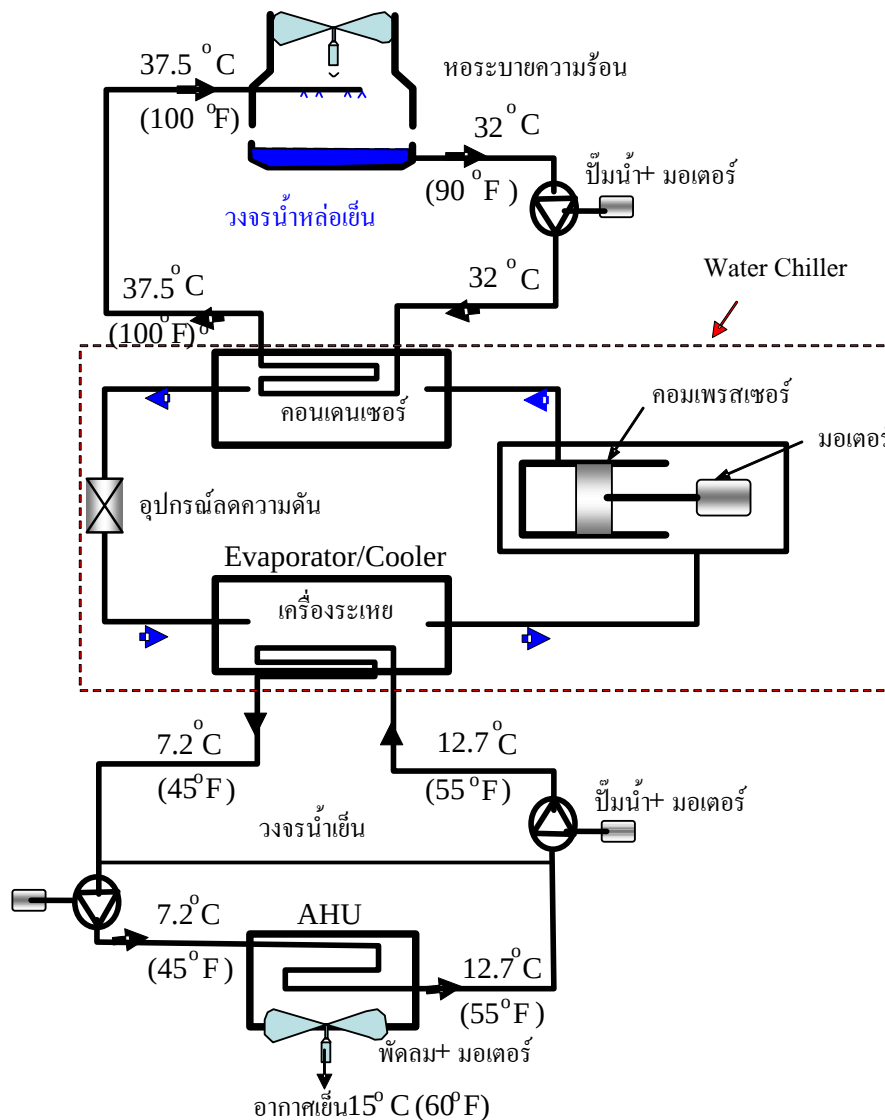
ดังแสดงในรูปที่ 5.4-1 เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอนเดนเซอร์ (Condenser) เครื่องระเหย (Evaporator) และวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) โดยมีสารทำความเย็น เช่น R134 a บรรจุอยู่ในวงจรสารทำความเย็น

เมื่อป้อนไฟฟ้าให้คอมเพรสเซอร์ คอมเพรสเซอร์จะดูดไอสารทำความเย็นจากเครื่องระเหยแล้วอัดส่งไปที่คอนเดนเซอร์ ที่เครื่องระเหย สารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นจะดูดความร้อนจากน้ำเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหยและระเหยกลายเป็นไอ ในขณะเดียวกันที่คอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิสูง ความร้อนจากสารทำความเย็นจะถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็นทำให้สารทำความเย็นกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวที่ความดันสูง เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านวาล์วลดความดัน ความดันก็จะลดลงเท่ากับความดันต่ำที่เครื่องระเหย สารทำความเย็นก็จะไหลครบ **วัฏจักรสารทำความเย็น**

น้ำหล่อเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากคอนเดนเซอร์จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อถูกเครื่องสูบน้ำหล่อเย็นส่งไปที่หอระบายความร้อน (Cooling Tower) ก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศโดยการระเหยน้ำ ทำให้น้ำที่เหลือเย็นลง แล้วไหลกลับไปปรับความร้อนที่คอนเดนเซอร์อีกทำให้ครบ **วัฏจักรน้ำหล่อเย็น**

น้ำเย็นเมื่อถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องระเหยก็มีอุณหภูมิต่ำลง เมื่อถูกเครื่องสูบน้ำเย็นส่งไปที่เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) ก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศทำให้น้ำร้อนขึ้นแล้วไหลกลับไปถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องระเหยอีกทำให้ครบ **วัฏจักรน้ำเย็น**

เครื่องส่งลมเย็นจะดูดอากาศร้อนจากห้องปรับอากาศผ่านระบบท่อลมไปถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็นทำให้อากาศมีอุณหภูมิต่ำลงแล้วส่งกลับไปห้องปรับอากาศทำให้ครบ **วัฏจักรลมเย็น**



รูปที่ 5.4-1 แผนภาพระบบปรับอากาศ

5.5 อุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศ

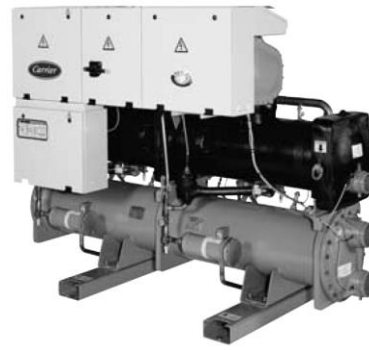
5.5.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller)

เครื่องทำน้ำเย็นเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นส่งไปให้กับเครื่องส่งลมเย็น เครื่องทำน้ำเย็นใช้คอมเพรสเซอร์ได้หลายแบบ

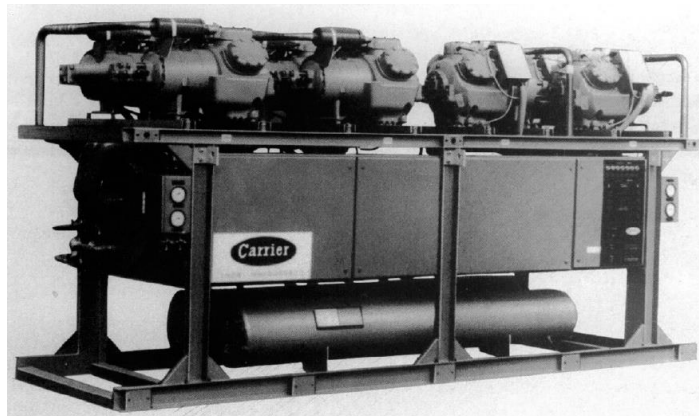
- ก) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ประมาณ 500 ตันความเย็น (TR) นิยมใช้คอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่ง (Centrifugal) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพสูง เช่น 0.6 kW/TR
- ข) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลางประมาณ 300 ตันความเย็น จะใช้คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพปานกลาง เช่น 0.8 kW/TR และ
- ค) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็กประมาณ 100 ตันความเย็นจะใช้คอมเพรสเซอร์ลูกสูบ (Piston) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพต่ำ เช่น 1.0 kW/TR



ก) เครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่ง (Centrifugal)



ข) เครื่องทำน้ำเย็นแบบสกรู (Screw)



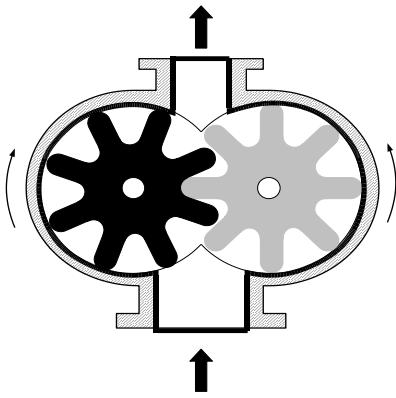
ค) เครื่องทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (Piston)

รูปที่ 5.5-1 เครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ ในระบบปรับอากาศ

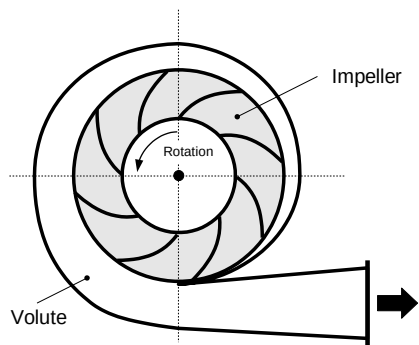
5.5.2 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

เป็นอุปกรณ์หลักในการขับเคลื่อนของเหลวซึ่งในที่นี้คือน้ำโดยการป้อนพลังงานเชิงกลเข้าไป ทำให้น้ำที่ถูกขับมีความดันสูงขึ้น ความดันดังกล่าวจะทำให้เกิดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากท่อ ข้อต่อ วาล์ว และอุปกรณ์ต่างๆ เพื่อให้ได้อัตราการไหลตามที่ต้องการ การขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำนั้นจะอาศัยมอเตอร์ไฟฟ้า ซึ่งจะเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าให้เป็นพลังงานกล ในระบบปรับอากาศนั้นเครื่องสูบน้ำจะสามารถพบได้ในทั้งระบบ น้ำเย็นและระบบน้ำระบายความร้อน (ระบบน้ำหล่อเย็น) เครื่องสูบน้ำจะสามารถแบ่งได้เป็น 2 แบบใหญ่ๆ คือ

- ก) **แบบ Positive Displacement** เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะอาศัยการกักน้ำในบริเวณที่มีปริมาตรจำกัด แล้วอาศัยแรงดันเพื่อลดปริมาตรนั้นลง ส่งผลให้เกิดการไหลขึ้น ตัวอย่างได้แก่ แบบลูกสูบ แบบโรตารีเวน แบบไดอะแฟรม เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้ความดันสูงและอัตราการไหลต่ำ
- ข) **แบบ Rotor Dynamic** เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะอาศัยหลักการเหวี่ยงของใบพัด เพื่อให้ น้ำมีความเร็วเพิ่มขึ้น และพลังงานจลน์ที่ได้จะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของความดันของน้ำที่เพิ่มขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการไหลขึ้นเช่นกัน ตัวอย่างได้แก่ แบบหอยโข่ง ซึ่งมีใช้กันอย่างแพร่หลายในที่อยู่อาศัย อาคารธุรกิจและโรงงานอุตสาหกรรม เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้ความดันต่ำถึงปานกลาง และอัตราการไหลสูง



ก) เครื่องสูบน้ำแบบโรตารีเวเน



ข) เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

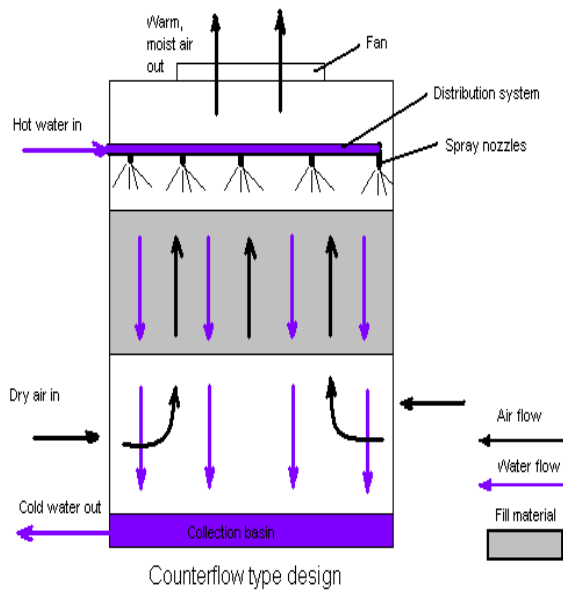
รูปที่ 5.5-2 เครื่องสูบน้ำ

5.5.3 หอระบายความร้อน (Cooling Tower)

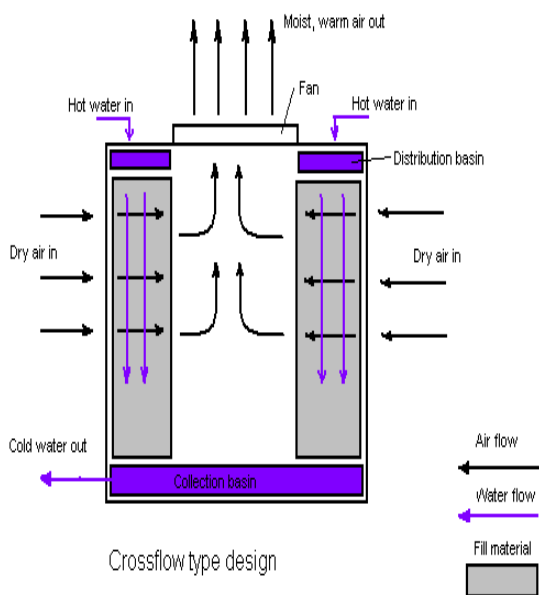
หอระบายความร้อนเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำหล่อเย็น ซึ่งทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นโดยใช้กระบวนการทำความเย็นแบบระเหย ซึ่งในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน น้ำหล่อเย็นส่วนหนึ่งจะระเหยกลายเป็นไอ รวมทั้งอาจจะมีหยดน้ำบางส่วนหลุดติดไปกับอากาศด้วย (Drift Loss) ดังนั้นปริมาณของน้ำหล่อเย็นที่ผ่านหอระบายความร้อนจะมีปริมาณลดลง จึงต้องมีการเติมน้ำจากแหล่งน้ำภายนอกเข้าสู่ตัวหอระบายความร้อนเพื่อรักษาปริมาณน้ำในระบบให้คงที่ หอทำความเย็นนั้นสามารถแบ่งตามลักษณะทิศทางการไหลระหว่างอากาศและน้ำได้เป็น 2 ชนิดคือ

- ก) แบบการไหลสวนทาง (Counter Flow)
- ข) แบบการไหลตั้งฉาก (Cross Flow)

ตอนที่ 3 บทที่ 5 การอนุรักษ์พลังงานสำหรับระบบปรับอากาศ



ก) แบบการไหลสวนทาง (Counter Flow)



ข) แบบการไหลตั้งฉาก (Cross Flow)

รูปที่ 5.5-3 หอระบายความร้อนจำแนกตามการไหลของน้ำและอากาศ

5.5.4 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit)

เครื่องส่งลมเย็นเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำเย็น ซึ่งทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นที่มาจากเครื่องทำน้ำเย็นกับอากาศ ส่งผลให้อากาศที่ผ่านออกไปมีอุณหภูมิต่ำลงและนำไปใช้เพื่อปรับอากาศต่อไป เครื่องส่งลมเย็นประกอบด้วย พัดลม คอยล์ทำความเย็น แคมเปอร์ และแผงกรองอากาศรวมอยู่ในตัวเครื่องเดียวกัน เครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มักจะนิยมเรียกสั้น ๆ ว่า AHU (Air Handling Unit) สำหรับเครื่องขนาดเล็ก จะเรียกว่า FCU (Fan Coil Unit) การติดตั้งเครื่องมักจะติดตั้งอยู่ในอาคาร โดยถ้าเป็นเครื่องขนาดเล็ก มักจะติดตั้งโดยการแขวนใต้ฝ้าเพดาน ยึดติดกับผนัง ตั้งพื้นหรือซ่อนในฝ้าเพดาน สำหรับเครื่องขนาดใหญ่ มักจะจัดให้มีห้องเครื่อง และนำเครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มาตั้งภายในห้องนี้ หากมีการใช้ระบบท่อลมในการส่งลมเย็น ก็จะต้องท่อลมมาเข้ากับเครื่องท่อลมที่ออกจากเครื่องเรียกว่าท่อลมส่ง(Supply Air Duct) ท่อลมที่นำลมภายในห้องกลับมาที่เครื่อง เรียกว่า ท่อลมกลับ (Return Air Duct)



(ก) FCU (Fan Coil Unit)



(ข) AHU (Air Handling Unit)

รูปที่ 5.5-4 เครื่องส่งลมเย็นแบบต่างๆ ในระบบปรับอากาศ

5.6 การตรวจวัดและประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศ

ในการประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ เราต้องทราบภาระการทำความเย็นและกำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศหรือระบบปรับอากาศนั้นๆ

5.6.1 เครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียว

ในทางปฏิบัติการประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียว เราจะวัดภาระการทำความเย็นจากอากาศที่หมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น และกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์รวมกับพัดลมของเครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์ อย่างไรก็ตาม กำลังไฟฟ้าของพัดลมเครื่องระเหย และคอนเดนเซอร์จะมีค่าต่ำเมื่อเทียบกับของคอมเพรสเซอร์

5.6.1.1 การตรวจวัดภาระการทำความเย็น

ภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ในที่นี้หมายถึง ปริมาณหรืออัตราของพลังงานความร้อนที่ดูดซับโดยคอยล์เย็นหรือเครื่องระเหยในพื้นที่ปรับอากาศหนึ่งๆ ซึ่งประกอบด้วย

ก) แหล่งความร้อนภายใน (Internal Heat Source) ได้แก่ คน ระบบแสงสว่าง และอุปกรณ์ต่างๆ

ข) แหล่งความร้อนภายนอก (External Heat Source) ได้แก่ การถ่ายเทความร้อนผ่านกรอบอาคาร เนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิภายนอกและภายใน และการแผ่รังสีความร้อนโดยตรงจากแสงอาทิตย์ผ่านกรอบอาคารที่เป็นกระจก

ค) อากาศระบายและอากาศรั่วไหล (Ventilation and Infiltration Air) ได้แก่ อากาศภายนอกที่ป้อนเข้ามาในพื้นที่ปรับอากาศเพื่อรักษาคุณภาพของอากาศ และอากาศภายนอกที่รั่วไหลเข้ามาตามรอยแยกของกรอบอาคารหรือวงกบประตูหน้าต่าง

อัตราการทำความเย็นที่คอยล์เย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (5.1)

$$Q_L = m_a^o \times (h_i - h_o) \quad (5.1)$$

เมื่อ Q_L = อัตราการทำความเย็น, kW
 m_a^o = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น, kg/s
 h_i = เอนทาลปีของอากาศที่เข้าคอยล์เย็น, kJ/kg
 h_o = เอนทาลปีของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น, kJ/kg

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศผ่านคอยล์เย็นคำนวณได้จาก

$$m_a^o = \rho_a \times V_a = \rho_a \times v_a \times A_{diff} \quad (5.2)$$

เมื่อ ρ_a = ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m³
 V_a^o = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น, m³/s
 v_a = ความเร็วของอากาศที่หัวจ่ายลม, m/s
 A_{diff} = พื้นที่ของหัวจ่ายลม, m²

จากสมการที่ (5.1) และ (5.2) ขนาดการทำความเย็นในหน่วยตันความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียวสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (5.3) และ (5.4)

$$Q_L = 5.707 \times 10^{-3} \times V_a^o \times (h_i - h_o) \quad (5.3)$$

เมื่อ Q_L = ความสามารถในการทำความเย็น, Ton of Refrigeration (TR)
 V_a^o = ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น, m³/min

$$Q_L = 4.5 \times V_a^o \times (h_i - h_o) \quad (5.4)$$

เมื่อ V_a^o = ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น, ft³/min
 h_i = เอนทาลปีของอากาศที่เข้าคอยล์เย็น, Btu/lb_m
 h_o = เอนทาลปีของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น, Btu/lb_m

หมายเหตุ Q_L มีหน่วยเป็น Ton of Refrigeration โดย 1 TR = 12,000 Btu/h = 3.517 kW

สำหรับสมการที่ (5.1) ถึง (5.4) สามารถใช้คำนวณภาระความเย็นของเครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) และเครื่องจ่ายลมเย็น (Fan Coil Unit) ของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ได้เช่นกัน

5.6.1.2 การตรวจวัดกำลังไฟฟ้า

เราสามารถตรวจวัดกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (E_{comp}) และพัดลมที่เครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์ได้จากเครื่องมือวัดทางไฟฟ้าโดยตรงในขณะที่เครื่องปรับอากาศกำลังทำงาน

ดังนั้น ในการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียว รายการเครื่องมือวัดที่จำเป็น ได้แก่ Power Meter หรือ kW Meter, Thermometer (เครื่องมือวัดอุณหภูมิ), Anemometer (เครื่องมือวัดความเร็วอากาศ), Hygrometer (เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์) และ Psychrometric Chart (แผนภูมิไซโครเมตริก) โดยมีแนวทางการเก็บข้อมูลดังนี้

- บันทึกค่าความเร็วลมผ่านหน้าตัดของช่องลมกลับ (หรือช่องลมจ่าย) ในหน่วย m/s โดยควรวัดหลาย ๆ จุดให้ทั่วทั้งหน้าตัดแล้วหาค่าเฉลี่ย
- วัดขนาดพื้นที่หน้าตัดของช่องลมกลับ (หรือช่องลมจ่าย) แล้วนำไปคูณกับค่าความเร็วลมเฉลี่ยเพื่อหาปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น
- บันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่าย (Supply Air) เพื่อนำไปหาค่าเอนทัลปีของลมจ่าย (h_e) จากแผนภูมิไซโครเมตริก
- บันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของลมกลับ (Return Air) เพื่อนำไปหาค่าเอนทัลปีของลมกลับ (h_r) จากแผนภูมิไซโครเมตริก
- บันทึกค่ากำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์และพัดลมเป็น kW ด้วย Power Meter

5.6.1.3 สมรรถนะการทำความเย็น

สมรรถนะของระบบปรับอากาศแสดงในรูปของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ซึ่งนิยามด้วย อัตราส่วนของปริมาณความร้อนที่ถูกดูดซับโดยคอยล์เย็น (ปริมาณความเย็นที่ทำได้) ต่อกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้

$$COP = Q_L / E_{comp} \quad (5.5)$$

เมื่อ Q_L = อัตราการทำความเย็น, kW
 E_{comp} = กำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ, kW

ค่า COP สูงแสดงถึงประสิทธิภาพที่ดีของระบบปรับอากาศ สำหรับค่า COP ที่พิจารณาเฉพาะพลังงานที่ใช้ในคอมเพรสเซอร์ เป็นเพียงค่าที่แสดงประสิทธิภาพของการทำความเย็นเท่านั้น ส่วนค่าสมรรถนะของทั้งระบบ (System COP, SCOP) จะต้องรวมพลังงานที่จ่ายให้กับพัดลมและเครื่องสูบน้ำด้วย ค่า SCOP สูงหมายถึงระบบปรับอากาศที่ใช้พลังงานน้อย

ในทางปฏิบัติ สมรรถนะของระบบปรับอากาศยังสามารถแสดงได้ในรูปของ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER) และค่ากิโลวัตต์ต่อตันความเย็น (kW/TR) โดยค่า EER ซึ่งมีหน่วยเป็นบีทียู

ต่อชั่วโมงต่อวัตต์ นิยมใช้แสดงค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก ส่วนค่า กิโลวัตต์ต่อตันความเย็น นิยมใช้แสดงค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่ เช่น เครื่องทำน้ำเย็น

$$\text{EER} = 3.415 \times \text{COP} \quad (5.6)$$

เมื่อ COP = สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

ตัวอย่างที่ 1 ในการตรวจวัดเครื่องปรับอากาศแบบ Split type เครื่องหนึ่ง บันทึกค่าความเร็วลมกลับเฉลี่ยบริเวณช่องลมกลับได้เท่ากับ 0.5 m/s วัดขนาดของช่องลมกลับได้พื้นที่เท่ากับ 0.9 m² ค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่ายเท่ากับ 15.8°C และ 78.7% RH สำหรับลมกลับวัดได้ 21.1°C และ 58.2%RH ค่ากำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศวัดได้เท่ากับ 2.4 kW คำนวณหาขนาดการทำความเย็นและสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

วิธีการคำนวณ

จากข้อมูลของลมจ่ายและลมกลับ นำไปพล็อตในแผนภูมิไซโครเมตริก จะได้ค่าเอนทัลปีของลมจ่ายเท่ากับ 38.1 kJ/kg ส่วนของลมกลับเท่ากับ 54.8 kJ/kg

ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็นคิดเป็น $0.5 \times 60 \times 0.9 = 27.0$ ลบ.ม./นาที

ขนาดทำความเย็นของเครื่องส่งลมเย็นตัวนี้จะเท่ากับ

$$Q_L = 5.707 \times 10^{-3} \times V_a \times (h_i - h_o)$$

$$Q_L = 5.707 \times 10^{-3} \times 27.0 \times (54.8 - 38.1) = 2.6 \quad \text{TR}$$

$$\text{หรือ } 2.6 \times 12000 = 30,879 \quad \text{Btu/h}$$

$$\text{หรือ } 30,879 \times 0.2928 / 1000 = 9.05 \text{ kW} \quad (1 \text{ Btu/h} = 0.2928 \text{ W})$$

ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

$$\text{EER} = (30,879) / (2.4 \times 1000) = 12.9 \quad \text{Btu/h/W}$$

$$\text{COP} = (9.05) / (2.4) = 3.77$$

5.6.2 เครื่องทำน้ำเย็น

อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น สามารถคำนวณได้จาก

$$Q_L = m_w \times C_{p,w} \times (T_{\text{win}} - T_{\text{wout}}) \quad (5.7)$$

เมื่อ Q_L = อัตราการทำความเย็น, kW

m_w = อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น, kg/s

$C_{p,w}$ = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, kJ/kg.K

T_{win} = อุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น, °C

T_{wout} = อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น, °C

อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นสามารถคำนวณได้จาก

$$m_w = \rho_w \times V_w \quad (5.8)$$

เมื่อ ρ_w = ความหนาแน่นของน้ำ, kg/m^3
 V_w = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น, m^3/s

ในกรณีของน้ำ $\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$ (8.333 lb/gallon) และ $C_{p,w} = 4.187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ ($1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$)

ภาระการทำความเย็นในหน่วยอังกฤษ (ตันความเย็น) สามารถคำนวณได้จาก

$$Q_L = V_w \times (T_{\text{win}} - T_{\text{wout}}) / 24 \quad (5.9)$$

เมื่อ Q_L = อัตราการทำความเย็น, TR
 V_w = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น, GPM
 T_{win} = อุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น, $^\circ\text{F}$
 T_{wout} = อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น, $^\circ\text{F}$

จากสมการข้างต้น ในการวิเคราะห์อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น สิ่งที่จะต้องทำการตรวจวัด ได้แก่

- อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น โดยอ่านจากมิเตอร์ หรือใช้เครื่องมือวัดแบบอัลตราโซนิก เพื่อนำไปคำนวณหาค่าอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น
- อุณหภูมิน้ำเย็นด้านเข้าของเครื่องทำน้ำเย็น
- อุณหภูมิน้ำเย็นด้านออกของเครื่องทำน้ำเย็น

ตัวอย่างที่ 2 จากรูปที่ 5.4-1 น้ำเย็นไหลเข้าเครื่องทำน้ำเย็นวัดได้ในอัตรา 480 GPM อุณหภูมิน้ำเข้า 55°F และไหลออก 45°F และวัดความต้องการไฟฟ้าได้ 120 kW จงหาขนาดทำความเย็นและสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น

วิธีการคำนวณ

ขนาดทำความเย็น

$$\begin{aligned} Q_L &= V_w \times (T_{\text{win}} - T_{\text{wout}}) / 24 \\ &= 480 \times (55 - 45) / 24 \\ &= 200 \text{ TR} \\ &= 2,400,000 \text{ Btu/h} \quad (= 200 \times 12000) \\ &= 702.7 \text{ kW} \quad (= 2,400,000 \times 0.2928 / 1000) \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} \text{EER} &= (2,400,000) / (120 \times 1000) = 20.0 \text{ Btu/h/W} \\ \text{COP} &= 702.7 / 120 = 5.85 \\ \text{kW/TR} &= 120 / 200 = 0.6 \text{ kW/TR} \end{aligned}$$

5.6.3 เทคนิคการตรวจวัด

5.6.3.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)

การตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อให้ได้ข้อมูลถูกต้องนั้น ในการเก็บข้อมูลแต่ละค่าจะต้องดำเนินการวัดค่าในเวลาเดียวกันหรือใกล้เคียงกันให้มากที่สุด เราสามารถตรวจวัดค่าประสิทธิภาพของเครื่องที่ภาระการทำงานต่างๆ ของเครื่องได้ โดยในระหว่างดำเนินการทดสอบจะต้องควบคุมภาระของเครื่องให้มีค่าคงที่ด้วยซึ่งควรจะใช้การควบคุมแบบ Manual แทนการให้เครื่องทำงานแบบ Automatic เว้นเสียแต่ว่าภาระความเย็นของระบบ (Cooling Load) ในช่วงเวลาทดสอบมีค่าไม่เปลี่ยนแปลงก็สามารถตรวจวัดได้ทันที แต่ค่าที่วัดได้นั้นเป็นค่าที่สภาวะภาระของเครื่อง ณ ขณะนั้นเท่านั้น

เครื่องมือที่ใช้ตรวจวัด

1. เครื่องมือวัดพลังไฟฟ้า (Clamp On Power Meter)
2. เครื่องมือวัดอัตราการไหล (Ultrasonic Flow Meter)
3. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ (Thermometer)



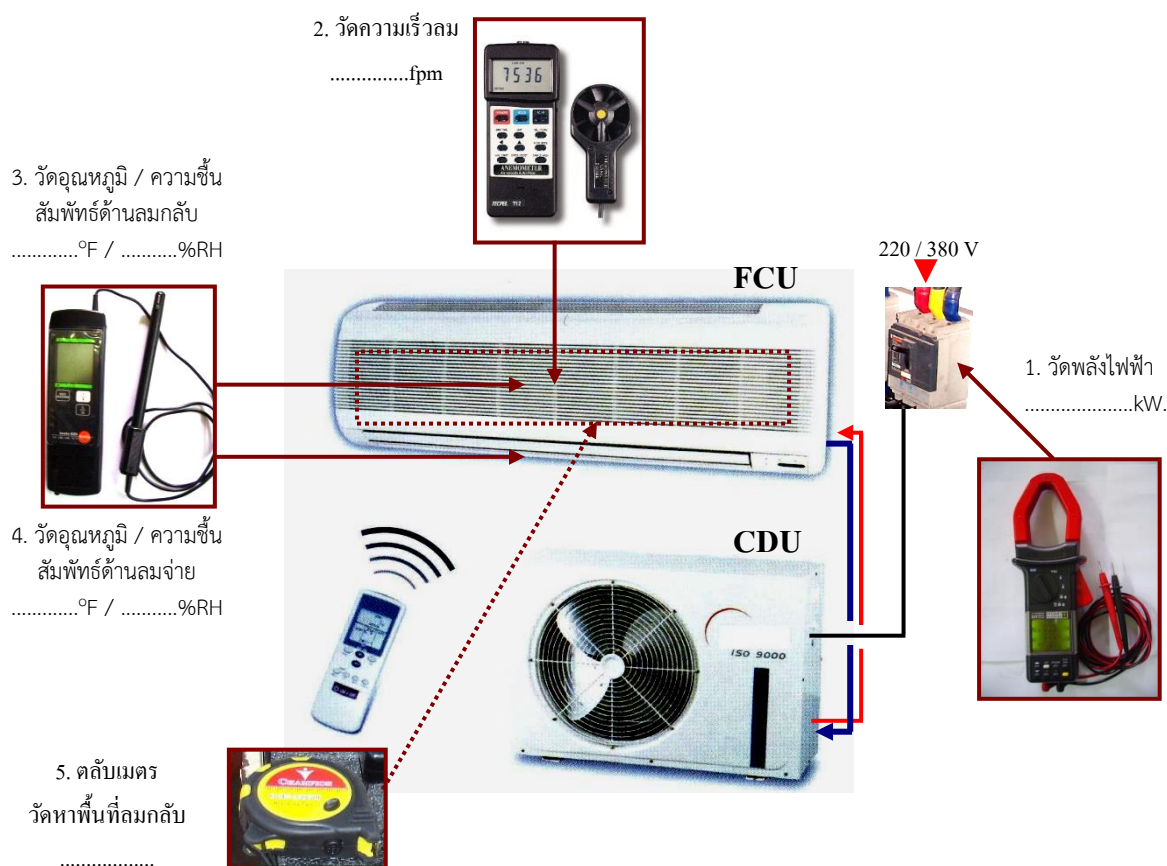
รูปที่ 5.6-1 การตรวจวัดสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น

5.6.3.2 เครื่องปรับอากาศแบบเป็นชุดและแบบแยกส่วน (Package / Split Type)

การตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบเป็นชุดหรือแบบแยกส่วนนั้น จะใช้เครื่องมือและวิธีการตรวจวัดเดียวกัน แต่อาจแตกต่างกันที่รูปร่างและขนาดซึ่งจะทำให้การประยุกต์ใช้เครื่องมือวัดให้ได้ข้อมูลที่ถูกต้องนั้นแตกต่างกันบ้าง ซึ่งในการตรวจวัดแต่ละจุดนั้นก็ต้องทำในเวลาเดียวกัน เหมือนกับการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น โดยการวัดอุณหภูมิ/ความชื้นสัมพัทธ์ และความเร็วลมนั้นจะต้องตรวจวัดหลาย ๆ จุด ตลอดพื้นที่ลมกลับและลมจ่ายเพื่อให้ได้ค่าเฉลี่ยที่ถูกต้องที่สุด

เครื่องมือที่ใช้ตรวจวัด

1. เครื่องมือวัดพลังไฟฟ้า (Clamp On Power Meter)
2. เครื่องมือวัดความเร็วลม (Vane Anemometer)
3. และ 4. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ / ความชื้นสัมพัทธ์ (Thermometer / %RH Meter)
5. ตลับเมตร



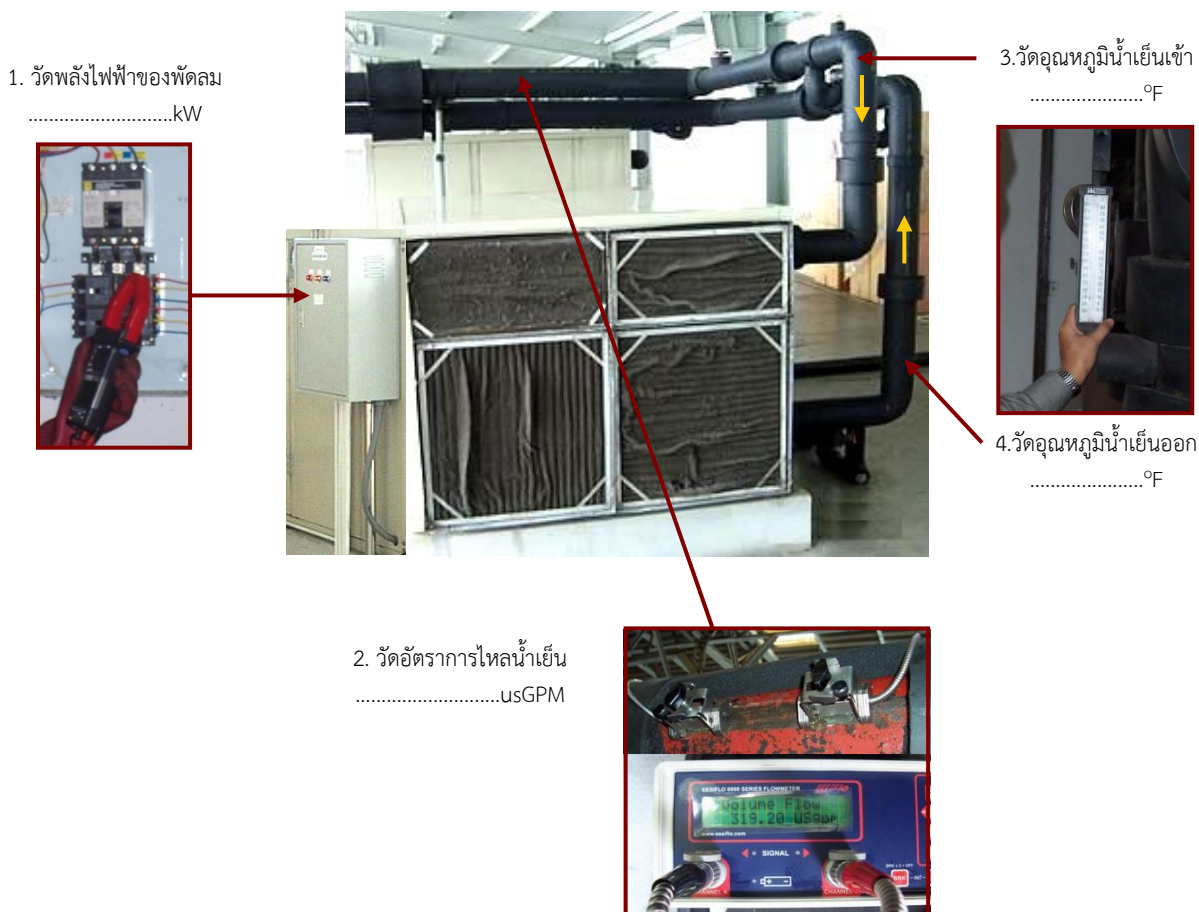
รูปที่ 5.6-2 การตรวจวัดสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

5.6.3.3 เครื่องส่งลมเย็น / จ่ายลมเย็น (AHU / FCU)

การตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องส่งลมเย็น/จ่ายลมเย็นนั้นสามารถดำเนินการได้ทั้งด้านน้ำเย็น และด้านลมเย็น โดยการตรวจวัดทางด้านน้ำเย็นจะใช้เครื่องมือและวิธีการตรวจวัดเดียวกันกับการวัดเครื่องทำน้ำเย็นทุกประการ ส่วนการตรวจวัดทางด้านอากาศก็จะใช้วิธีเหมือนกับการวัดเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยทั่วไปการตรวจวัดประสิทธิภาพด้วยวิธีการทางด้านน้ำเย็นจะได้ค่าที่ถูกต้องมากกว่าวิธีการวัดทางด้านอากาศและยังสามารถดำเนินการได้ง่ายกว่า แต่ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับเครื่องมือที่เราใช้อยู่เช่นกันว่าสามารถดำเนินการวัดในด้านใดได้

เครื่องมือที่ใช้ตรวจวัด

1. เครื่องมือวัดพลังไฟฟ้า (Clamp On Power Meter)
2. เครื่องมือวัดอัตราการไหล (Ultrasonic Flow Meter)
3. และ 4. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ (Thermometer)



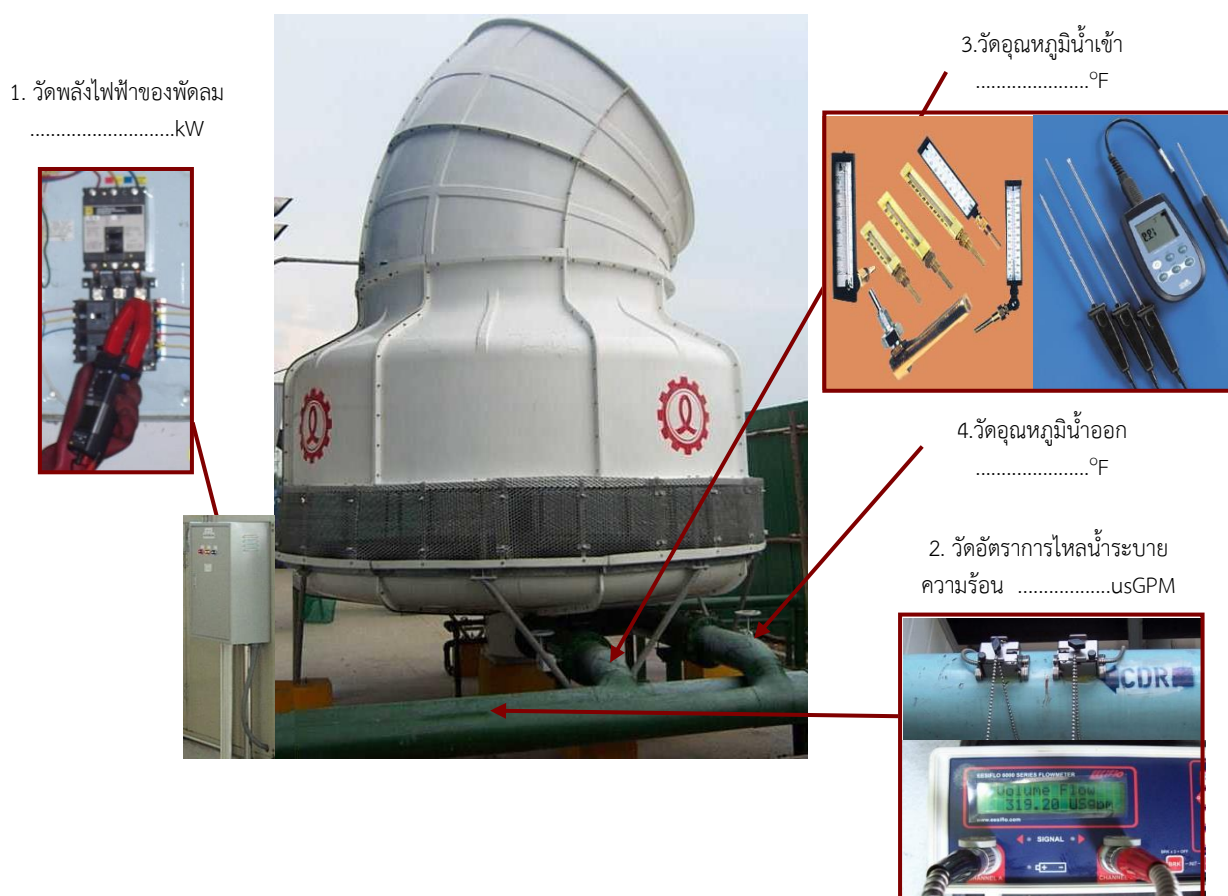
รูปที่ 5.6-3 การตรวจวัดสมรรถนะเครื่องส่งลมเย็น

5.6.3.4 หอระบายความร้อน (Cooling Tower)

การตรวจวัดประสิทธิภาพหอระบายความร้อนควรตรวจวัดทางด้านน้ำระบายความร้อน เนื่องจากจะได้ค่าที่ถูกต้องมากกว่า โดยในการวัดอุณหภูมิของน้ำนั้นเราสามารถใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบหลอดแก้วหรือแบบดิจิตอลก็ได้ โดยให้หัววัดสัมผัสกับน้ำเข้าหรือออกโดยตรงจะให้ค่าที่ถูกต้องที่สุด ส่วนวิธีการวัดทางด้านอากาศนั้นการดำเนินการจะยุ่งยากกว่ามาก เนื่องจากในการวัดคุณสมบัติของอากาศขาออกจากหอระบายความร้อนจะไม่สามารถใช้เครื่องมือวัดอุณหภูมิ / ความชื้นสัมพัทธ์แบบอิเล็กทรอนิกส์ในการตรวจวัดได้ นอกจากนี้ ความเร็วลมที่ตรวจวัดได้จะมีความคลาดเคลื่อนสูงทำให้การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพไม่ถูกต้องด้วย และการทำงานในที่สูงนั้นจะเป็นจุดที่ไม่ปลอดภัยอาจเกิดอุบัติเหตุได้ง่าย

เครื่องมือที่ใช้ตรวจวัด

1. เครื่องมือวัดพลังไฟฟ้า (Clamp On Power Meter)
2. เครื่องมือวัดอัตราการไหล (Ultrasonic Flow Meter)
3. และ 4. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ (Thermometer) แบบหลอดแก้วหรือแบบดิจิตอล



รูปที่ 5.6-4 การตรวจวัดสมรรถนะหอระบายความร้อน

5.7 มาตรการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ

แนวทางในการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศด้วยการลดปริมาณการใช้พลังงาน และเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ สามารถทำได้หลายแนวทางดังต่อไปนี้

5.7.1 การเพิ่มอุณหภูมิอิมตัวด้านความดันต่ำ หรือความดันในเครื่องระเหย (T_E/P_E)

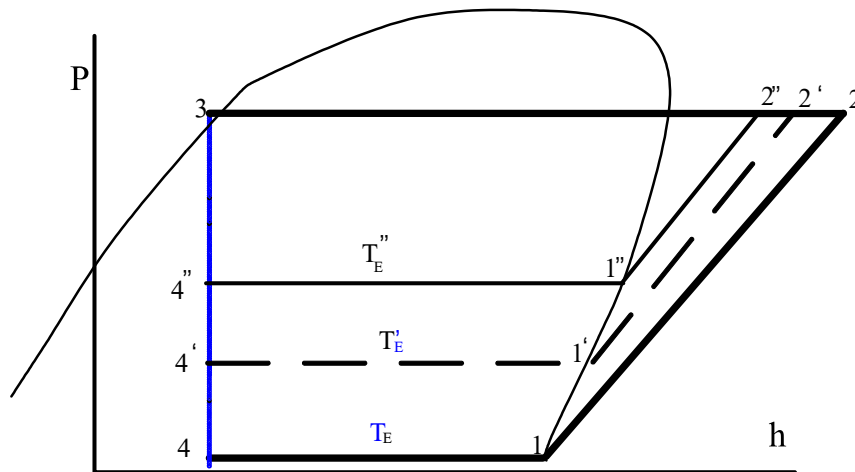
เราสามารถใช้แผนภูมิ P-h ของวัฏจักรอุดมคติวิเคราะห์ให้เห็นว่า อุณหภูมิอิมตัวด้านความดันต่ำ หรือความดันในเครื่องระเหยยังมีค่าสูง COP ยิ่งดี

จากแผนภูมิ P-h จะเห็นว่า สมรรถนะการทำความเย็นที่ T_E ต่างๆ มีค่าดังนี้

$$COP = (h_1 - h_3) / (h_2 - h_1) \quad \text{สำหรับ } T_E \text{ (อุณหภูมิอิมตัวในเครื่องระเหยเดิม)}$$

$$COP' = (h_1' - h_3) / (h_2' - h_1') \quad \text{สำหรับ } T_E' \text{ (อุณหภูมิอิมตัวในเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น)}$$

$$COP'' = (h_1'' - h_3) / (h_2'' - h_1'') \quad \text{สำหรับ } T_E'' \text{ (อุณหภูมิอิมตัวในเครื่องระเหยเพิ่มขึ้นมาก)}$$



รูปที่ 5.7-1 การเพิ่มอุณหภูมิอิมตัวด้านความดันต่ำหรือความดันในเครื่องระเหย

จากแผนภูมิจะเห็นว่า $(h_1 - h_3) < (h_1' - h_3) < (h_1'' - h_3)$ และ $(h_2 - h_1) > (h_2' - h_1') > (h_2'' - h_1'')$ ดังนั้น $COP'' > COP' > COP$ หรือ สมรรถนะการทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิอิมตัวด้านความดันต่ำมีค่าสูงขึ้น

นอกจากนี้ จากแผนภูมียังเห็นได้ว่า อุณหภูมิคอมเพรสเซอร์เย็นลง $T_2'' < T_2' < T_2$ และปริมาตรจำเพาะของไอที่คอมเพรสเซอร์ดูดเข้าเล็กลง (ความหนาแน่นมากขึ้น) $v_1'' < v_1' < v_1$ ขนาดคอมเพรสเซอร์เล็กลงได้

5.7.2 การลดอุณหภูมิอิมตัวด้านความดันสูงหรือความดันในคอนเดนเซอร์

เราสามารถวิเคราะห์ได้เช่นกันว่า ถ้าลดอุณหภูมิอิมตัวด้านความดันสูงหรือความดันในคอนเดนเซอร์ สมรรถนะของระบบปรับอากาศ (COP) จะสูงขึ้น และความสามารถในการทำความเย็นก็เพิ่มขึ้น

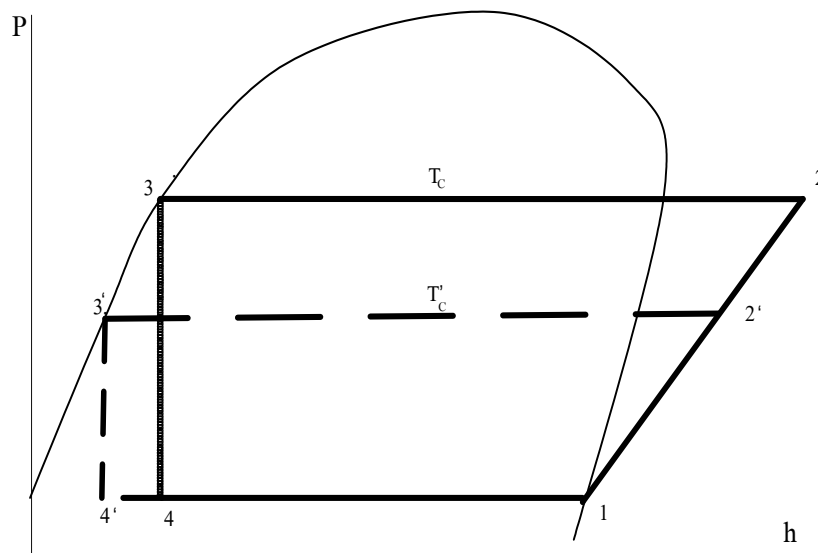
จากแผนภูมิ P-h จะเห็นได้ว่า

$$\text{COP} = (h_1 - h_3) / (h_2 - h_1) \quad \text{สำหรับ } T_c \text{ (อุณหภูมิอิ่มตัวในคอนเดนเซอร์เดิม)}$$

และ $\text{COP}' = (h_1 - h_{3'}) / (h_{2'} - h_1) \quad \text{สำหรับ } T'_c \text{ (อุณหภูมิอิ่มตัวในคอนเดนเซอร์ลดลง)}$

ซึ่ง $(h_1 - h_{3'}) > (h_1 - h_3)$ และ $(h_{2'} - h_1) < (h_2 - h_1)$

ดังนั้น $\text{COP}' > \text{COP}$



รูปที่ 5.7-2 การลดอุณหภูมิควบแน่นความดันต่ำสูง

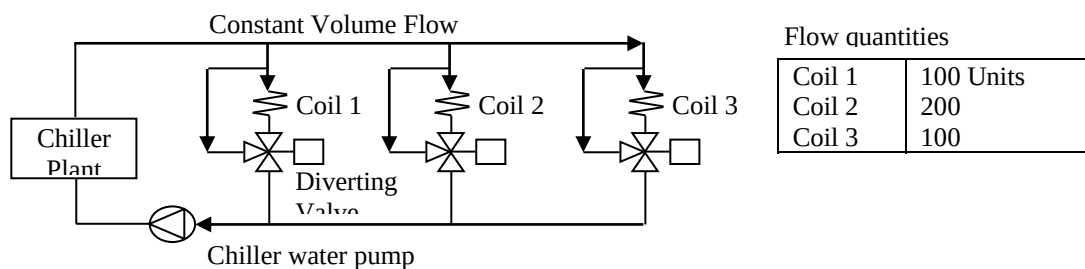
5.7.3 ระบบส่งน้ำเย็นแบบปริมาตรแปรเปลี่ยน (Variable Water Volume (VWV) System)

ในระบบปรับอากาศขนาดใหญ่จะใช้น้ำเย็นเป็นตัวกลางในการดึงความร้อนออกจากห้องปรับอากาศผ่านเครื่องส่งลมเย็น แล้วนำความร้อนกลับไประบายทิ้งที่เครื่องทำน้ำเย็น ในการหมุนเวียนน้ำเย็นจะใช้เครื่องสูบน้ำ ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า ซึ่งจะใช้กำลังไฟฟ้าตามสมการ

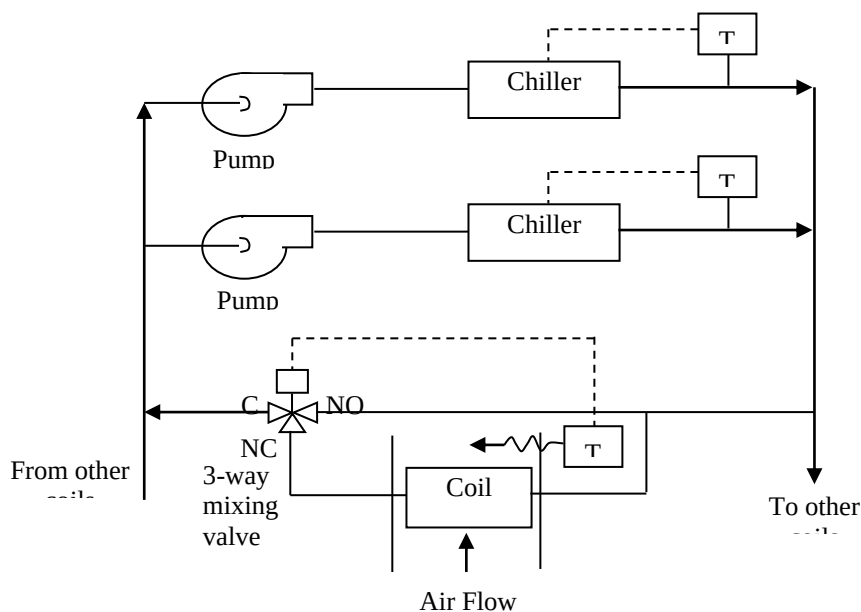
$$P_p = \frac{\gamma Q_w H}{\eta_m \eta_p} \quad (5.10)$$

โดย P_p = กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำ, W
 γ = น้ำหนักจำเพาะของน้ำ, N/m³
 Q_w = อัตราการไหลของน้ำเย็น, m³/s
 H = ความดันรวมของน้ำ (Total Dynamic Head), m
 η_m = ประสิทธิภาพของมอเตอร์
 η_p = ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ

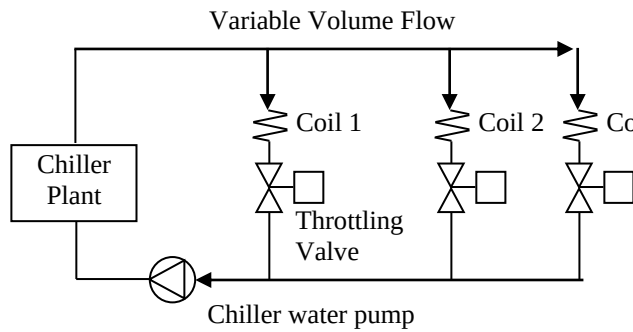
จากสมการที่ 5.10 เมื่อ Q_w และ H มีค่าสูง ระบบจะต้องการกำลังไฟฟ้าสูง ในระบบที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่โดยไม่ขึ้นกับภาระการทำความเย็น เรียกว่า ระบบปริมาตรคงที่ ซึ่งเป็นระบบที่ใช้พลังงานมาก ส่วนระบบที่ใช้วาล์ว 2 ทาง อัตราการไหลจะเปลี่ยนไปตามภาระในการทำความเย็น เรียกว่า ระบบปริมาตรน้ำแปรเปลี่ยน (ดังแสดงในรูปที่ 5.7-4) ระบบนี้จะมีระบบควบคุมการทำงานของเครื่องสูบน้ำเพื่อปรับลดความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ และสามารถประหยัดพลังงานได้เมื่อภาระในการทำความเย็นลดลง นอกจากนี้การออกแบบระบบท่อน้ำและอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบท่อน้ำที่ดี จะช่วยลด H ของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งเป็นการลดพลังงานที่ใช้กับเครื่องสูบน้ำด้วย



Three-way valve control to a cooling coil



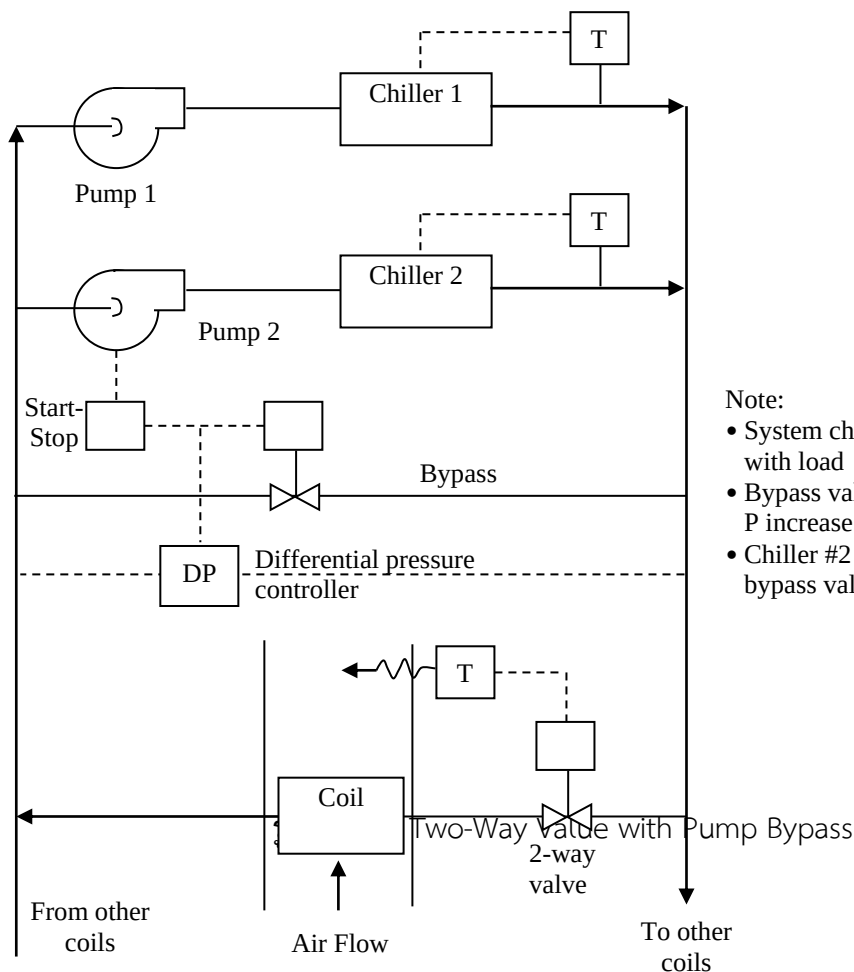
รูปที่ 5.7-3 Three-Way Valve Control of a Coil



Flow quantities

	Time (hrs)				
	10	12	14	16	18
Coil 1	90	<u>100</u>	90	80	70
Coil 2	160	180	<u>200</u>	180	150
Coil 3	60	70	80	<u>100</u>	80
Simultaneous flow	310	350	<u>370</u>	360	300

System with two-way control valves

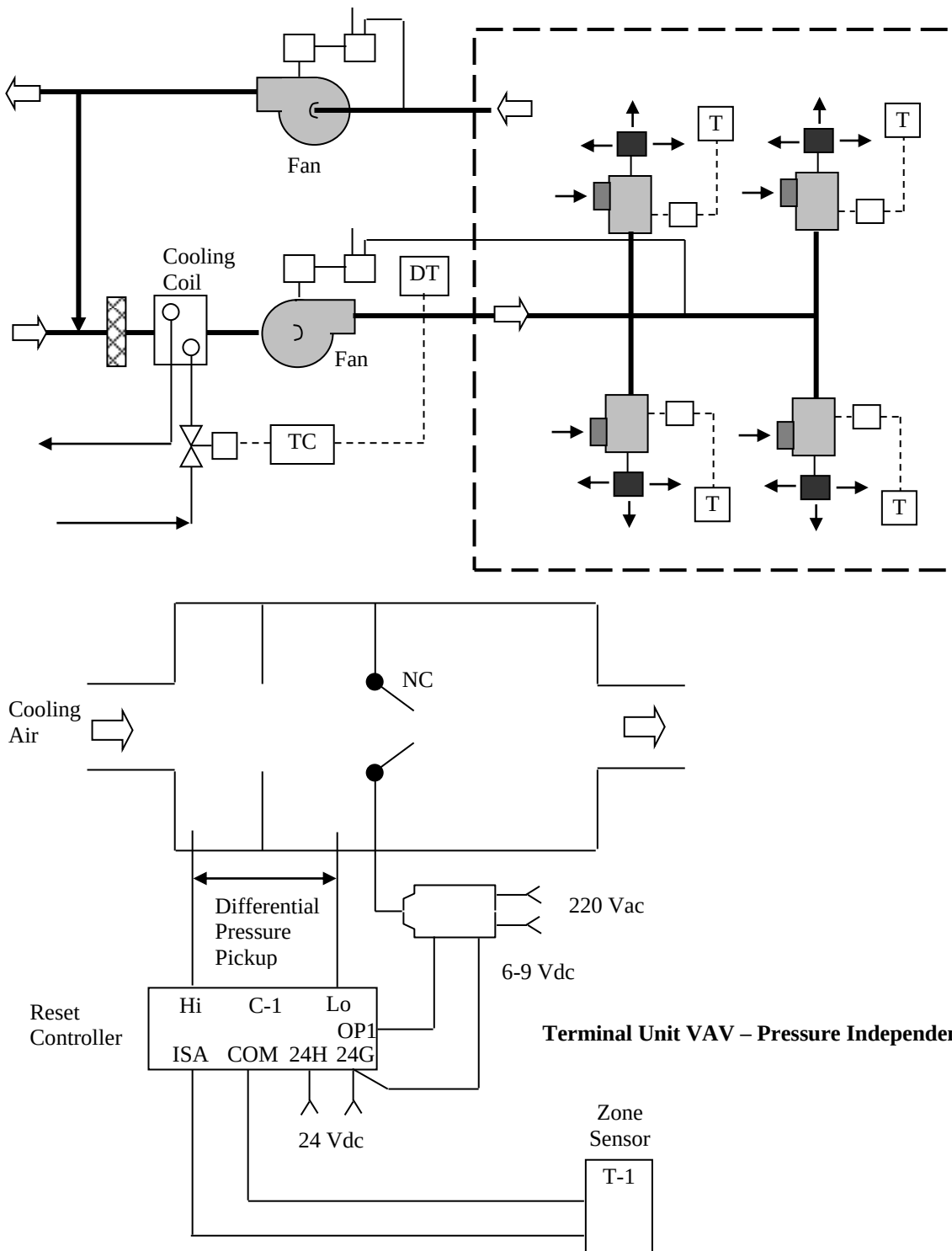


Note:

- System chilled water flow decrease with load
- Bypass valve modulates open to reduce P increase
- Chiller #2 and pump shut down when bypass valve is nearly open

5.7.4 ระบบส่งลมเย็นแบบปริมาตรแปรเปลี่ยน (Variable Air Volume (VAV) System)

ในระบบส่งลมเย็นจะใช้อากาศเย็นเป็นตัวกลางในการดึงความร้อนออกจากห้องหรือโซนต่างๆ โดยใช้หัวจ่ายลมดังแสดงในรูปที่ 5.7-5 จากนั้นจะนำความร้อนกลับไปทิ้งที่เครื่องส่งลมเย็น ในการหมุนเวียนลมเย็นจะใช้พัดลมที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อภาระการทำความเย็นของห้องต่างๆ ลดลง ระบบควบคุมจะปรับลดความเร็วรอบของมอเตอร์และปริมาณลมตาม ทำให้เกิดการประหยัดพลังงาน



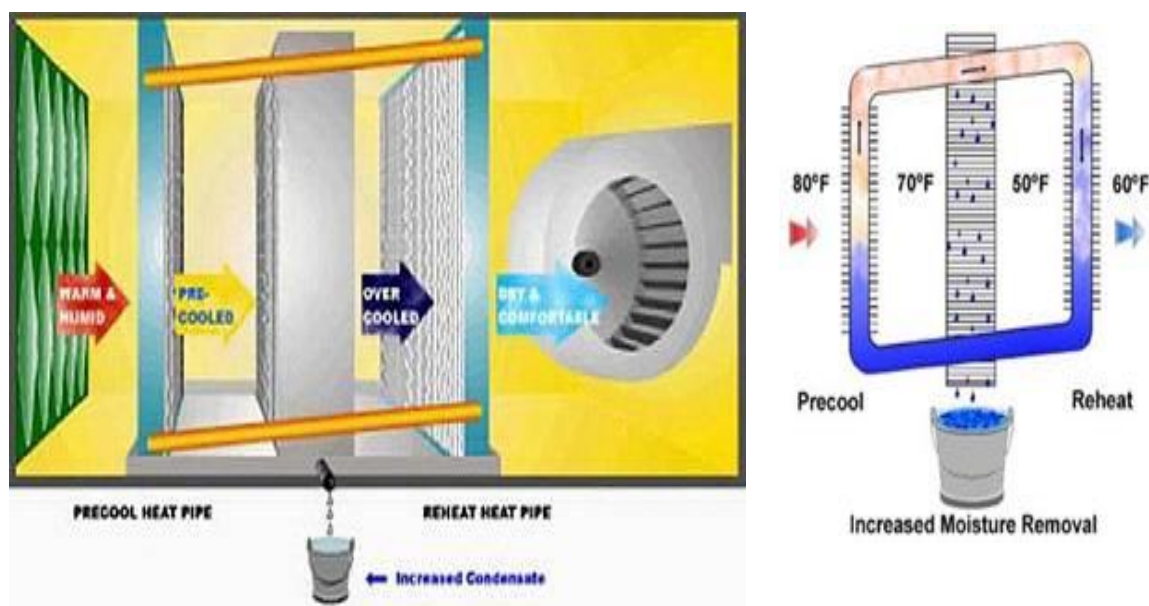
รูปที่ 5.7-5 VAV System Control

5.7.5 การใช้ท่อความร้อน (Heat Pipe)

งานบางประเภท เช่น อุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ อุตสาหกรรมยา ฯลฯ จำเป็นต้องมีการควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นของอากาศไปพร้อมกัน วิธีการดั้งเดิม ได้แก่ วิธีลดอุณหภูมิให้ต่ำแล้วให้ความร้อนซ้ำ (Overcool and Reheat) ซึ่งมีหลักการทำงาน คือ คอยล์เย็นจะลดอุณหภูมิของอากาศให้ต่ำกว่าค่าที่ต้องการก่อน เพื่อดึงความชื้นออกจนถึงระดับที่ต้องการ จากนั้น จะใช้ขดลวดความร้อนเพิ่มอุณหภูมิของอากาศเพื่อให้ลมจ่ายมีอุณหภูมิสูงกลับขึ้นมาถึงค่าที่ต้องการ

ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ไม่ต้องใช้พลังงานในการขับเคลื่อน ส่วนประกอบมีเพียงท่อทองแดงหรือท่อโลหะอื่นปลายปิดสองข้าง ภายในบรรจุสารทำความเย็นปริมาณเล็กน้อย สารทำความเย็นที่ปลายด้านที่ต่ำกว่าจะมีสถานะเป็นของเหลว ทำหน้าที่ดูดความร้อนจากภายนอก ซึ่งจะทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอลอยขึ้นไปสู่ปลายด้านที่สูงกว่าและคายความร้อนสู่ภายนอก จากนั้น สารทำความเย็นจะควบแน่นกลายเป็นของเหลวไหลกลับลงสู่ปลายด้านที่ต่ำกว่า วนเวียนอยู่อย่างนี้เป็นวัฏจักร

เมื่อนำท่อความร้อนไปติดตั้งภายในเครื่องส่งลมเย็น จะใช้สำหรับนำความร้อนจากอากาศที่เข้าคอยล์เย็นหรือลมกลับ (Return Air) ไปถ่ายเทให้กับอากาศที่ออกจากคอยล์เย็นหรือลมจ่าย (Supply Air) เพื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศในลักษณะที่คล้ายกับวิธีดั้งเดิม แต่จะประหยัดพลังงานกว่า เพราะไม่ต้องลดอุณหภูมิทำงานของคอยล์เย็นให้ต่ำกว่าปกติ และไม่ต้องใช้ขดลวดความร้อนซึ่งต้องการพลังงานไฟฟ้า ตัวอย่างการทำงานของท่อความร้อนที่ติดตั้งในเครื่องส่งลมเย็นแสดงไว้ในรูปที่ 5.7-6



รูปที่ 5.7-6 การติดตั้งท่อความร้อนในเครื่องส่งลมเย็น

5.7.6 การปรับปรุงตัวอาคาร

การปรับปรุงที่ตัวอาคารเป็นการลดภาระของการปรับอากาศลง อาจเป็นการออกแบบอาคารใหม่ หรือปรับปรุงอาคารเก่าโดยคำนึงถึงสิ่งต่อไปนี้ (อย่างไรก็ตาม การประหยัดพลังงานจะได้ผลมากที่สุดถ้า คำนึงถึงตั้งแต่ช่วงเริ่มออกแบบ)

- อาคารหันในทิศทางที่ถูกต้อง
- ฉนวนที่ใช้ถูกต้องและเหมาะสม
- อุดช่องรอยรั่วทั้งหมด
- ติดตั้งชุดปิดประตู (Door Closer) ที่ประตู
- หน้าต่างต้องมีการบังแดดที่ดี
- ปริมาณอากาศจากภายนอกที่เข้ามาในระบบปรับอากาศต้องไม่เกินความต้องการ
- การออกแบบที่เหมาะสมจะทำให้สามารถลดขนาดของเครื่องปรับอากาศ ลดต้นทุนในการติดตั้ง และลดค่าใช้จ่ายในการเดินระบบ

5.7.7 การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพ

การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพอาจทำได้หลายแนวทาง เช่น

- เลือกประเภทและขนาดให้ถูกต้องตามประเภทของงาน
- ใช้อุปกรณ์ประสิทธิภาพสูง
- ใช้อุปกรณ์ปรับความเร็วรอบในการควบคุมภาระที่เปลี่ยนแปลงของเครื่องสูบน้ำและพัดลม
- จัดอุปกรณ์และการควบคุมตามพื้นที่หรือโซนที่แตกต่างกัน (ไม่ควรให้มีพื้นที่คาบเกี่ยวกัน)

5.7.8 การควบคุมการทำงานที่เหมาะสม

แนวทางการการควบคุมการทำงานให้เหมาะสมอาจทำได้หลายประการ เช่น

- ตั้งค่าอุณหภูมิให้ถูกต้องและเหมาะสม (อย่าให้เย็นเกินไป)
- อย่าเดินระบบถ้าไม่จำเป็น
- ติดตั้งอุปกรณ์ส่งสัญญาณช่วยในการควบคุม
- ใช้อุปกรณ์ส่งสัญญาณที่มีคุณภาพดี
- ใช้โปรแกรมควบคุมเวลา 365 วัน สำหรับอุปกรณ์ที่ง่ายหรือเล็ก
- สำหรับระบบที่มีความซับซ้อน ใช้การควบคุมที่มีประสิทธิภาพสูง ในการตรวจสอบ บันทึกข้อมูลของระบบ พร้อมรายงานผล

5.7.9 การบำรุงรักษาที่เหมาะสม

อุปกรณ์ทั้งหมดต้องทำการดูแลรักษาเป็นประจำ ซึ่งความถี่ในการดูแลตรวจสอบจะแตกต่างกันไป ขึ้นอยู่กับอุปกรณ์ การบำรุงรักษาที่ดีควรจะต้อง

- ถูกต้องตามความต้องการของอุปกรณ์
- ยึดอายุการใช้งาน
- ป้องกันประสิทธิภาพไม่ให้ต่ำลง
- ใช้พลังงานน้อย

โดยทั่วไปการบำรุงรักษาขึ้นอยู่กับ

- ช่วงระยะเวลาที่กำหนดตามคำแนะนำของผู้ผลิต
- จำนวนชั่วโมงในการทำงาน
- ผลการตรวจสอบ

5.8 การตรวจวินิจฉัยเพื่อหาแนวทางการอนุรักษ์พลังงาน

สิ่งผิดปกติที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศนั้น เหตุของการสูญเสียพลังงาน ดังนั้นควรทำการตรวจวินิจฉัยเพื่อหาสิ่งผิดปกติ เพื่อทำการแก้ไขอย่างสมำเสมอ ดังตาราง

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
เครื่องทำน้ำเย็น		
1. ตรวจสอบการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น	ปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงที่สุดเท่าที่จะทำได้ โดยทุกๆ 1°F ที่ปรับให้สูงขึ้นจะประหยัดพลังงานประมาณ 2-4 %	• ขณะภาวะปรับอากาศต่ำกว่า 80% ให้ปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นสูงขึ้นครั้งละ 1°F แล้วสังเกตอุณหภูมิอากาศภายในพื้นที่
2. ตรวจสอบการปรับตั้งภาระของเครื่องอัดแบบแรงเหวี่ยง	เครื่องอัดแบบแรงเหวี่ยงจะมีประสิทธิภาพสูงสุดที่ภาระประมาณ 80-90%	• ปรับตั้งภาระการทำงานของเครื่องอัดให้ใกล้เคียง 90%
3. ตรวจวัดกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์เทียบกับพิกัด	พลังไฟฟ้าที่ได้จากการทำงานจริงควรอยู่ประมาณ 80-90% ของพลังไฟฟ้าพิกัดของเครื่องอัด เพราะเป็นจุดที่เครื่องมีค่า kW/TR ต่ำที่สุด	• ปรับการทำงานให้ภาระของเครื่องอัดแต่ละเครื่องอยู่ที่ 80-90%
4. ตรวจวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกและอุณหภูมิสารทำความเย็นใน Cooler ที่ภาระสูง	อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกไม่ควรสูงกว่าอุณหภูมิอิมตัวของสารทำความเย็นเกิน 4°F เพราะประสิทธิภาพของเครื่องจะลดลงหรือค่า kW/TR จะสูงขึ้น	• ทำความสะอาด Cooler • ลดอัตราการไหลของน้ำเย็น • เพิ่มปริมาณสารทำความเย็น • ตรวจสอบการทำงานของอุปกรณ์ลดความดัน
5. ตรวจวัดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกและอุณหภูมิสารทำความเย็นใน Condenser ที่ภาระสูง	อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกไม่ควรต่ำกว่าอุณหภูมิอิมตัวของสารทำความเย็นเกิน 6°F เพราะประสิทธิภาพของเครื่องจะลดลงหรือค่า kW/TR จะสูงขึ้น	• ทำความสะอาด Condenser • ลดอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน • ลดปริมาณสารทำความเย็น • ตรวจสอบการทำงานของอุปกรณ์ลดความดัน
6. ตรวจสอบอัตราการไหลของน้ำเย็นที่เข้าหรือออก Cooler เทียบกับพิกัด	อัตราการไหลของน้ำเย็นจะต้องเท่ากับหรือมากกว่าพิกัดเล็กน้อย เพราะถ้ามากหรือน้อยเกินไป ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความ	• หรีวาล์วน้ำเย็นเพื่อลดอัตราการไหลของน้ำจะส่งผลให้พลังไฟฟ้าที่เครื่องสูบน้ำใช้ลดลงเล็กน้อย

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
	ร้อนจะลดลง ส่งผลให้ค่า kW/TR สูงขึ้น (ถ้าออกแบบที่ $\Delta T=10^{\circ}\text{F}$ อัตราการไหลพิกัดอยู่ที่ 2.4 GPM/TR)	● ลดรอบของมอเตอร์จะส่งผลให้พลังงานที่ใช้ลดลงได้มากแต่ไม่ควรลดเกิน 30% เพราะประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำจะลดลง ● ลดขนาดใบพัดของเครื่องสูบน้ำเย็น ● เลือกใช้เครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ที่มีขนาดลดลง
7. ตรวจสอบอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนที่เข้าหรือออกจาก Condenser เทียบกับพิกัด	อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนจะต้องเท่ากับหรือมากกว่าพิกัดเล็กน้อย เพราะถ้าน้อยหรือมากเกินไป ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจะลดลง ส่งผลให้ค่า kW/TR สูงขึ้น (ถ้าออกแบบที่ $\Delta T=10^{\circ}\text{F}$ อัตราการไหลพิกัดอยู่ที่ 3.0 GPM/TR)	● หริวาล์วน้ำระบายความร้อนเพื่อลดอัตราการไหลของน้ำจะส่งผลให้พลังงานที่เครื่องสูบน้ำใช้ลดลงเล็กน้อย ● ลดรอบของมอเตอร์จะส่งผลให้พลังงานที่ใช้ลดลงได้มาก แต่ไม่ควรลดเกิน 30% เพราะประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำจะลดลง ● ลดขนาดใบพัดของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อน ● เลือกใช้เครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ที่มีขนาดลดลง
8. บันทึกความดันสารทำความเย็นด้านสูงและด้านต่ำ	เปรียบเทียบความดันสารทำความเย็นด้านสูงและด้านต่ำในแต่ละวันว่าผิดปกติไปจากเดิมหรือไม่	● ความดันสารทำความเย็นผิดปกติไปจากเดิมควรตรวจสอบแก้ไข
9. ตรวจสอบความดันสารทำความเย็นด้านสูงและด้านต่ำเทียบกับแต่ละเครื่อง	เครื่องที่ความดันสารทำความเย็นด้านสูงมีค่าสูงกว่าเครื่องอื่นและเครื่องที่ความดันสารทำความเย็นด้านต่ำมีค่าต่ำกว่าเครื่องอื่นจะต้องหาสาเหตุและแก้ไขเพราะประสิทธิภาพจะต่ำกว่าเครื่องอื่น	● ลดการใช้งาน ● หาสาเหตุและแก้ไข
10. ตรวจสอบผลต่างของความดันสารทำความเย็นด้านสูงและด้านต่ำของแต่ละเครื่อง	เครื่องที่มีผลต่างของความดันสูงกว่าเครื่องอื่นเป็นเครื่องที่มีประสิทธิภาพต่ำ	● ลดการใช้งาน ● หาสาเหตุและแก้ไข

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
11. ตรวจวัดหาค่า kW/TR ของเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละเครื่อง	แต่ละเครื่องควรมีค่า kW/TR ใกล้เคียงกันหรือใกล้เคียงกับพิกัดของเครื่องซึ่งอาจเกิดจาก - อุณหภูมิน้ำเข้าระบายความร้อนไม่เท่ากัน - อัตราการไหลของน้ำเย็นหรือน้ำระบายความร้อนไม่เท่ากันหรือต่างจากพิกัดมาก - ปรับตั้งอุณหภูมิของน้ำเย็นไม่เท่ากัน - ภาระการทำงานไม่เท่ากัน	- หาสาเหตุและแก้ไข - ใช้เครื่องที่มีค่า kW/TR สูงให้น้อยลง - เปลี่ยนเป็นเครื่องทำน้ำเย็นประสิทธิภาพสูง
12. ตรวจวัดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็น	อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนไม่ควรสูงกว่า 90°F เพราะจะทำให้ kW/TR ของเครื่องสูงขึ้น	- เปิดหორบายความร้อนเพิ่มขึ้นแล้วสังเกตอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนต้องลดลง - ปรับปรุงประสิทธิภาพหอรบายความร้อน - เปลี่ยนหอรบายความร้อนใหม่
13. ตรวจสอบการลัดวงจรของน้ำเย็นเข้าเครื่องที่ไม่เปิดใช้งาน	ไม่ควรเปิดวาล์วของเครื่องทำน้ำเย็นที่ไม่ใช้งานเพื่อให้น้ำเย็นลัดวงจร เพราะจะทำให้ น้ำเย็นที่ส่งไป AHU มีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยถ้าอุณหภูมิผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนของ AHU สูงขึ้นจะส่งผลให้ลดความชื้นจากอากาศได้น้อยลงพื้นที่ปรับอากาศอาจมีปัญหาเรื่องความชื้น	ปิดวาล์วน้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นแล้วทำการหริวาล์วเครื่องสูบน้ำหรือลดยรอบมอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำจะทำให้เครื่องสูบน้ำใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง
เครื่องสูบน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อน		
14. ตรวจสอบว่ามีการหริวาล์วทางเข้าหรือทางออกของเครื่องสูบน้ำหรือไม่	การหริวาล์วจะส่งผลให้พลังงานไฟฟ้าที่เครื่องสูบน้ำใช้ลดลงเล็กน้อยแต่ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำลดลงมาก	- ลดยรอบมอเตอร์ - ลดขนาดใบพัด - ลดขนาดเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์
15. ตรวจสอบผลต่างของความดันของน้ำทางเข้าและทางออกของเครื่องสูบน้ำแต่ละชุด	เครื่องสูบน้ำชุดที่มีที่มีผลต่างของความดันน้ำทางเข้าและทางออกสูงกว่าชุดอื่นจะมีประสิทธิภาพต่ำ	- ลดการใช้งาน - หาสาเหตุและแก้ไข

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
16. ตรวจสอบประวัติการซ่อมบำรุงเครื่องสูบน้ำแต่ละชุด	เครื่องสูบน้ำชุดที่ผ่านการซ่อมบำรุงมาใหม่จะมีประสิทธิภาพสูงกว่าเครื่องสูบน้ำที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุง	- นำชุดที่ผ่านการซ่อมบำรุงมาใช้งานให้มากขึ้นกว่าชุดอื่น - ทำแผนซ่อมบำรุงตามความเหมาะสม
17. ตรวจสอบกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าที่เครื่องสูบน้ำแต่ละชุดใช้	เครื่องสูบน้ำชุดที่ใช้กระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าน้อยควรมานำมาใช้เป็นหลัก	- เลือกใช้งานชุดที่ใช้กำลังไฟฟ้าต่ำเป็นหลัก - หาสาเหตุและแก้ไขชุดที่ใช้กระแสไฟฟ้าสูง
18. ตรวจสอบประวัติของมอเตอร์เครื่องสูบน้ำ	มอเตอร์ชุดที่ผ่านการไหม้ประสิทธิภาพจะลดต่ำลง 4% ต่อทุกครั้งของการไหม้แต่ละครั้ง	- ลดการใช้งาน - เปลี่ยนเป็นมอเตอร์ประสิทธิภาพสูงที่มีขนาดเหมาะสมกับภาระ
19. ตรวจสอบพลังไฟฟ้าที่มอเตอร์ใช้เทียบกับพิกัด	มอเตอร์ควรใช้พลังไฟฟ้าที่ 80-90% ของพิกัดเพราะเป็นจุดที่มอเตอร์มีประสิทธิภาพสูง	- สลับมอเตอร์ภายในโรงงานให้ขนาดเหมาะสม - เปลี่ยนมอเตอร์ใหม่ให้มีขนาดเหมาะสม
20. ตรวจสอบประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำแต่ละชุด	เครื่องสูบน้ำชุดที่มีค่า GPM/kW สูง เป็นเครื่องสูบน้ำที่มีประสิทธิภาพสูงกว่าชุดอื่น	- จัดทำแผนการใช้งานเครื่องสูบน้ำใหม่ โดยนำชุดที่มี GPM/kW สูงมาใช้งานเป็นหลัก - ปรับปรุงแก้ไขชุดที่มีค่า GPM/kW ต่ำ
21. ตรวจสอบวัดประสิทธิภาพของกลุ่มเครื่องสูบน้ำถ้าเดินพร้อมกันครั้งละหลายชุด	เครื่องสูบน้ำกลุ่มที่มีค่า GPM/kW สูง เป็นเครื่องสูบน้ำกลุ่มที่มีประสิทธิภาพสูงกว่าปั๊มกลุ่มอื่น เนื่องจากตำแหน่งการติดตั้งและการเชื่อมต่อท่อเข้า-ออก ของเครื่องสูบน้ำแต่ละชุดส่งผลให้เกิดการสูญเสียไม่เท่ากัน	- จัดทำแผนการใช้งานกลุ่มเครื่องสูบน้ำโดยนำกลุ่มเครื่องสูบน้ำที่มี GPM/kW สูงมาใช้งานเป็นหลัก - ปรับปรุงแก้ไขระบบเชื่อมต่อเครื่องสูบน้ำแต่ละชุด เช่น เปลี่ยนการต่อแบบตัวที่เป็นตัววาย และเพิ่มขนาด Header ให้ใหญ่ขึ้น
22. บันทึกกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าที่เครื่องสูบน้ำใช้	เครื่องสูบน้ำชุดใดที่ใช้กระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าแตกต่างไปจากเดิม เป็นเครื่องสูบน้ำที่ผิดปกติ ประสิทธิภาพของปั๊มจะลดลง	- ลดการใช้งาน - หาสาเหตุและแก้ไข

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
หอระบายความร้อน		
23. ตรวจสอบพิกัดของหอระบายความร้อนเทียบกับพิกัดของเครื่องทำน้ำเย็น	ขนาดพิกัดของหอระบายความร้อนควรมีขนาดมากกว่าพิกัดของเครื่องทำน้ำเย็นประมาณ 20-30%	- เปิดใช้งานหอระบายความร้อนให้มากกว่าจำนวนเครื่องทำน้ำเย็น - เพิ่มจำนวนหอระบายความร้อน
24. ตรวจสอบระดับน้ำในถาดของหอระบายความร้อนแบบเหลื่อม	ควรสูงกว่า 1/3 ของความสูงถาดเพื่อให้อัตราการไหลของน้ำเหมาะสม	ปรับสมดุลปริมาณน้ำในแต่ละถาดใหม่
25. ตรวจสอบรูน้ำในถาดของหอระบายความร้อนแบบเหลื่อมหรือรูน้ำของ Sprinkle Pipe	รูน้ำทั้งหมดไม่ควรตันเพื่อให้เกิดการกระจายน้ำได้ดี ส่งผลให้ประสิทธิภาพการและแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น	จัดทำแผนการตรวจและบำรุงรักษาในระยะเวลาที่เหมาะสม
26. ตรวจสอบรอบการหมุนของ Sprinkle Pipe	รอบการหมุนจะต้องได้ตามมาตรฐานถ้าเร็วเกินมาตรฐานแสดงว่าปริมาณน้ำมากเกินไป ทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง	ปรับลดปริมาณน้ำที่เข้าหอระบายความร้อนเพื่อให้ได้รอบการหมุนตามมาตรฐาน
27. ตรวจสอบว่ามีเม็ดน้ำออกด้านบนหรือไม่	เม็ดน้ำออกด้านบนทำให้เกิดการสูญเสีย	- ติดแผ่นกันน้ำด้านบน - ลดความเร็วลมดูด - ติดแผ่นกันน้ำ Sprinkle Pipe - ลดปริมาณน้ำ
28. ตรวจสอบว่ามีเม็ดน้ำกระเด็นออกด้านข้าง	เม็ดน้ำกระเด็นออกด้านข้างทำให้เกิดการสูญเสีย	- ลดระดับน้ำในอ่าง - ลดปริมาณน้ำที่เข้าหอระบายความร้อน - ติดตั้ง Louver ให้ถูกต้อง
29. ตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ทางเข้าหอระบายความร้อน	อากาศที่เข้าหอระบายความร้อนจะต้องมีอุณหภูมิและความชื้นต่ำเท่ากับอากาศแวดล้อมทั่วไป ถ้าสูงกว่าอากาศแวดล้อมอาจเกิดจากการรั่วของอากาศที่ออกจากหอระบายความร้อน	- ติดตั้งปากทางออกให้สูงขึ้น - จัดระยะห่างของหอระบายความร้อนให้เหมาะสม - ย้ายตำแหน่งหอระบายความร้อนไปอยู่ในจุดที่มีอากาศถ่ายเทได้สะดวก
30. ตรวจวัดอุณหภูมิที่ได้ออกจากหอระบายความร้อน	อุณหภูมิที่ได้ออกจากหอระบายความร้อนแต่ละชุดไม่ควรสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าหอระบายความร้อนเกิน 4 °F	- ลดปริมาณน้ำให้ได้มาตรฐาน - เพิ่มปริมาณอากาศ - แก้ไขการกระจายน้ำให้ทั่วพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน - ทำความสะอาดฟิลเลอร์

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
		เปลี่ยนฟิลเลอร์ใหม่
31. บันทึกและเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำที่ได้จากหอบายความร้อนแต่ละชุด	อุณหภูมิน้ำที่ได้จากหอบายความร้อนแต่ละชุดควรใกล้เคียงกัน	- ปรับปรุง แก๊ส หอบาย ความร้อนชุดที่มีอุณหภูมิสูงกว่าชุดอื่น - ลดการใช้งานหอบายความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง - เลือกใช้หอบายความร้อนที่มีอุณหภูมิน้ำต่ำเป็นหลัก
32. ตรวจสอบแผ่นฟิลเลอร์สกปรกและล้น	แผ่นฟิลเลอร์ต้องสะอาดตลอดทั้งแผ่นและไม่ล้นเพื่อให้น้ำแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศได้ดี	- ทำแผนการทำความสะอาดเป็นประจำตามความเหมาะสม - ติดตั้งอุปกรณ์ป้องกันการเกิดตะกรันและตะไคร่น้ำ - ปรับปรุงคุณภาพน้ำที่เติม
33. ตรวจสอบว่ามีการปล่อยน้ำผ่านหอบายความร้อนที่ไม่เปิดพัดลมหรือไม่	น้ำทั้งหมดควรไหลผ่านหอบายความร้อนที่มีการเปิดพัดลม เพราะจะทำให้อุณหภูมิน้ำที่ส่งไปใช้งานมีอุณหภูมิไม่สูง	ปิดวาล์วน้ำที่เข้าออกหอบายความร้อนชุดที่ไม่เปิดพัดลม
34. ตรวจสอบการเปิดใช้งานหอบายความร้อนมากกว่าจำนวนเครื่องทำน้ำเย็นหรือไม่	ควรเปิดหอบายความร้อนให้มีจำนวนมากกว่าเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อให้ได้อุณหภูมิน้ำลดลง โดยการทดลองเปิดหอบายความร้อนเพิ่มแล้วตรวจวัดอุณหภูมิน้ำ ถ้าวาล์วมากจึงควรเปิดเพิ่ม	เปิดหอบายความร้อนมากกว่าจำนวนเครื่องทำน้ำเย็นอย่างน้อย 1 ชุด
35. ตรวจวัดกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าที่หอบายความร้อนแต่ละชุดใช้	ชุดที่ใช้กระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าต่ำที่สุดแต่ได้อุณหภูมิน้ำเท่ากันเป็นชุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด	- นำมาใช้งานให้มากขึ้น - ปรับปรุงชุดที่มีประสิทธิภาพต่ำ
36. บันทึกกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าที่หอบายความร้อนแต่ละชุดใช้เป็นประจำ	กระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าที่หอบายความร้อนแต่ละชุดใช้ไม่ควรสูงขึ้นจากเดิม โดยถ้าสูงขึ้นต้องหาสาเหตุและแก้ไข	ทำแบบตรวจสอบและบันทึกเพื่อเปรียบเทียบเป็นประจำ
37. บันทึกปริมาณน้ำที่ใช้กับหอบายความร้อนแต่ละชุดทุกวัน	อัตราการใช้น้ำของหอบายความร้อนแต่ละชุดควรมีสัดส่วนการเพิ่มหรือลดที่ใกล้เคียงกัน ถ้าชุดใดแตกต่างมากควรมหาสาเหตุและแก้ไข	ทำแบบตรวจสอบและบันทึกเพื่อเปรียบเทียบเป็นประจำทุกวัน

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
เครื่องส่งลมเย็น (AHU) และเครื่องจ่ายลมเย็น (FCU)		
38. ตรวจสอบกรองอากาศ	กรองอากาศต้องสะอาดและไม่ตัน จะส่งผลให้อัตราการไหลของอากาศที่เข้าไปรับความเย็นมีปริมาณตามต้องการ	● ทำแผนการทำความสะอาดในระยะเวลาที่เหมาะสม ● เปลี่ยนกรองอากาศเมื่อหมดอายุการใช้งาน
39. ตรวจสอบความสกปรกของคอยล์	ครีปและคอยล์จะต้องสะอาด เพื่อให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนดี	● ทำแผนการทำความสะอาดในระยะเวลาที่เหมาะสม
40. ตรวจสอบปริมาณน้ำกลั่นตัว ที่ออกจาก AHU หรือ FCU	น้ำกลั่นตัวน้อยหรือไม่กลั่นตัว ส่งผลให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงและความชื้นในบริเวณปรับอากาศสูง	● อุณหภูมิน้ำเข้าคอยล์เย็นต้องไม่สูงเกินไป ● อุณหภูมิผิวคอยล์ต้องต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point) ● ปรับอัตราการไหลของน้ำไม่ให้น้อยเกินไป เพราะจะทำให้อุณหภูมิผิวคอยล์ช่วงปลายไม่ถึงอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ● กำจัดตะกอนภายในคอยล์ ● ทำความสะอาดครีปแลกเปลี่ยนความร้อน ● ปรับความเร็วของอากาศผ่านคอยล์ไม่ให้สูงเกินไป
41. ตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่าน AHU ในช่วงภาระสูง	อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านคอยล์ควรได้ตามมาตรฐาน โดยทั่วไปประมาณ 2.4 GPM/TR ที่ $\Delta T = 10^\circ\text{F}$ (ภาระเต็มพิกัด) ถ้าอัตราการไหลน้อยประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจะลดลงและความสามารถในการทำความเย็นจะลดลงด้วย	● ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นเข้าคอยล์ให้ได้ตามมาตรฐาน
42. ตรวจวัดอัตราการไหลของอากาศที่เข้าหรือออกจาก AHU	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่าน AHU ควรประมาณ 300-400 CFM/TR ถ้าต่ำเกินไป ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจะลดลง	● เปลี่ยนฟูล์วเพิ่มรอบของพัดลมให้ได้อัตราการไหลตามมาตรฐาน ● ปรับความตึงสายพานให้เหมาะสม ● ทำความสะอาดใบพัดสม่ำเสมอ

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
		● ทำความสะอาดกรองอากาศสม่ำเสมอ
43. ตรวจสอบผลต่างของอุณหภูมิอากาศที่ออกและอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจาก AHU	ผลต่างอุณหภูมิไม่ควรต่างกันมาก เพราะจะทำให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง	● ทำความสะอาดครีบลและผิวคอยล์ ● กำจัดตะกอนภายในคอยล์ ● ลดอัตราการไหลของอากาศ ● ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นให้เหมาะสม
44. ตรวจสอบอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ	อุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิจะต้องสามารถควบคุมปริมาณน้ำเย็นที่ไหลผ่านคอยล์ได้ตามภาระปรับอากาศและควรติดตั้งในตำแหน่งที่เหมาะสม	● ย้ายตำแหน่งติดตั้งให้เหมาะสม ● เปลี่ยนใหม่เมื่อชำรุดหรือไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิได้ตามต้องการ
45. ตรวจสอบวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในพื้นที่ปรับอากาศ	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ได้ตามมาตรฐานและแต่ละจุดควรมีอุณหภูมิแตกต่างกันไม่เกิน 2 °F	● ปรับปรุงการกระจายลมในพื้นที่ ● ความชื้นสัมพัทธ์ที่ออกคอยล์ควรมากกว่า 80%
46. บันทึกอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกจาก AHU	ควรทำการบันทึกอุณหภูมิที่เข้าและออก AHU เป็นประจำเพื่อดูสิ่งผิดปกติที่เกิดขึ้น ถ้าผลต่างของอุณหภูมิผิดปกติไปจากเดิม	● ทำแผนบันทึกอุณหภูมิน้ำเย็นเข้าออก
47. บันทึกกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้าที่ AHU ใช้	ควรทำการบันทึกเป็นประจำเพื่อดูสิ่งผิดปกติที่เกิดขึ้น เมื่อกระแสไฟฟ้าสูงขึ้นหรือต่ำกว่าเดิม	● ทำแผนบันทึกกระแสไฟฟ้าหรือพลังไฟฟ้า
อื่นๆ		
48. ตรวจสอบฉนวนหุ้มน้ำเย็น	ฉนวนควรอยู่ในสภาพดี ไม่แตกยุ่ยหรืออมน้ำ เพราะจะทำให้สูญเสียความเย็นและท่อเป็นสนิม	● เปลี่ยนฉนวนเมื่อหมดอายุการใช้งานหรือเสื่อมสภาพ ● ติดตั้ง Jacket ให้กับฉนวนยางที่เดินภายนอกอาคารและโดนแสง UV
49. ตรวจสอบการนำอากาศภายนอกเข้าและนำอากาศภายในทิ้ง	ควรนำอากาศภายนอกเข้าและนำอากาศภายในทิ้งให้น้อยที่สุดเพื่อลดภาระการปรับอากาศ	● ลดจำนวนพัดลมระบายอากาศ ● หรืออุปกรณ์ปรับปริมาณลมที่เข้าหรือออกพัดลมระบายอากาศ

รายการตรวจ	เกณฑ์พิจารณา	แนวทางปฏิบัติที่ดี
		- ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับอุณหภูมิโดยควบคุมด้วย CO2 Sensor - เปลี่ยนฟิวส์เพื่อลดรอบพัดลม - นำอากาศเย็นที่ปล่อยทิ้งกลับมาใช้
50. ตรวจสอบภาระจากภายนอก ที่ผ่านผนังโปรงแสง	ภาระจากภายนอกที่ผ่านผนังโปรงแสงหรือกระจกควรจะน้อยที่สุด โดยเฉพาะในทิศตะวันตก ตะวันตกเฉียงใต้และทิศใต้	- ลดพื้นที่ผนังโปรงแสงโดยการติดตั้งโคมหรือไม้้อด - ติดตั้งฟิล์มกันความร้อน - ติดตั้งกันสาดหรือคืบให้ร่มเงา - ปลูกต้นไม้ใหญ่ให้ร่มเงา
51. ตรวจสอบภาระที่เกิดขึ้นภายในพื้นที่ปรับอากาศ	ภาระภายในพื้นที่ปรับอากาศควรต่ำที่สุด	- เพิ่มประสิทธิภาพให้กับระบบแสงสว่าง - นำอุปกรณ์ที่ก่อให้เกิดความร้อนออกไปภายนอกห้องปรับอากาศ เช่น กระจกน้ำร้อน ตู้เย็น - ใช้อุปกรณ์ไฟฟ้าให้น้อยลง - เลือกใช้อุปกรณ์ไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพสูง

5.9 แบบตรวจสอบศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน

แบบตรวจสอบศักยภาพการอนุรักษ์พลังงานนี้มีประโยชน์ในการค้นหาแนวทางในการอนุรักษ์พลังงานก่อนที่จะดำเนินการตรวจวิเคราะห์เชิงลึก เพื่อหาผลการอนุรักษ์พลังงานต่อไป

รายการศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน	ผลการตรวจสอบศักยภาพ		
	ดำเนินการแล้ว	พร้อมดำเนินการ	ไม่พร้อมดำเนินการ
1. เครื่องทำน้ำเย็นและระบบ			
1.1 การปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้น			เพราะ...
1.2 การลดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็น			เพราะ...
1.3 การปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นเข้าเครื่องทำน้ำเย็นให้ได้ตามพิกัด			เพราะ...
1.4 การปรับอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็นให้ได้ตามพิกัด			เพราะ...
1.5 การปรับภาระการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นให้อยู่ประมาณ 80-95% (Current Limit)			เพราะ...
1.6 การทำความสะอาดคอนเดนเซอร์อย่างสม่ำเสมอ			เพราะ...
1.7 การจัดการใช้เครื่องทำน้ำเย็นชุดที่มีประสิทธิภาพสูงเป็นหลัก			เพราะ...
1.8 การเพิ่มอุณหภูมิในพื้นที่ปรับอากาศให้สูงขึ้น			เพราะ...
1.9 การจัดการใช้เครื่องทำน้ำเย็นในจำนวนที่เหมาะสมกับภาระ			เพราะ...
1.10 การเปลี่ยนไปใช้เครื่องทำน้ำเย็นที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้น			เพราะ...
1.11 การลดเวลาการใช้งานโดยเปิดให้ช้าลงและปิดให้เร็วขึ้น			เพราะ...
2. เครื่องส่งจ่ายลมเย็น			
2.1 การสมดุลอากาศเย็นในพื้นที่ให้เหมาะสมกับภาระ			เพราะ...
2.2 การสมดุลน้ำเย็นในระบบให้เหมาะสมกับภาระ			เพราะ...
2.3 การทำความสะอาดท่อความเย็นและกรองอากาศเครื่องส่งลมเย็นสม่ำเสมอ			เพราะ...
2.4 การกันห้องเพื่อลดพื้นที่ปรับอากาศ			เพราะ...
2.5 การลดการนำอากาศภายนอกเข้าหรือการนำอากาศภายในออก โดยการปิดหรือลดรอบพัดลม			เพราะ...
2.6 การเปลี่ยนระบบควบคุมปริมาณน้ำเย็นจาก 3 Way Valve เป็น 2 Way Valve			เพราะ...
2.7 การเปลี่ยนท่อทำความเย็นใหม่			เพราะ...
2.8 การใช้ระบบปรับความเร็วรอบ (VVF) กับมอเตอร์พัดลม			เพราะ...
2.9 การใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศเย็นที่ปล่อยทิ้ง			เพราะ...
2.10 การปรับลดเวลาการใช้งานโดยเปิดให้ช้าลงและปิดให้เร็วขึ้น			เพราะ...
2.11 การใช้มอเตอร์ประสิทธิภาพสูงกับพัดลม			เพราะ...

รายการศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน	ผลการตรวจสอบศักยภาพ		
	ดำเนินการแล้ว	พร้อมดำเนินการ	ไม่พร้อมดำเนินการ
2.12 การลดการรั่วไหลของอากาศเย็น			เพราะ...
2.13 การติดตั้งฟิล์มกันความร้อนที่กระจก			เพราะ...
2.14 การเปลี่ยนกระจกใหม่หรือการติดตั้งกันสาด			เพราะ...
2.15 การติดตั้งมู่ลี่ที่มีการสะท้อนความร้อนสูง			เพราะ...
3. เครื่องสูบน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำระบายความร้อน			
3.1 การปรับลดเวลาการใช้งานโดยเปิดให้ช้าลงและปิดให้เร็วขึ้น			เพราะ...
3.2 การปรับลดปริมาณน้ำโดยการหรีวาล์ว			เพราะ...
3.3 การปรับลดปริมาณน้ำโดยการลดขนาดใบพัด			เพราะ...
3.4 การปรับลดปริมาณน้ำโดยการเปลี่ยนใบพัด			เพราะ...
3.5 การปรับลดปริมาณน้ำโดยการลดรอบมอเตอร์			เพราะ...
3.6 การปรับลดปริมาณน้ำโดยการลดขนาดเครื่องสูบน้ำ			เพราะ...
3.7 การใช้มอเตอร์ประสิทธิภาพสูงในขนาดที่เหมาะสม			เพราะ...
3.8 การใช้งานเครื่องสูบน้ำในจำนวนที่เหมาะสม			เพราะ...
3.9 การเลือกใช้งานเครื่องสูบน้ำชุดที่มีประสิทธิภาพสูงเป็นหลัก			เพราะ...
3.10 การเลือกใช้งานกลุ่มเครื่องสูบน้ำที่มีประสิทธิภาพสูงเป็นหลัก			เพราะ...
3.11 การปรับปรุงการเชื่อมต่อท่อทางเข้าและทางออกจากแบบตัวที่เป็นแบบตัววายและเพิ่มขนาด Header			เพราะ...
3.12 การทำความสะอาด Strainer เป็นประจำ			เพราะ...
3.13 การเปลี่ยนแบริ่ง และหล่อลื่นในระยะเวลาที่เหมาะสม			เพราะ...
3.14 การเปลี่ยนไปใช้เครื่องสูบน้ำที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้น			เพราะ...
4. หอระบายความร้อน			
4.1 การใช้งานหอระบายความร้อนในจำนวนที่เหมาะสมโดยควบคุมจากอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ได้			เพราะ...
4.2 การเลือกใช้งานหอระบายความร้อนชุดที่มีประสิทธิภาพสูงเป็นหลัก			เพราะ...
4.3 การปรับปรุงและทำความสะอาดหอระบายความร้อนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ			เพราะ...
4.4 การเปลี่ยนใบพัดหอระบายความร้อนจากโลหะเป็นไฟเบอร์			เพราะ...
4.5 การใช้มอเตอร์ประสิทธิภาพสูงที่มีขนาดเหมาะสม			เพราะ...
4.6 การลดการสูญเสียน้ำ			เพราะ...
4.7 การลดเวลาการใช้งานโดยเปิดให้ช้าลงและปิดให้เร็วขึ้น			เพราะ...
4.8 การเปลี่ยนหอระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น			เพราะ...
4.9 การแก้ไขการลดวงจรของอากาศร้อนขึ้นที่ปล่อยทิ้งถูกดูดกลับเข้ามาระบายความร้อน			เพราะ...
4.10 การลดปริมาณน้ำเพื่อให้ได้อุณหภูมิน้ำที่ต่ำสุด			เพราะ...
4.11 การเปลี่ยนรังผึ้งในระยะเวลาที่เหมาะสม			เพราะ...

รายการศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน	ผลการตรวจสอบศักยภาพ		
	ดำเนินการแล้ว	พร้อมดำเนินการ	ไม่พร้อมดำเนินการ
4.12 การนำอากาศเย็นที่ระบายทิ้งจากพื้นที่ปรับอากาศเข้ามาระบายความร้อน			เพราะ...
4.13 การทำความสะอาดและซ่อมหัวฉีดให้เกิดการกระจายน้ำที่ดี			เพราะ...
4.14 การใช้โอโซนกำจัดตะไคร่และตะกรัน			เพราะ...
4.15 การติดตั้งฝาปิดถาดน้ำเพื่อป้องกันการเกิดตะไคร่น้ำ			เพราะ...
4.16 การปรับตั้งมุมใบพัดลมให้อัตราการไหลของอากาศมากขึ้น			เพราะ...

5.10 โปรแกรมการวิเคราะห์มาตรการอนุรักษ์พลังงาน

เพื่อลดความยุ่งยากซับซ้อนในการวิเคราะห์ผลการอนุรักษ์พลังงาน จึงทำเป็นโปรแกรม Microsoft Excel โดยผู้ใช้นำข้อมูลเบื้องต้น และข้อมูลตรวจวัดกรอกลงในช่องว่าง โปรแกรมจะคำนวณผลการอนุรักษ์พลังงานที่ถูกต้องได้ทันที

มาตรการที่ 1 การใช้เครื่องปรับอากาศประสิทธิภาพสูง (ขนาดเล็ก)
1. หลักการและเหตุผล เครื่องปรับอากาศขนาดเล็กโดยทั่วไปมีอายุการใช้งานประมาณ 8 -10 ปี เนื่องจากประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศจะลดต่ำลงจนไม่คุ้มค่าในการใช้งานต่อไป โดยความเย็นที่ได้จะลดต่ำลงและไฟฟ้าที่ใช้จะสูงขึ้นส่งผลให้ค่า kW/TR ของเครื่องสูงขึ้น จึงมีแนวคิดที่จะเปลี่ยนเครื่องปรับอากาศใหม่โดยใช้เครื่องปรับอากาศที่มีค่า kW/TR ประมาณ 1.10 kW/TR ซึ่งเครื่องปรับอากาศเดิมมีค่า kW/TR ประมาณ 1.24 kW/TR   รูปที่ 6.10-1 เครื่องปรับอากาศเดิมที่จะเปลี่ยน รูปที่ 6.10-2 เครื่องปรับอากาศใหม่ที่ใช้
2. สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ 2.1 สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทคนิค 2.1.1 อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านเครื่อง (CFM) $F = \text{ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง (Ft/min)} \times \text{พื้นที่หน้าตัดบริเวณที่วัดความเร็วลม (Ft}^2\text{)}$ 2.1.2 อัตราการทำความเย็น $Q_o = 4.5 \times \text{อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านเครื่อง (CFM)} \times (\text{เอนทาลปีของอากาศเข้าเครื่อง (Btu/hr)} - \text{เอนทาลปีของอากาศออกเครื่อง (Btu/hr)}) / 12,000$

2.1.3 ค่า kW/TR ของเครื่องปรับอากาศ (kW/TR)

$$\text{ChP} = \text{พลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้ (kW)} / \text{อัตราการทำความเย็น (TR)}$$

2.1.4 ร้อยละของค่า kW/TR ที่ลดลง (%)

$$\% \text{ ChP} = (\text{ค่า kW/TR ของเครื่องที่จะเปลี่ยน} - \text{ค่า kW/TR ของเครื่องใหม่}) \times 100 / \text{ค่า kW/TR ของเครื่องที่จะเปลี่ยน}$$

2.1.5 พลังงานไฟฟ้าลดลง (E_s , kWh/y)

$$E_s = \text{พลังไฟฟ้าที่เครื่องเดิมใช้ (kW)} \times (\text{ร้อยละของค่า kW/TR ที่ลดลง} / 100) \times \text{ชั่วโมงการใช้งาน (h/y)} \times \text{ตัวประกอบการทำงาน}$$

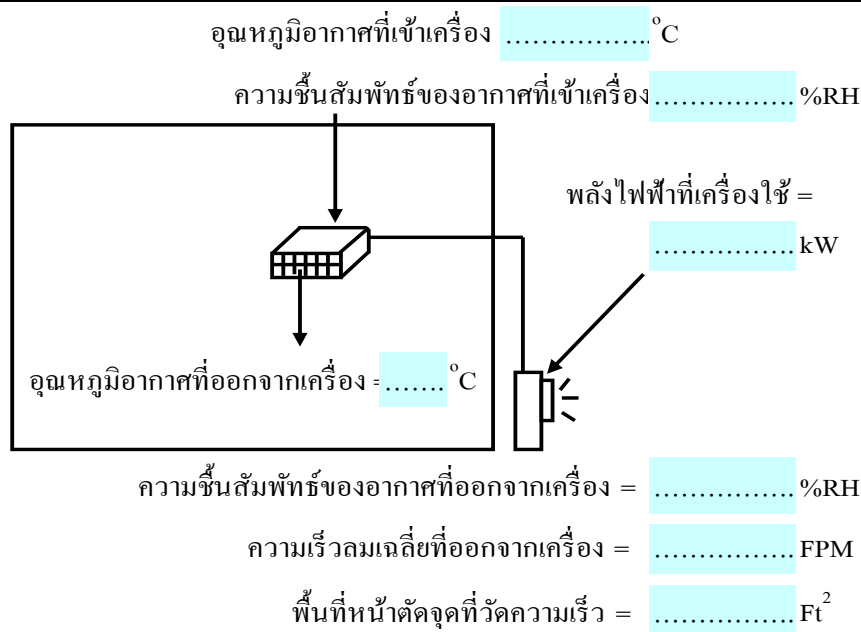
2.2 การวิเคราะห์การลงทุน

2.2.1 ระยะเวลาคืนทุน (y)

$$\text{PB} = \text{ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนเครื่องปรับอากาศ (฿)} / \text{ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง (฿/y)}$$

3. การวิเคราะห์ข้อมูล

ใช้โปรแกรม Excel ในการวิเคราะห์ข้อมูลโดยป้อนข้อมูลเบื้องต้นและข้อมูลตรวจวัดลงในช่องสีฟ้า



รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	ที่มาของข้อมูล
1. ข้อมูลเบื้องต้น				
1.1 ค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วย	E_C	฿/kWh	3.00	ใบแจ้งหนี้ค่าไฟฟ้า
1.2 ค่า kW/TR ของระบบปรับอากาศใหม่	ChP_N	kW/TR	1.10	ข้อมูลจากผู้ผลิต
1.3 ชั่วโมงการใช้งานของเครื่องปรับอากาศ	h	h/y	7,000	จากการใช้งานจริง
1.4 แพลตฟอร์มการทำงาน	OF	%	75.00	
1.5 ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนเครื่องปรับอากาศ	C_I	฿	20,000.00	
2. ข้อมูลตรวจวัด				
2.1 อุณหภูมิอากาศที่ส่งออกจากเครื่อง	T_s	°C	10.00	ตรวจวัดอุณหภูมิอากาศที่ส่งออก

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	ที่มาของข้อมูล
2.2 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ส่งออกจากเครื่อง	RH_S	%	30.00	ตรวจวัดความชื้นสัมพัทธ์อากาศที่ส่งออก
2.3 อุณหภูมิอากาศที่กลับเข้าเครื่อง	T_R	$^{\circ}C$	26.00	ตรวจวัดอุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่อง
2.4 ความชื้นสัมพัทธ์อากาศที่กลับเข้าเครื่อง	RH_R	%	60.00	ตรวจวัดความชื้นสัมพัทธ์อากาศที่เข้าเครื่อง
2.5 ความเร็วลมเฉลี่ยที่ส่งออกจากเครื่อง	V_{AV}	m/s	5.00	ตรวจวัดความเร็วจำนวนหลายจุด
2.6 ความกว้างของจุดที่วัดความเร็วลม	W	cm	80.00	
2.7 ความสูงของจุดที่วัดความเร็วลม	H	cm	10.00	
2.7 พลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้	EL_O	kW	6.50	จากการตรวจวัด
3. การวิเคราะห์ทางเทคนิค				
3.1 เอนทาลปีอากาศที่ส่งออกจากเครื่อง	h_S	Btu/lb	14.50	
3.2 เอนทาลปีอากาศที่กลับเข้าเครื่อง	h_R	Btu/lb	32.98	
3.3 พื้นที่หน้าากที่วัดความเร็วลม $A = W \times H \times 0.9$	A	ft^2	0.77	
3.4 อัตราการไหลของลมที่ดูดหรือเป่า $F = V_{AV} \times A$	F	CFM	757.87	
3.5 อัตราการทำความเย็น $Q_O = (4.5 \times F \times (h_R - h_S)) / 12,000$	Q_O	TR	5.25	
3.6 ค่า kW/TR ของเครื่องปรับอากาศเดิม $ChP_O = EL_O / Q_O$	ChP_O	kW/TR	1.24	
3.7 ค่า kW/TR ต่างกัน $ChP_D = ChP_O - ChP_N$	ChP_D	kW/TR	0.14	
3.8 ร้อยละของค่า kW/TR ลดลง $\% ChP = (ChP_D / ChP_O) \times 100$	%ChP	%	11.29	

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	ที่มาของข้อมูล
3.9 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง $E_S = EL_O \times (\%ChP / 100) \times h \times FO$	E_S	kWh/y	3,852.71	
3.10 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง $S_C = E_S \times E_C$	S_C	฿/y	11,558.13	
4. การวิเคราะห์การลงทุน				
4.1 ระยะเวลาคืนทุน $PB = C_I / S_C$	PB	y	1.73	
5. สรุปผลที่ได้จากการวิเคราะห์				
5.1 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	E_S	kWh/y	3,852.71	
5.2 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	S_C	฿/y	11,558.13	
5.3 ระยะเวลาคืนทุน	PB	y	1.73	

มาตรการที่ 2 การทำความสะอาดคอนเดนเซอร์

1. หลักการและเหตุผล

เดิมโรงงานทำความสะอาดคอนเดนเซอร์ปีละ 1 ครั้ง ซึ่งก่อนทำความสะอาดความดันสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ ประมาณbarg และหลังทำความสะอาดความดันสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ ลดลงเป็น barg การที่ความดันสารทำความเย็นสูงขึ้นเกิดจากประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำลดลงเนื่องจากมีตะกอนเกาะผิวท่อซึ่งจะส่งผลให้ค่า kW/TR สูงขึ้นและค่า COP ลดลง เนื่องจากสารทำความเย็นสามารถระบายความร้อนได้น้อยลง ความสามารถในการทำความเย็นลดลงและพลังงานไฟฟ้าที่ใช้สูงขึ้น จึงมีแนวคิดที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการทำความสะอาดจากปีละ 1 ครั้งเป็นปีละ 2 ครั้ง



รูปที่ 6.10-3 ความดันสารทำความเย็นและพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนทำความสะอาด



รูปที่ 6.10-4 ความดันสารทำความเย็นและพลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังทำความสะอาด

2. สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์
2.1 สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทคนิค
2.1.1 ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น (TR) $TR = 500 \times \text{อัตราการไหลของน้ำเย็น (GPM)} \times (\text{อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าเครื่อง (}^{\circ}\text{F)} - \text{อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่อง (}^{\circ}\text{F)}) / 12,000$ 2.1.2 ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (kW/TR) $\text{ChP} = \text{พลังไฟฟ้าที่เครื่องใช้ (kW)} / \text{ความสามารถในการทำความเย็น (TR)}$ 2.1.3 พลังงานไฟฟ้าลดลง (kWh/y) $E_s = \text{พลังไฟฟ้าที่เครื่องใช้เดิม (kW)} \times (\text{ร้อยละของค่า kW/TR ที่ลดลง} / 100) \times \text{ชั่วโมงการใช้งาน (h/y)} \times \text{ตัวประกอบการทำงาน}$
2.2 การวิเคราะห์การลงทุน
2.2.1 ระยะเวลาคืนทุน (y) $PB = \text{ค่าใช้จ่ายในการทำความสะอาคอนเดนเซอร์ (\text{฿})} / \text{ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง (\text{฿/y})}$
3. การวิเคราะห์ข้อมูล
ใช้โปรแกรม Excel ในการวิเคราะห์ข้อมูลโดยป้อนข้อมูลเบื้องต้นและข้อมูลตรวจวัดใส่ในช่องสีฟ้า พลังไฟฟ้าที่ใช้ก่อนทำความสะอา : kW พลังไฟฟ้าที่ใช้หลังทำความสะอา : kW อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าเครื่อง ก่อนทำความสะอา $^{\circ}\text{F}$ อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าเครื่อง หลังทำความสะอา $^{\circ}\text{F}$ อัตราการไหลของน้ำเย็น ก่อนทำความสะอา GPM อัตราการไหลของน้ำเย็น หลังทำความสะอา GPM ↓ เครื่องทำน้ำเย็น → อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่องก่อนทำ ความสะอา = $^{\circ}\text{F}$ อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่องหลังทำ ความสะอา = $^{\circ}\text{F}$

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	ที่มาของข้อมูล
1. ข้อมูลเบื้องต้น				
1.1 ค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วย	E_C	฿/kWh	3.00	ค่าไฟฟ้า
1.3 ชั่วโมงการใช้งานในช่วงเวลา การทำความสะอาดใหม่	h_N	h/y	3,500.00	
1.4 ตัวประกอบการทำงาน	OF	%	80.00	ภาระการปรับ อากาศของเครื่อง
1.5 ค่าใช้จ่ายในการตรวจวัด และทำความสะอาด	C_I	฿	15,000.00	ค่าตรวจวัดและ ทำความสะอาด
2 ข้อมูลตรวจวัด				
2.1 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าก่อนทำความสะอาด	T_{oi}	$^{\circ}F$	57.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.2 อุณหภูมิน้ำเย็นออกก่อนทำความสะอาด	T_{oo}	$^{\circ}F$	48.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.3 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าหลังทำความสะอาด	T_{Ni}	$^{\circ}F$	57.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.4 อุณหภูมิน้ำเย็นออกหลังทำความสะอาด	T_{No}	$^{\circ}F$	47.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.5 อัตราการไหลของน้ำเย็นก่อน ทำความสะอาด	FL_O	GPM	1,200.00	จากการตรวจวัด
2.6 อัตราการไหลของน้ำเย็นหลัง ทำความสะอาด	FL_N	GPM	1,200.00	จากการตรวจวัด
2.7 พลังไฟฟ้าก่อนทำความสะอาด	EL_O	kW	400.00	จากการตรวจวัด
2.8 พลังไฟฟ้าหลังทำความสะอาด	EL_N	kW	380.00	จากการตรวจวัด
3. การวิเคราะห์ทางเทคนิค				
3.1 ความสามารถในการทำความเย็น ก่อนทำความสะอาด $TR_O = ((500 \times FL_O \times (T_{oi} - T_{oo}))/12,000)$	TR_O	TR	450.00	
3.2 ความสามารถในการทำความเย็น หลังทำความสะอาด $TR_N = ((500 \times FL_N \times (T_{Ni} - T_{No}))/12,000)$	TR_N	TR	500.00	
3.3 ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น ก่อนทำความสะอาด $ChP_O = EL_O / TR_O$	ChP_O	kW/TR	0.89	

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	ที่มาของข้อมูล
3.4 ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น หลังทำความสะอาด $ChP_N = EL_N / TR_N$	ChP_N	kW/TR	0.76	
3.5 ร้อยละของค่า kW/TR ลดลง $\% ChP = (ChP_O - ChP_N) / ChP_O \times 100$	$\% ChP$	%	14.61	
3.6 พลังงานไฟฟ้าลดลง $E_S = EL_O \times (\%ChP / 100) \times h \times FO$	E_S	kWh/y	163,632.00	
3.7 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง $S_C = E_S \times E_C$	S_C	฿/y	490,896.00	
4. การวิเคราะห์การลงทุน				
4.1 ระยะเวลาคืนทุน $PB = C_I / S_C$	PB	y	0.03	
5. สรุปผลที่ได้จากการวิเคราะห์				
5.1 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	E_S	kWh/y	163,632.00	
5.2 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	S_C	฿/y	490,896.00	
5.3 ระยะเวลาคืนทุน	PB	y	0.03	

มาตรการที่ 3 การเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้น

1. หลักการและเหตุผล

การปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้นจะส่งผลให้ความดันน้ำทำความเย็นด้านต่ำ (Low Pressure) สูงขึ้น ซึ่งจะทำให้เครื่องทำความเย็นมีประสิทธิภาพสูงขึ้น โดยค่า kW/TR จะลดลงหรือค่า COP สูงขึ้น โดยทั่วไป ถ้าอุณหภูมิน้ำเย็นสูงขึ้น 1 °F จะส่งผลให้ค่า kW/TR ของเครื่องลดลงประมาณ 2-4 % จึงมีแนวคิดที่จะเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจาก°F เป็น °F ซึ่งจะไม่กระทบต่อการใช้งาน



รูปที่ 6.10-5 อุณหภูมิที่ปรับตั้งเดิม



รูปที่ 6.10-6 อุณหภูมิที่ปรับตั้งใหม่

2. สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์

2.1 สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทคนิค

2.1.1 ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น (TR)

$$TR = \frac{500 \times \text{อัตราการไหลของน้ำเย็น (GPM)} \times (\text{อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าเครื่อง (°F)} - \text{อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่อง (°F)})}{12,000}$$

2.1.2 ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (kW/TR)

$$ChP = \frac{\text{พลังไฟฟ้าที่เครื่องใช้ (kW)}}{\text{ความสามารถในการทำความเย็น (TR)}}$$

2.1.3 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง

$$E_s = (\text{ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นก่อนเพิ่มอุณหภูมิ (kW/TR)} - \text{ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นหลังเพิ่มอุณหภูมิ (kW/TR)}) \times \text{ความสามารถในการทำความเย็นก่อนเพิ่มอุณหภูมิ (TR)} \times \text{ชั่วโมงการใช้งานต่อปี (h/y)} \times \text{ตัวประกอบการทำงาน}$$

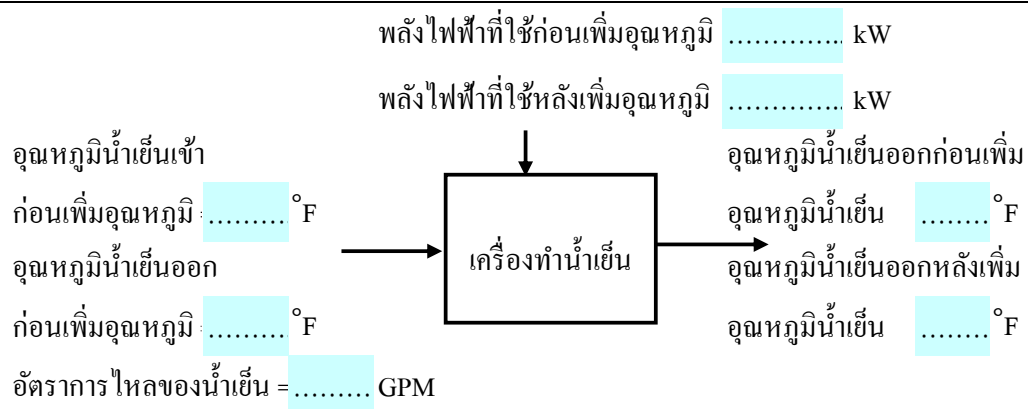
2.2 การวิเคราะห์การลงทุน

2.2.1 ระยะเวลาคืนทุน (y)

$$PB = \frac{\text{เงินลงทุนในการตรวจวัด (฿)}}{\text{ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง (฿/y)}}$$

3. การวิเคราะห์ข้อมูล

ใช้โปรแกรม Excel ในการวิเคราะห์ข้อมูลโดยป้อนข้อมูลเบื้องต้นและข้อมูลตรวจวัดใส่ในช่องสีฟ้า



รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	แหล่งที่มาของข้อมูล
1. ข้อมูลเบื้องต้น				
1.1 ค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วย	E_C	฿/kWh	3	ใบแจ้งหนี้ค่าไฟฟ้า
1.2 ชั่วโมงการใช้งานต่อปี	h	h/y	3,500	จากการใช้งานจริง
1.3 ตัวประกอบการทำงาน	OF	-	80	ภาระการปรับอากาศ เปลี่ยนแปลงเท่าใด
1.4 ค่าใช้จ่ายในการตรวจวัดข้อมูล	C_1	฿	25,000	ค่าจ้างตรวจวัดต่างๆ
2. ข้อมูลตรวจวัด				
2.1 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าก่อนเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น	T_{oi}	°F	58	การตรวจวัดที่ภาระสูง
2.2 อุณหภูมิน้ำเย็นออกก่อนเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น	T_{OO}	°F	48	การตรวจวัดที่ภาระสูง
2.3 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าหลังเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น	T_{Ni}	°F	60	การตรวจวัดที่ภาระสูง

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	แหล่งที่มาของข้อมูล
2.4 อุณหภูมิน้ำเย็นออกหลังเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น	T_{NO}	$^{\circ}F$	50	การตรวจวัดที่ภาระสูง
2.5 อัตราการไหลของน้ำเย็น	FL_O	GPM	1,200	จากการตรวจวัด
2.6 พลังไฟฟ้าก่อนเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น	EL_O	kW	400	จากการตรวจวัด
2.7 พลังไฟฟ้าหลังเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น	EL_N	kW	391	จากการตรวจวัด
3. การวิเคราะห์ทางเทคนิค				
3.1 ความสามารถในการทำความเย็นเดิม $TR_O = ((500 \times FL_O \times (T_{O_i} - T_{O_o}))/12,000$	TR_O	TR	500.00	
3.2 ความสามารถในการทำความเย็นหลังเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็น $TR_N = ((500 \times FL_O \times (T_{N_i} - T_{N_o}))/12,000$	TR_N	TR	500.00	
3.3 ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นก่อนปรับ $ChP_O = EL_O / TR_O$	ChP_O	kW/TR	0.80	
3.4 ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นหลังเพิ่มอุณหภูมิ $ChP_N = EL_N / TR_N$	ChP_N	kW/TR	0.78	
3.5 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลงต่อปี $E_S = (ChP_O - ChP_N) \times TR_O \times h \times OF$	E_S	kWh/y	28,000	
3.6 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง $S_C = E_S \times E_C$	S_C	฿/y	84,000	
4. การวิเคราะห์การลงทุน				
4.1 ระยะเวลาคืนทุน $PB = C_I / S_C$	PB	y	0.30	
5. สรุปผลที่ได้จากการวิเคราะห์				
5.1 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	E_S	kWh/y	28,000	
5.2 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	S_C	฿/y	84,000	
5.3 ระยะเวลาคืนทุน	PB	y	0.30	

มาตรการที่ 4 การลดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนเข้าคอนเดนเซอร์	
1. หลักการและเหตุผล การที่อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่เข้าคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิสูงขึ้น จะทำให้ความดันสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์สูงขึ้น ส่งผลให้ความสามารถในการทำความเย็นลดลงและพลังงานที่เครื่องอัดไ้มมากขึ้น เครื่องปรับอากาศจะมีค่า kW/TR สูงขึ้น หรือค่า COP ลดลง โดยทั่วไปถ้าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนลดลง 1 °F จะส่งผลให้ค่า kW/TR ลดลงประมาณ 1-3 % จึงมีแนวคิดที่จะลดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ลง โดยการเพิ่มประสิทธิภาพหอผึ่งเย็นและเดินหอผึ่งเย็นเพิ่มขึ้นจำนวน ชุด จะส่งผลให้อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนลดลงจาก°F เป็น°F	
	
รูปที่ 6.10-7 อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่เข้าคอนเดนเซอร์	รูปที่ 6.10-8 อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกคอนเดนเซอร์
2. สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์	
2.1 สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทคนิค	
2.1.1 ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น (TR) $TR = 500 \times \text{อัตราการไหลของน้ำเย็น(GPM)} \times (\text{อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าเครื่อง (°F)} - \text{อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่อง (°F)}) / 12,000$	
2.1.2 ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (kW/TR) $ChP = \text{พลังงานที่เครื่องใช้ (kW)} / \text{ความสามารถในการทำความเย็น (TR)}$	
2.1.3 พลังงานไฟฟ้าของระบบหอผึ่งเย็นที่เพิ่มขึ้น $ECT = (\text{พลังงานไฟฟ้าของระบบหอผึ่งเย็นหลังจากเดินเพิ่มขึ้น (kW)} - \text{พลังงานไฟฟ้าของระบบหอผึ่งเย็นก่อนเดินเพิ่ม (kW)}) \times \text{ชั่วโมงการใช้งาน (h/y)}$	
2.1.4 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง $E_s = ((\text{ค่า kW/TR ของเครื่องทำน้ำเย็นเดิม} - \text{ค่า kW/TR ของเครื่องทำน้ำเย็นใหม่}) \times \text{ความสามารถในการทำความเย็นเดิม(TR)} \times \text{ชั่วโมงการใช้งาน (h/y)} \times \text{ตัวประกอบการใช้งาน}) - \text{พลังงานไฟฟ้าของระบบหอผึ่งเย็นที่เพิ่มขึ้น (kWh/y)}$	

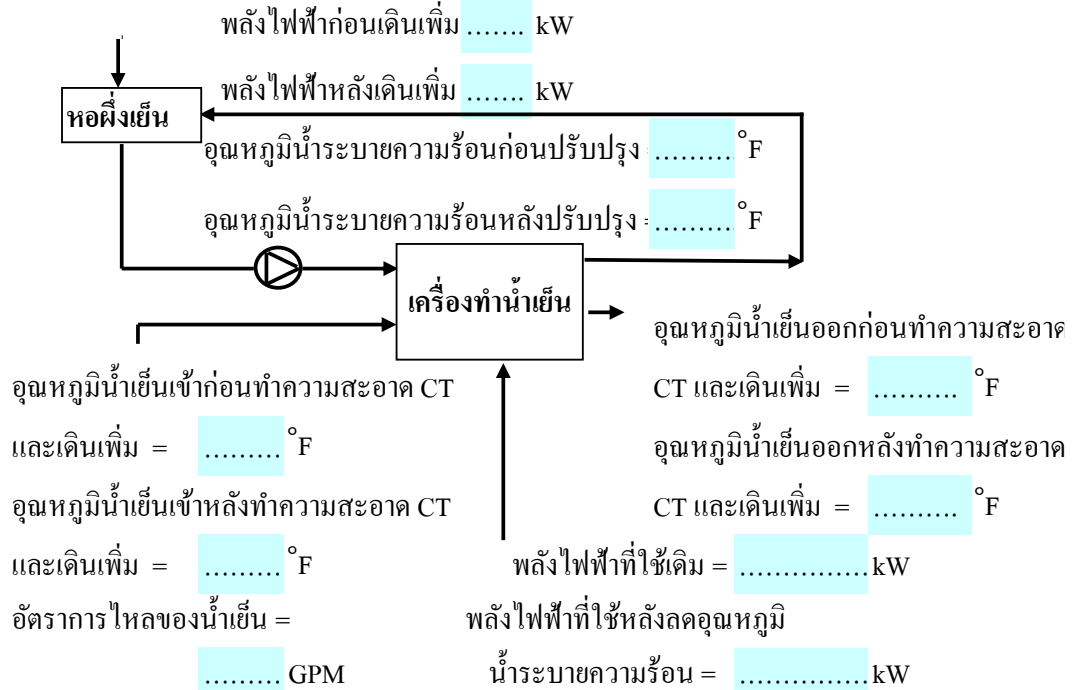
2.2 การวิเคราะห์การลงทุน

2.2.1 ระยะเวลาคืนทุน (y)

PB = ค่าใช้จ่ายในการตรวจวัดและทำความสะอาดหอผึ่งเย็น(฿)/ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง (฿/y)

3. การวิเคราะห์ข้อมูล

ใช้โปรแกรม Excel ในการวิเคราะห์ข้อมูลโดยป้อนข้อมูลเบื้องต้นและข้อมูลตรวจวัดใส่ในช่องสีฟ้า



รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	ที่มาของข้อมูล
1. ข้อมูลเบื้องต้น				
1.1 ค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วย	E_C	B/kWh	3.00	ค่าไฟฟ้า
1.2 ชั่วโมงการใช้งานต่อปี	h	h/y	3,500.00	การใช้งานจริง
1.3 ตัวประกอบการทำงาน	OF	%	80.00	ภาระการปรับอากาศ
1.4 ค่าใช้จ่ายในการตรวจวัดข้อมูล	C_I	B	25,000.00	ค่าตรวจวัดและทำความสะอาด
2. ข้อมูลตรวจวัด				
2.1 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าก่อนทำความสะอาดและเดินCT เพิ่ม	T_{Oi}	$^{\circ}F$	99.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.2 อุณหภูมิน้ำเย็นออกก่อนทำความสะอาดและเดินCTเพิ่ม	T_{Oo}	$^{\circ}F$	89.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.3 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าหลังทำความสะอาดและเดินCT เพิ่ม	T_{Ni}	$^{\circ}F$	97.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.4 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าหลังทำความสะอาดและเดินCT เพิ่ม	T_{No}	$^{\circ}F$	86.00	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.5 อัตราการไหลของน้ำเย็น	FL_O	GPM	1,600.00	จากการตรวจวัด
2.6 พลังไฟฟ้าของ Chiller เดิม	EL_O	kW	395.00	จากการตรวจวัด
2.7 พลังไฟฟ้าของ Chiller หลังอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนลด	EL_N	kW	385.00	จากการตรวจวัด
2.8 พลังไฟฟ้าของ Cooling Tower ก่อนเดินเพิ่ม	E_{CTO}	kW	12.00	จากการตรวจวัด
2.9 พลังไฟฟ้าของ Cooling Tower หลังเดินเพิ่ม	E_{CTN}	kW	13.50	จากการตรวจวัด
3. การวิเคราะห์ทางเทคนิค				
3.1 ความสามารถในการทำความเย็นเดิม $TR_O = ((500 \times FL_O \times (T_{Oi} - T_{Oo}))/12,000$	TR_O	TR	666.67	
3.2 ความสามารถในการทำความเย็นหลังทำความสะอาดและระดับ CT เพิ่ม $TR_N = ((500 \times FL_O \times (T_{Ni} - T_{No}))/12,000$	TR_N	TR	733.33	

3.3 ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นก่อนปรับปรุง $ChP_O = EL_O / TR_O$	ChP_O	kW/TR	0.59	
3.4 ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นหลัง ทำความสะอาดและระดับ CT เพิ่ม $ChP_N = EL_N / TR_N$	ChP_N	kW/TR	0.53	
3.5 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลงต่อปี $E_S = (ChP_O - ChP_N) \times TR_O \times h \times OF$	E_S	kWh/y	112,000.56	
3.6 ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง $S_C = E_S \times E_C$	S_C	฿/y	336,001.68	
4. การวิเคราะห์การลงทุน				
4.1 ระยะเวลาคืนทุน $PB = C_I / S_C$	PB	y	0.07	
5. สรุปผลที่ได้จากการวิเคราะห์				
5.1 พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	E_S	kWh/y	112,000.56	
5.2 ค่าพลังงานไฟฟ้าลดลง	S_C	฿/y	336,001.68	
5.3 ระยะเวลาคืนทุน	PB	y	0.07	

5.11 กรณีศึกษา

กรณีศึกษาถือเป็นต้นแบบของมาตรการอนุรักษ์พลังงานที่ประสบผลสำเร็จในการอนุรักษ์พลังงานที่โรงงานสามารถนำไปประยุกต์ใช้ให้เกิดผลการอนุรักษ์พลังงานที่เป็นรูปธรรมต่อไป

กรณีศึกษาที่ 1: การปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจาก 7°C เป็น 10°C (เพิ่มความดันและอุณหภูมิสารทำความเย็นในเครื่องระเหย) และลดการเดินเครื่องทำน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำเย็นลงอย่างละ 1 ชุด ในช่วง 8:00-12:00 น. (การใช้พลังงานอย่างเหมาะสม)

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

สถานประกอบการติดตั้งระบบทำน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศ ประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooled water chiller) ขนาดพิกัด 55 kW จำนวน 2 ชุด และปั๊มน้ำเย็น (Chilled water pump) ขนาด 7.5 kW จำนวน 2 ชุด เดินใช้งาน 8-9 ชั่วโมง/วัน 312 วัน/ปี ตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7°C

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากการตรวจวัดพบว่าในช่วงเวลา 8:00 - 12:00 น. ภาระการทำความเย็นของระบบต่ำ แต่มีการเดินเครื่องทำน้ำเย็นทั้งหมดตลอดเวลา ส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าเป็นจำนวนมาก

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

หยุดเดินเครื่องทำน้ำเย็นและปั๊มน้ำเย็นลงอย่างละ 1 ชุด ในช่วง 8:00 - 12:00 น. และปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจาก 7°C เป็น 10°C โดยทำการตรวจวัดกำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นและปั๊มน้ำเย็นใช้ และทำการทดสอบว่าระบบทำน้ำเย็นยังสามารถทำงานได้หรือไม่

4. สภาพก่อนปรับปรุง

ทำการตรวจวัดกำลังไฟฟ้าที่ใช้พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นใช้กำลังไฟฟ้ารวม 87.80 kW และปั๊มน้ำเย็นใช้กำลังไฟฟ้ารวม 11.87 kW คิดเป็นกำลังไฟฟ้าที่ใช้รวม 99.67 kW

รายละเอียด	พิกัดพลังไฟฟ้า (kW)	พลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	รายละเอียด	พิกัดพลังไฟฟ้า (kW)	พลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)
เครื่องทำน้ำเย็น 1	55	44.20	ปั๊มน้ำเย็น 1	7.5	5.90
เครื่องทำน้ำเย็น 2	55	43.60	ปั๊มน้ำเย็น 2	7.5	5.97
รวม	110	87.80	รวม	15.0	11.87



รูปที่ 5.11-1 เครื่องทำน้ำเย็นสำหรับปรับอากาศและการตรวจวัดค่ากระแสไฟฟ้า

5. สภาพหลังปรับปรุง

หยุดเดินเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด และปั๊มน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด รวมทั้งปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้นจาก 7 °C เป็น 10°C ในเวลา 08.00 - 12.00 น. หรือ 4 ชั่วโมง/วัน คิดเป็น 1,248 ชั่วโมง/ปี ส่งผลให้ใช้กำลังไฟฟ้ามูลดลงจาก 99.67 kW เป็น 70.37 kW โดยไม่เกิดผลกระทบต่อการใช้งาน

รายละเอียด	พิกัดพลังไฟฟ้า (kW)	พลังไฟฟ้า ที่ใช้ (kW)	รายละเอียด	พิกัดพลังไฟฟ้า (kW)	พลังไฟฟ้า ที่ใช้ (kW)
เครื่องทำน้ำเย็น 1	55	64.4	ปั๊มน้ำเย็น 1	7.5	9.97
เครื่องทำน้ำเย็น 2	55	0.0	ปั๊มน้ำเย็น 2	7.5	0.0
รวม	110	64.4	รวม	15.0	9.97



รูปที่ 5.11-2 แสดงการเดิน เครื่องทำน้ำเย็นและ ปั๊มน้ำเย็นอย่างละชุด



รูปที่ 5.11-3 ภาพการตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้น

6. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

จำนวนวันทำงาน	=	312	วัน/ปี
พลังไฟฟ้าที่ใช้เดิม	=	99.67	kW (87.80+11.87=99.67)
พลังไฟฟ้าที่ใช้ใหม่	=	70.37	kW (64.4+9.97=70.37)

พลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	29.30	kW (99.67-70.37=29.30)
ชั่วโมงใช้งานที่สามารถหยุดได้ On Peak	=	1,000.00	ชม/ปี
ชั่วโมงใช้งานที่สามารถหยุดได้ Off Peak	=	248.00	ชม/ปี
ค่าพลังงานไฟฟ้าช่วง On Peak	=	2.695	บาท/kWh
ค่าพลังงานไฟฟ้าช่วง Off Peak	=	1.1914	บาท/kWh
ค่าปรับปรุงต้นทุนการผลิต Ft	=	0.4683	บาท/kWh
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ช่วง On peak	=	29.30 × 1,000	
	=	29,300.00	kWh/ปี
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ช่วง Off peak	=	29.30 × 248	
	=	7,266.40	kWh/ปี
พลังงานไฟฟ้าที่สามารถประหยัดได้	=	29,300 + 7,266.40	
	=	36,566.40	kWh/ปี
คิดเป็นเงินที่สามารถประหยัดได้ On peak	=	29,300.00 × (2.695+0.4683)	
	=	92,684.69	บาท/ปี
คิดเป็นเงินที่สามารถประหยัดได้ Off peak	=	7,266.40 × (1.1914+0.4683)	
	=	12,060.04	บาท/ปี
ภาษีมูลค่าเพิ่มที่ประหยัดได้	=	(92,684.69+12,060.04) × 0.07	
	=	7,332.13	บาท/ปี
รวมเงินที่สามารถประหยัดได้	=	92,684.69+12,060.04+7,332.13	
	=	112,076.86	บาท/ปี

7.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน			
เงินลงทุน	=	ดำเนินการเอง	บาท
ประหยัดค่าพลังงานไฟฟ้า	=	112,076.86	บาท/ปี

กรณีศึกษาที่ 2: การลดเวลาการเปิดใช้งานเครื่องปรับอากาศ

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

บริเวณสำนักงานของสถานประกอบการมีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ขนาด 12,000-48,000 Btu/h จำนวน 29 เครื่อง เปิดใช้งานตั้งแต่เวลา 08.00-17.30 น. โดยมีตัวประกอบการใช้งานประมาณ 80 % หลังจากเริ่มโครงการอนุรักษ์พลังงานได้มีการกำหนดให้ปิดเครื่องปรับอากาศในช่วงเวลาพักเที่ยงระหว่าง 12.00-13.00 และปรับลดเวลาปิดเครื่องให้เร็วขึ้นอีก 1 ชั่วโมง รวมเวลาการปิด 2 ชั่วโมง โรงงานมีเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจำนวน 29 เครื่อง

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

การเปิดใช้งานเครื่องปรับอากาศในช่วงเวลาที่ไม่จำเป็นส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงาน เนื่องจากภาวะความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ห้องปรับอากาศตลอดเวลา และก่อนเลิกงานยังมีความเย็นหลงเหลืออยู่ภายในห้องในช่วงเวลาพักกลางวันและก่อนเลิกงานเครื่องปรับอากาศมีการเปิดใช้งานมากเกินไปจนความจำเป็น จึงลดเวลาการเปิดใช้งานลงวันละ 2 ชั่วโมง

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ออกระเบียบให้ปิดเครื่องปรับอากาศในช่วงเวลา 12.00-13.00น.และก่อนเลิกงานประมาณ 1 ชั่วโมง และไม่เปิดประตูหน้าต่าง โดยตรวจวัดกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้ เพื่อนำไปวิเคราะห์ผลการประหยัดพลังงาน

4. สภาพก่อนปรับปรุง

สถานประกอบการเปิดใช้งานเครื่องปรับอากาศตั้งแต่เวลา 08.00-17.30 น. โดยไม่มีการปิด ซึ่งใช้กำลังไฟฟ้ารวม 55.57 kW



รูปที่ 5.11-4 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในสำนักงาน

ตารางที่ 5.11-1 ผลการตรวจวัดกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้

ขนาด (Btu/h)	kW	ขนาด (Btu/h)	kW
10640	1	18000	1.75
12000	1.5	20000	1.3
12000	0.95	22000	1.24
12000	0.93	22000	0.94
12000	1.21	22000	2.33
12000	2.	22000	1.58
12500	1.01	30000	2.06
13000	1.26	30000	1.61
13000	1.05	30000	2.36
13000	1.46	30000	4.34
13000	3.99	36000	2.66
18000	2.11	36000	3.15
18000	1.94	36000	2.3
18000	1.21	36000	3.66
		48000	2.37
		พลังไฟฟารวม	55.57

5. สภาพหลังปรับปรุง

ปิดเครื่องปรับอากาศในเวลา 12.00-13.00 น. และเวลา 16.30 น. คิดเป็นเวลา 2 ชั่วโมง/วัน 297 วัน/ปี สามารถลดพลังงานไฟฟ้าได้ 26,468.64 kWh/ปี

6. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของเครื่องปรับอากาศ	=	(พลังไฟฟารวมของเครื่อง) × (ชั่วโมงทำงานต่อปี)	
		× (เปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่อง)	
ชั่วโมงการหยุดทำงานของเครื่อง	=	297 × 2.0	
	=	594	ชั่วโมง/ปี
พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	=	55.7 × 594 × 0.8	
	=	26,468.64	kWh/ปี
ผลประโยชน์ต่อปี	=	26,468.64 × 2.5	
	=	66,171.60	บาท/ปี

7.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

เงินลงทุน	=	ดำเนินการเอง	บาท
ประหยัดค่าพลังงานไฟฟ้า	=	112,076.86	บาท/ปี

กรณีศึกษาที่ 3: การปรับปรุงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นของระบบปรับอากาศ

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

สถานประกอบการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำจำนวน 2 ชุด เครื่องสูบน้ำเย็น 2 ชุด เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน 2 ชุด เครื่องทำน้ำเย็น 2 ชุด หอระบายความร้อน 2 ชุด และเครื่องส่งลม 6 ชุด โดยใช้งานทั้งหมด

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

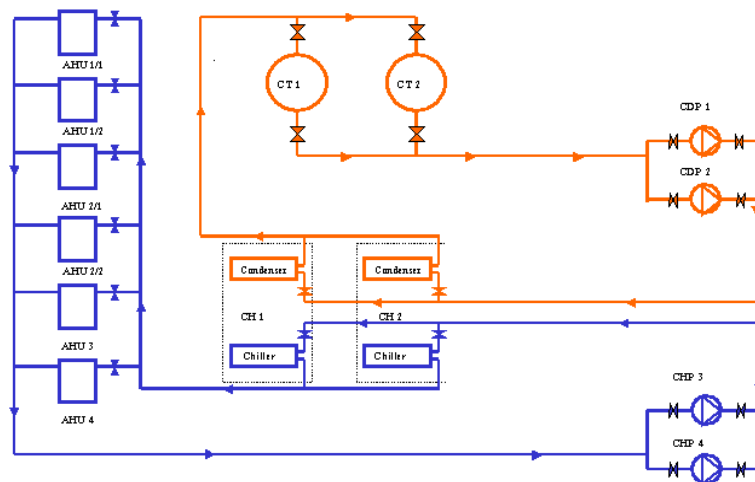
การเปิดใช้งานเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ประกอบต่างๆ มากเกินไปจนความจำเป็นในบางช่วงเวลาส่งผลให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงาน และการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นที่ต่ำเกินไปส่งผลให้สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นลดลง

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

หยุดเดินเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ประกอบในช่วงเวลาที่ภาระความร้อนต่ำ เวลา 17.00-07.00 น. และทำการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้นจาก 44°F เป็น 46°F โดยการบันทึกการใช้พลังงานไฟฟ้าก่อนและหลังดำเนินงาน เพื่อนำไปวิเคราะห์ผลการประหยัดพลังงาน

4. สภาพก่อนปรับปรุง

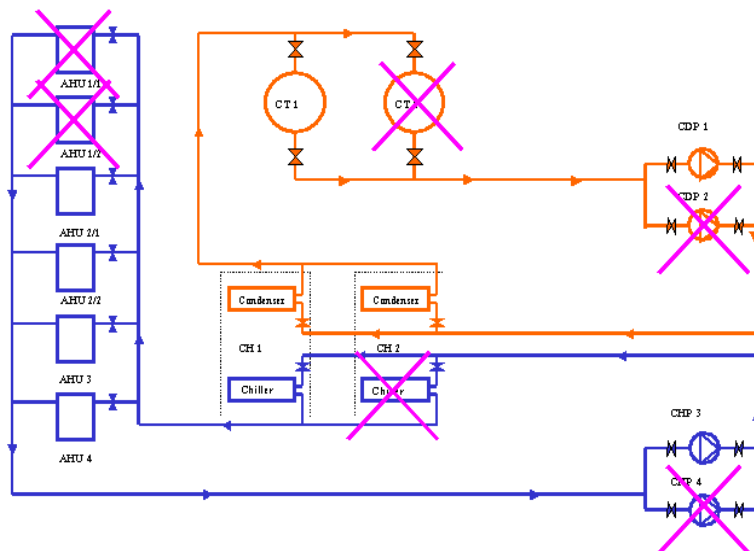
บันทึกการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศทั้งหมด โดยใช้ข้อมูลจากเครื่องมือวัดของสถานประกอบการที่มีการติดตั้ง จากการบันทึกข้อมูล 15 วัน พบว่าระบบปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 121,080 kWh ในขณะที่ไม่มีการแก้ไขปรับปรุง



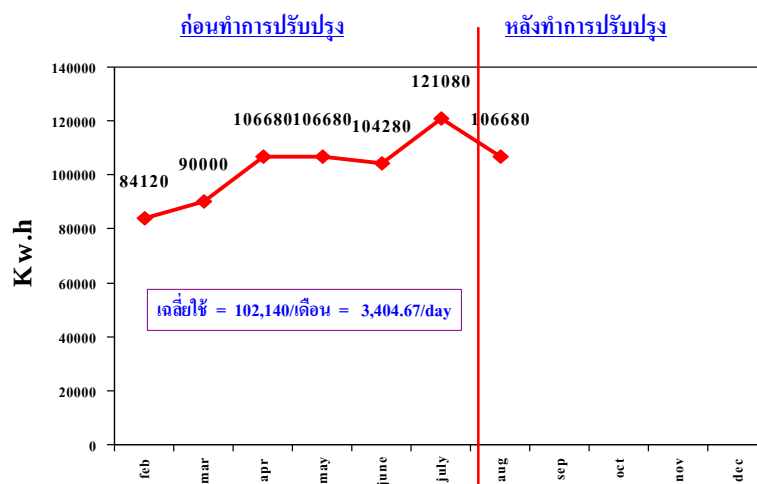
รูปที่ 5.11-5 การทำงานของระบบปรับอากาศก่อนปรับปรุง

5. สภาพหลังปรับปรุง

หยุดเดินเครื่องทำน้ำเย็น ปั๊มน้ำเย็น ปั๊มน้ำระบายความร้อนและหอระบายความร้อน จำนวน 1 ชุด และเครื่องส่งลมเย็น จำนวน 2 ชุด รวมทั้งปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจาก 44°F เป็น 46°F ในช่วงเวลา 17:00 น. จนถึง 7:00 น. ส่งผลให้การใช้พลังงานไฟฟ้าในเวลา 15 วัน ลดลงจาก 121,080 kWh เป็น 106,680 kWh คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ลดลงประมาณ 14,400 kWh หรือเดือนละ 28,800 kWh



รูปที่ 5.11-6 แสดงระบบการทำงานของระบบปรับอากาศหลังปรับปรุง



รูปที่ 5.11-7 การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศหลังปรับปรุง 15 วัน

6. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	=	พลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้ × จำนวนเดือนใช้งานในหนึ่งปี
	=	28,800 × 12
	=	345,600 kWh / ปี
คิดเป็นค่าไฟฟ้า (หน่วยละ 3 บาท)	=	345,600 × 3
	=	1,036,800 บาท/ปี

7.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

เงินลงทุน	=	ดำเนินการเอง	บาท
ประหยัดค่าพลังงานไฟฟ้า	=	112,076.86	บาท/ปี

กรณีศึกษาที่ 4: การปรับเพิ่มอุณหภูมิปรับอากาศจาก 22°C เป็น 24°C ทั้งโรงงาน	
1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน	
พื้นที่การผลิตส่วนใหญ่มีการตั้งอุณหภูมิปรับอากาศอยู่ที่ 20-22°C โดยสถานประกอบการติดตั้งเครื่องปรับอากาศขนาดรวม 1,081.6 kW (เทียบเท่ากับ 307.5 ton หรือ 3,690,418 Btu/h) เปิดใช้งาน 24 ชั่วโมง/วัน 360 วัน/ปี โดยมีการปรับตั้งอุณหภูมิปรับอากาศที่ 22°C ซึ่งต่ำเกินไป	
2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง	
การปรับตั้งอุณหภูมิในพื้นที่ปรับอากาศที่ต่ำเกินไปจะส่งผลให้ภาระการปรับอากาศสูงขึ้นและไม่อยู่ในสภาวะสบายของคน	
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน	
ทำการปรับเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นจาก 22 °C เป็น 24 °C โดยบันทึกการใช้พลังงานที่เครื่องปรับอากาศใช้เพื่อนำไปวิเคราะห์ผลการประหยัดพลังงาน	
4. สภาพก่อนปรับปรุง	
อุณหภูมิในพื้นที่ปรับอากาศประมาณ 22 °C เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 3,592 kWh/วัน	
	
รูปที่ 5.11-8 อุณหภูมิที่ปรับตั้งก่อนปรับปรุง	
5. สภาพหลังปรับปรุง	
ปรับตั้งอุณหภูมิในพื้นที่ให้สูงขึ้นเป็น 24 °C เครื่องปรับอากาศมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 3,077 kWh/วัน	
6. การวิเคราะห์ทางเทคนิค	
พลังงานไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้ขณะปรับตั้งที่ 22 °C	
P_{e1}	= 3,592 kWh/วัน
พลังงานไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้ขณะปรับตั้งที่ 24 °C	
P_{e2}	= 3,077 kWh/วัน
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (S)	
	= $P_{e1} - P_{e2}$
	= 515 kWh/วัน
ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย (C_E)	= 2.43 บาท/kWh
จำนวนวันทำงาน (D)	= 360 วัน/ปี
เปอร์เซ็นต์การใช้งานเฉลี่ย (%)	= 80 %
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (E_{save})	
	= $((P_{e2}/P_{e1}) \times S \times D \times \%)/1,000$
	= 718,097 kWh/ปี

ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (M_{save})	=	$CE \times E_{save}$	
	=	1,744,976	บาท/ปี
7.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน			
เงินลงทุน	=	-	บาท
ผลประโยชน์ที่ได้	=	1,744,976	บาทต่อปี

กรณีศึกษาที่ 5: การใช้เครื่องปรับอากาศประสิทธิภาพสูง			
1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน			
สถานประกอบการมีการใช้เครื่องปรับอากาศแบบ แยกส่วน (Split type) ในส่วนของอาคารสำนักงานและในบางส่วนของพื้นที่ผลิต โดยเครื่องปรับอากาศที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 10 ปี จำนวน 24 ชุด ขนาดพิกัดรวม 725,008 Btu/h ใช้งาน 10-24 ชั่วโมง/วัน			
2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง			
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจะมีอายุการใช้งานประมาณ 8-10 ปี ในกรณีที่ใหม่เปลี่ยนใหม่จะส่งผลให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและค่าซ่อมบำรุงสูงขึ้น			
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน			
เปลี่ยนเครื่องปรับอากาศใหม่เป็นเครื่องปรับอากาศประสิทธิภาพสูง(เบอร์ 5) จำนวน 24 ชุด โดยทำการตรวจวัดความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ เพื่อวิเคราะห์หาค่า kW/TR เทียบกับเครื่องใหม่ในการหาผลการประหยัดพลังงาน			
4. สภาพก่อนปรับปรุง			
เครื่องปรับอากาศเดิมที่จะเปลี่ยนใหม่จำนวน 24 ชุด มีพิกัดการทำความเย็นรวม 725,008 Btu/h จากการตรวจวัดพบว่ามีความสามารถในการทำความเย็น 395,916 Btu/h และใช้กำลังไฟฟ้ารวม 62.59 kW มีค่า kW/TR ประมาณ 1.90 kW/TR หรือเท่ากับ 2.14 kW/TR เมื่อใส่แฟคเตอร์ปรับแก้สภาวะอากาศ ซึ่งสูงกว่าเครื่องใหม่มาก			
			
รูปที่ 5.11-9 เครื่องปรับอากาศชุดเดิม ก่อนการปรับปรุง			
5. สภาพหลังปรับปรุง			
เครื่องปรับอากาศที่เปลี่ยนใหม่จำนวน 24 ชุด มีพิกัดการทำความเย็นรวม 725,008 Btu/h จากการตรวจวัดพบว่ามีความสามารถในการทำความเย็น 638,634 Btu/h และใช้กำลังไฟฟ้ารวม 66.78 kW มีค่า kW/TR ประมาณ 1.25 kW/TR หรือเท่ากับ 1.32 kW/TR เมื่อใช้แฟคเตอร์ปรับแก้สภาวะอากาศ ซึ่งต่ำกว่าเครื่องเดิมมาก			



รูปที่ 5.11-10 เครื่องปรับอากาศชุดใหม่ หลังการปรับปรุง

6. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเดิมทั้งหมดที่ตรวจวัดเฉลี่ย	=	1.90 kW/TR
ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเดิมทั้งหมดที่สภาวะมาตรฐานเฉลี่ย	=	2.14 kW/TR
ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศใหม่ทั้งหมดที่ตรวจวัดเฉลี่ย	=	1.25 kW/TR
ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศใหม่ทั้งหมดที่สภาวะมาตรฐานเฉลี่ย	=	1.32 kW/TR
ปริมาณการทำความเย็นของเครื่องทำปรับอากาศเดิมทั้งหมดต่อปี(Base Case)		
	=	1,724,025,163 BTU/year
	=	143,668.76 TR/year
ผลประหยัดต่อปี	=	ผลต่างประสิทธิภาพ x ปริมาณการใช้ต่อปี
	=	(2.14 – 1.32) x 143,668.76
	=	117,808.38 kWh/ปี
มูลค่าผลประหยัดที่เกิดขึ้นจริงต่อปี	=	ปริมาณพลังงานที่ประหยัดได้ x ราคาไฟฟ้า
	=	117,808.38 x 2.49
	=	293,342.87 บาท/ปี

7.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

เงินลงทุน	=	1,072,150 บาท
ผลประหยัดที่ได้	=	293,342.87 บาทต่อปี
ระยะเวลาคืนทุน	=	1,072,150/ 293,342.87
	=	3.65 ปี

กรณีศึกษาที่ 6 : การปรับสมดุลอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

โรงงานติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นสำหรับใช้ในกระบวนการผลิตและปรับอากาศภายในพื้นที่ต่างๆ มีขนาด 1,100 ตันความเย็น พิกัดกำลังไฟฟ้า 693 kW จำนวน 3 ชุด และขนาด 550 ตันความเย็น พิกัดกำลังไฟฟ้า 350 kW จำนวน 1 ชุด เปิดใช้งานเครื่องขนาด 1,100 ตันความเย็น ครึ่งละ 2 ชุด ทำงานร่วมกับหอระบายความร้อนขนาด 750 ตันความร้อน จำนวนทั้งสิ้น 8 ชุด (โดยใช้ร่วมกับระบบอัดอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ) เปิดใช้งาน 8 ชุด ระบบทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 350 วันต่อปี

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

การทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นพร้อมกันทั้ง 2 ชุด เพื่อรองรับภาระการปรับอากาศของหน่วยงานรวมประมาณ 1,500 ตันความเย็น คิดเป็นความร้อนที่ต้องระบายทิ้งประมาณ 2,000 ตันระบายความร้อน (1.3 เท่าของภาระการปรับอากาศ) เครื่องทำน้ำเย็นเปิดใช้งานขนาด 1,100 ตันความเย็น ต้องการอัตราการไหลน้ำระบายความร้อน 3,300 แกลลอนต่อนาที (GPM_{US}) จากการตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 2 ชุด พบว่า อัตราการไหลน้ำระบายความร้อนเครื่องทำน้ำเย็นหมายเลข CH-04 มีค่าเฉลี่ย 2,600 – 2,700 GPM ในขณะที่ CH-02 มีค่าเฉลี่ย 3,000 – 3,100 GPM (น้ำเย็นของทั้งสองชุดอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน 2,640 GPM) ผลการตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 2 ชุด มีค่าแตกต่างกันโดย CH-04 มีค่า kW/TR สูงกว่า CH-02 ถึงร้อยละ 10.4 ดังรายละเอียดการตรวจวัดในตารางด้านล่าง ส่งผลให้การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบสูงขึ้น

ผลการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น (ก่อนปรับปรุง)

sea gate UT2 : CH2

Operation Status : CH2+CH4 , CHW2+CHW4 , CDW1+CDW4@50%valve

time	CHW Flow (GPMus)	CDW Flow (GPMus)	CHW Temp (°F)		CDW Temp (°F)		Power (kW)	Cooling Cap (TR)	SEC (kW/TR)	Reject Cap (TRr)	SEC (kW/TRr)
			Enter	Leaving	Inter	Outlet					
11:30:00	2700	2300	48.5	41.8	90.8	101.6	625	754	0.829	1035	0.604
11:45:00	2700	2300	49.0	42.2	90.9	101.7	644	765	0.842	1035	0.622
12:00:00	2700	2300	48.4	41.7	91.0	101.9	639	754	0.847	1045	0.611
13:00:00	2700	2300	48.7	42.0	91.5	102.5	648	754	0.859	1054	0.615
13:15:00	2700	2300	48.5	41.9	91.3	102.1	635	743	0.855	1035	0.614
13:30:00	2700	2300	48.8	42.0	91.0	101.9	645	765	0.843	1045	0.617
AVG	2700	2300	48.7	41.9	91.1	102.0	639	756	0.846	1041	0.614

sea gate UT2 : CH4

Operation Status : CH2+CH4 , CHW2+CHW4 , CDW1+CDW4@50%valve

time	CHW Flow (GPMus)	CDW Flow (GPMus)	CHW Temp (°F)		CDW Temp (°F)		Power (kW)	Cooling Cap (TR)	SEC (kW/TR)	Reject Cap (TRr)	SEC (kW/TRr)
			Enter	Leaving	Inter	Outlet					
11:30:00	2800	2100	48.5	42.0	90.3	102.1	662	758	0.873	1033	0.641
11:45:00	2800	2100	48.7	42.0	90.5	102.3	687	782	0.879	1033	0.665
12:00:00	2800	2100	48.6	42.0	90.4	102.3	658	770	0.855	1041	0.632
13:00:00	2800	2100	48.8	42.2	90.9	102.8	682	770	0.886	1041	0.655
13:15:00	2800	2100	48.5	42.0	90.5	102.2	660	758	0.871	1024	0.645
13:30:00	2800	2100	48.6	42.2	90.2	102.1	675	747	0.904	1041	0.648
AVG	2800	2100	48.6	42.1	90.5	102.3	671	764	0.878	1035	0.648

Chiller Unit Cap. And Reject

sum Cooling Cap (TR)	SEC (kW/TR)	sum Reject Cap (TRr)	SEC (kW/TRr)
1512	0.851	2068	0.622
1547	0.86	2068	0.644
1524	0.851	2086	0.622
1524	0.873	2095	0.635
1501	0.863	2059	0.629
1512	0.873	2086	0.633
1520	0.862	2076	0.631

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

สามารถเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นให้สูงขึ้นได้โดยการปรับเพิ่มอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนของ CH-04 ให้เพิ่มสูงขึ้นตามค่ามาตรฐาน (เท่ากับ CH-02) ทำให้เครื่องมีค่า kW/TR ลดต่ำลง จะช่วยให้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้ โดยไม่ต้องลงทุนใดๆ

4. สภาพหลังปรับปรุง

ปรับเพิ่มอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนของ CH-04 ให้มีค่าเท่ากับ CH-02 ส่งผลให้ค่า kW/TR เครื่อง CH-04 ลดลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพของระบบสูงขึ้นและช่วยลดพลังงานไฟฟ้าลงได้



รูปที่ 5.11-12 ปรับวาล์วระบายความร้อนที่ header บริเวณหอระบายความร้อน

ผลการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น (หลังปรับปรุง)**sea gate UT2 : CH2**

Operation Status : CH2+CH4 , CHW2+CHW4 , CDW1+CDW4@100%valve

time	CHW Flow (GPMus)	CDW Flow (GPMus)	CHW Temp (°F)		CDW Temp (°F)		Power (kW)	Cooling Cap (TR)	SEC (kW/TR)	Reject Cap (TRr)	SEC (kW/TRr)
			Enter	Leaving	Inter	Outlet					
13:40:00	2700	2600	48.2	41.7	90.4	99.7	600	731	0.821	1008	0.595
13:45:00	2700	2600	48.1	41.8	89.5	98.3	573	709	0.808	953	0.601
13:55:00	2700	2650	48.5	42.0	89.0	98.0	578	731	0.791	994	0.581
14:10:00	2700	2700	48.4	42.0	89.5	98.5	579	720	0.804	1013	0.572
14:30:00	2700	2700	48.3	41.9	89.5	98.5	586	720	0.814	1013	0.578
AVG	2700	2650	48.3	41.9	89.6	98.6	583	722	0.808	996	0.586

sea gate UT2 : CH4

Operation Status : CH2+CH4 , CHW2+CHW4 , CDW1+CDW4@100%valve

time	CHW Flow (GPMus)	CDW Flow (GPMus)	CHW Temp (°F)		CDW Temp (°F)		Power (kW)	Cooling Cap (TR)	SEC (kW/TR)	Reject Cap (TRr)	SEC (kW/TRr)
			Enter	Leaving	Inter	Outlet					
13:40:00	2800	2400	48.0	41.7	89.2	99.0	620	735	0.844	980	0.633
13:45:00	2800	2400	48.2	42.0	88.9	98.5	597	723	0.826	960	0.622
13:55:00	2800	2450	48.5	42.1	88.9	98.7	604	747	0.809	1000	0.604
14:10:00	2800	2450	48.5	42.2	89.5	99.3	612	735	0.833	1000	0.612
14:30:00	2800	2450	48.3	41.8	89.3	99.3	627	758	0.827	1021	0.614
AVG	2800	2430	48.3	42.0	89.2	99.0	612	740	0.827	992	0.617

Chiller Unit Cap. And Reject

sum Cooling Cap (TR)	SEC (kW/TR)	sum Reject Cap (TRr)	SEC (kW/TRr)
1466	0.832	1988	0.614
1432	0.817	1913	0.612
1478	0.800	1994	0.593
1455	0.819	2013	0.592
1478	0.821	2034	0.596
1462	0.818	1988	0.601

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค**ก่อนปรับปรุง**

สมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นรวม	=	0.862	kW/TR
ภาระการทำความเย็นรวม	=	1,520	TR
ชั่วโมงการทำงาน	=	24 x 350 x (2/3)	
	=	5,600	ชั่วโมง/ปี
แฟกเตอร์การเปลี่ยนแปลงภาระเฉลี่ย	=	80	%
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้	=	0.862 x 1,520 x 5,600 x 0.80	
	=	5,869,875.20	กิโลวัตต์ - ชั่วโมง/ปี

หลังการปรับปรุง

สมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นรวม	=	0.818	KW/TR
ภาระการทำความเย็นรวม	=	1,462	TR
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้	=	$0.818 \times 1,462 \times 5,600 \times 0.80$	
	=	5,357,703.68	กิโลวัตต์ - ชั่วโมง/ปี

ผลการประหยัดพลังงานไฟฟ้า

ค่าไฟฟ้าต่อหน่วยเฉลี่ย	=	2.94	บาท/กิโลวัตต์ - ชั่วโมง
กำลังไฟฟ้าที่ลดลง	=	$(0.862 \times 1,520) - (0.818 \times 1,462)$	
	=	114.32	กิโลวัตต์
พลังงานไฟฟ้าลดลง	=	$5,869,875.20 - 5,357,703.68$	
	=	512,171.52	กิโลวัตต์ - ชั่วโมง/ปี
คิดเป็นค่าใช้จ่ายด้านไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	$512,171.52 \times 2.94$	
	=	1,505,784.27	บาท/ปี

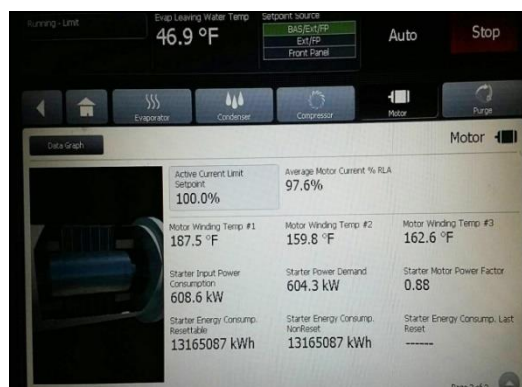
กรณีศึกษาที่ 7 : ปรับ Current limit ให้เหมาะสม

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

จากการตรวจวัด พบว่า เครื่องทำน้ำเย็นปรับตั้งค่า current limit ไว้ที่ 100% เครื่องทำน้ำเย็น CH-01 , CH-02 และ CH-04 ทำงานที่ 97%, 96% และ 97% ตามลำดับ โดยในวันที่ตรวจวัด เครื่องทำน้ำเย็นทำงานที่ภาระเต็มพิกัดเกือบทั้งวัน ค่าสมรรถนะมีค่าเท่ากับ 0.645 kW/TR, 0.635 kW/TR และ 0.572 kW/TR (เฉลี่ย 0.615 kW/TR)

2. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

โดยปกติ เครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่งจะมีสมรรถนะดีที่สุดในช่วงภาระการทำงานที่ประมาณ 90 - 95% จึงทดลองปรับตั้ง Current limit ที่ 95% และตรวจวัดค่าสมรรถนะสำหรับเปรียบเทียบ เพื่อพิจารณา Current limit ที่เหมาะสม



รูปที่ 5.11-13 ก่อนปรับตั้ง Current limit

3. สภาพหลังปรับปรุง

เมื่อปรับตั้ง current limit ที่ 95% เครื่องจะลด % การทำงานลง เครื่อง CH-01, CH-02 และ CH-04 เหลือ 88%, 91% และ 92% ตามลำดับ (เฉลี่ย 90.3%) ค่าสมรรถนะของเครื่องดีขึ้นเป็น 0.631 kW/TR, 0.625 kW/TR และ 0.564 kW/TR ตามลำดับ (เฉลี่ย 0.605 kW/TR) โดยที่อุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องไม่สูงขึ้น แสดงว่าภาระการทำความเย็นเพียงพอต่อการใช้งาน

เครื่องทำน้ำเย็น	อุณหภูมิน้ำเย็น เข้า (°F)	อุณหภูมิน้ำเย็น ออก (°F)	อัตราการไหล (GPM)	%FLA (%)	กำลังไฟฟ้า (kW)	ความสามารถสมรรถนะ (TR)	สมรรถนะ (kW/TR)	หมายเหตุ
ก่อนปรับปรุง CH-01	63.2	51.0	1,739	97	570	884	0.645	Set point 47°F Current Limit 100%
ก่อนปรับปรุง CH-02	63.1	50.9	1,770	96	565	890	0.635	
ก่อนปรับปรุง CH-04	63.0	49.2	1,749	97	575	1,006	0.572	
เฉลี่ย			1,753	96.7	570	927	0.615	
หลังปรับปรุง CH-01	62.9	51.6	1,739	88	517	819	0.631	Set point 47°F Current Limit 95%
หลังปรับปรุง CH-02	62.7	51.0	1,770	91	540	862	0.625	
หลังปรับปรุง CH-04	62.7	49.4	1,749	92	547	969	0.564	
เฉลี่ย			1,753	90.3	535	883	0.605	

4. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned}\text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= 0.615 \text{ kW/TR} \times 2,534 \text{ TR} \times (8 \text{ h/d} \times 365 \text{ h/y}) \times 0.8 \\ &= 3,640,445.76 \text{ kWh/y}\end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\begin{aligned}\text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง} &= 0.605 \text{ kW/TR} \times 2,534 \text{ TR} \times (8 \text{ h/d} \times 365 \text{ h/y}) \times 0.8 \\ &= 3,581,251.52 \text{ kWh/y}\end{aligned}$$

ผลประหยัด

$$\begin{aligned}\text{พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง} &= \text{พลังงานที่ใช้ก่อนปรับปรุง} - \text{พลังงานที่ใช้หลังปรับปรุง} \\ &= 3,640,445.76 - 3,581,251.52 \\ &= 59,194.24 \text{ kWh/y}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ค่าพลังงานไฟฟ้าลดลง} &= 59,194.24 \text{ kWh/y} \times 3.85 \text{ บาท/kWh} \\ &= 227,897.82 \text{ บาท/ปี}\end{aligned}$$

กรณีศึกษาที่ 8 : การทำความสะอาดคอนเดนเซอร์เครื่องทำน้ำเย็น
1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน
โรงงานมีการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่งขนาด 1,200 TR จำนวน 2 ชุด ปกติเดินครั้งละ 1 ชุด ตลอด 24 ชั่วโมงและจะสลับกันเดินเครื่องใหม่อีกทุก ๆ 3 เดือน ซึ่งในช่วงเวลาดังกล่าวจะทำการซ่อมแซมและบำรุงรักษาเครื่องที่ใช้งานมาก
2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง
เครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำเมื่อใช้งานไประยะเวลาหนึ่งจะเกิดตะกอนภายในคอนเดนเซอร์ ซึ่งจะส่งผลให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นลดต่ำลงโดยทั่วไป Condenser Approach Temperature ไม่ควรต่างกันเกิน 6 °F
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน
ปัจจุบันระยะเวลาการทำความสะอาดคอนเดนเซอร์ของทางโรงงานคือทุก 6 เดือน หรือเปรียบเทียบกับความดันสารทำความเย็นด้านสูงจะประมาณ 12 Psig และหลังจากทำความสะอาดความดันจะลดลงเหลือ 10 Psig จึงทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นก่อนทำความสะอาดต่ำ และสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศมากขึ้น
 
รูปที่ 5.11-14 ความดันสารทำความเย็นด้านสูงก่อนทำความสะอาด
4. สภาพหลังปรับปรุง
ทำความสะอาดคอนเดนเซอร์ของ CH- 1 ในช่วงที่มีการเดินใช้งาน CH – 2 ส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นเพิ่มสูงขึ้นค่า kW/TR ลดต่ำลงประมาณ 13.48 % โดยความดันสารด้าน High side ก่อนล้างเท่ากับ 12 Psig และหลังล้างเท่ากับ 10 Psig ซึ่งในทางปฏิบัติโรงงานควรทำความสะอาดคอนเดนเซอร์ทุก ๆ 3 เดือน หากต้องการเพิ่มระยะเวลาในการทำความสะอาดคอนเดนเซอร์ก็สามารถทำได้หลายทางเช่น การใช้ไอโซเนบ่าบัต หรือการปรับปรุงคุณภาพน้ำก่อนส่งเข้าระบบให้มีคุณภาพสูงกว่าที่เป็นอยู่

รายละเอียด	เครื่องทำน้ำเย็นหมายเลข CH - 1	
	ก่อนดำเนินการ	หลังดำเนินการ
ขนาดพิกัด (TR)	1,200	1,200
กำลังไฟฟ้าที่วัด (kW)	675.00	600
Current Limit (%)	80.0	80.0
Chiller Water Set Point (°F)	50.0	50.0
ความดันสาร High side (Psig)	12.0	10.0
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (OF)	62.0	62.0
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (OF)	52.0	52.0
อุณหภูมิน้ำระบายเข้า (OF)	88.0	87.0
อุณหภูมิน้ำระบายออก (OF)	95.0	97.0
อัตราการไหลน้ำเย็น (GPM)	3,100	3,530
ความสามารถในการทำความเย็น (TR) (500 x GPM x ΔT /12,000)	1,033.33	1,062.5
kW/TR จากการตรวจวัด	0.653	0.565



รูปที่ 5.11-15 ความดันสารทำความเย็นด้านสูงหลังทำความสะอาด

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

โรงงานเดินเครื่องทำน้ำเย็น 24 hour/day, 360 day/year

ชั่วโมงการเดินตลอดทั้งปี = $(24 \times 360)/2$
= 4,320 hour/year

เดิน CH-1 เพิ่มขึ้นจาก 50% เป็น 75%
(จากมาตรการจัดการใช้งานใหม่) = $8,640 \times 0.25$
= 2,160.0 hour/year

ชั่วโมงการเดิน CH-1 หลังจัดการเดินใหม่
= $4,320 + 2,160$
= 6,480 hour/year

ตันทำความเย็นของ CH - 1 ก่อนล้าง = 1,033.33 TR

ค่า kW/TR ของ CH - 1 ก่อนล้าง = 0.653 kW/TR

ค่า kW/TR ของ CH - 1 หลังล้าง = 0.565 kW/TR

ค่า kW/TR ลดลง = $0.653 - 0.565$

= 0.088 kW/TR

เนื่องจากการใช้งานตะกรันจะเกิดมากขึ้นเรื่อยๆ ส่งผลให้ค่า kW/TR สูงขึ้นคิดเป็น	
	= $(1/2) \times 0.088$
	= 0.044 kW/TR
ทำความสะอาดให้เร็วเพิ่มขึ้นจาก 6 เดือน/ครั้งเป็น 3 เดือน/ครั้ง	
กำลังไฟฟ้าลดลง	= $0.044 \times 1,033.33 \times 0.8$
	= 36.37 kW
พลังงานไฟฟ้าลดลง	= $36.37 \times 6,480$
	= 235,698.44 kWh/year
ค่าใช้จ่ายลดลง	= $235,698.44 \times 2.633$
	= 620,593.99 Baht/year

กรณีศึกษาที่ 9 : การเลือกเดินเครื่องทำน้ำเย็นชุดที่มีประสิทธิภาพสูงเป็นหลัก

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

โรงงานผลิตภัณฑ์โลหะ มีการใช้เครื่องทำน้ำเย็นในการผลิตน้ำเย็นให้กับอาคาร ซึ่งมีทั้งเครื่องทำน้ำเย็นตัวใหม่ No.1, No.2, No.3 และเครื่องทำน้ำเย็นตัวเก่า No.4

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากการสำรวจพบว่า Chiller No.4 ซึ่งเป็น Chiller ตัวเก่ามีการเปิดใช้งานตลอดเวลา 24 hr/วัน 300/ปี โดยในวันที่เข้าทำการสำรวจทางโรงงานได้ทำการเดิน Chiller No.2 ,No.3 และ No.4 จากการสอบถามพบว่าทางโรงงานจะสลับกันเปิด No.1, No.2, No.3 และ No.4 จะเปิดใช้งานตลอด



รูปที่ 5.11-16 Chiller No.4

จากการเก็บข้อมูลพบว่า Chiller No.1, No.2, No.3 เป็น Chiller ตัวใหม่ที่ทำารติดตั้งพร้อมๆกัน ทางทีมที่ปรึกษาได้ทำการตรวจวัด ประสิทธิภาพของ Chiller No.2 เปรียบเทียบกับ Chiller No.4 ได้ผลดังตารางที่ 1 ซึ่งผลจากการตรวจวัดพบว่า ค่า kW/TR ของเครื่องทำน้ำเย็น No.2 มีค่า 0.64 kW/TR และ เครื่องทำน้ำเย็น No.4 มีค่า 1.19 kW/TR การที่ทางโรงงานเดินเครื่องทำน้ำเย็น Chiller No.4 ตลอดเวลาจะทำให้ทางโรงงานสูญเสียพลังงานไฟฟ้าไปโดยเปล่าประโยชน์

ตารางที่ 1 ผลการตรวจวัดประสิทธิภาพของ Chiller No.2 เปรียบเทียบกับ Chiller No.4

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล		ที่มาของข้อมูล
			No.2	No.4	
1. ข้อมูลเบื้องต้น					
1.1 ขนาดพิกัดทำความเย็น	TR _R	TR	400	400	
1.2 เกณฑ์ค่า kW/TR มาตรฐาน	ChP _S	kW/TR	0.80	0.80	
1.3 ค่า kW/TR พิกัดของเครื่อง	ChP _R	kW/TR	0.62	0.75	
2. ข้อมูลตรวจวัด					
2.1 กำลังไฟฟ้าที่ใช้ของส่วนทำน้ำเย็น	EL	kW	211.00	291.40	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.2 อัตราการไหลของน้ำเย็นที่ไหลผ่านส่วนทำน้ำเย็น	FL	GPM	959	929	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.3 อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าส่วนทำน้ำเย็น	T _I	°F	52.88	51.80	ตรวจวัดที่ภาระสูง
2.4 อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากส่วนทำน้ำเย็น	T _O	°F	44.60	45.50	ตรวจวัดที่ภาระสูง
3. การวิเคราะห์ทางเทคนิค					
3.1 ความสามารถในการทำความเย็น $TR = (500 \times FL \times (T_I - T_O) / 12,000)$	TR _A	TR	330.86	243.86	
3.2 ค่า kW/TR ของเครื่องทำน้ำเย็น $ChP = EL / TR_A$	ChP _A	kW/TR	0.64	1.19	
3.3 ความแตกต่างของความสามารถในการทำความเย็นเทียบกับพิกัดของเครื่อง $\%TR = ((TR_R - TR_A) / TR_R) \times 100$	%TR	%	17.29	39.04	
3.4 ความแตกต่างของค่า kW/TR เทียบกับเกณฑ์มาตรฐาน $\% ChP_S = ((ChP_S - ChP_A) / ChP_S) \times 100$	%ChP _S	%	25.00	32.77	
3.5 ความแตกต่างของค่า kW/TR เทียบกับพิกัดของเครื่อง $\% ChP_R = ((ChP_A - ChP_R) / ChP_R) \times 100$	%ChP _R	%	3.23	58.67	
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน					
ทำการปรับปรุงโดยการเดิน Chiller ตัวใหม่ No.1, No.2, No.3 และปิดการใช้งาน Chiller No.4					
4. สภาพหลังปรับปรุง					
หลังปรับปรุงทำให้โรงงานสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบ Chiller ลงได้ 965,962.8 kWh/ปี					

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ความสามารถในการทำความเย็นของ Chiller No.4 จากการตรวจวัด	=	243.93 TR
ประสิทธิภาพของ Chiller No.4	=	1.19 kW/TR
ประสิทธิภาพของ Chiller ตัวใหม่	=	0.64 kW/TR
ชั่วโมงทำงาน	=	24 ชั่วโมง/วัน
วันทำงานทั้งปี	=	300 วัน/ปี
ค่าพลังงานไฟฟ้าของโรงงาน	=	2.98 บาท/kWh
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าในการเดิน Chiller No.4	=	$243.93 \times 1.19 \times 24 \times 300$ kWh/ปี
	=	2,089,992.24 kWh/ปี
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าในการเดิน Chiller ใหม่	=	$243.93 \times 0.64 \times 24 \times 300$ kWh/ปี
	=	1,124,029.44 kWh/ปี
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ลดได้	=	$2,089,992.24 - 1,124,029.44$ kWh/ปี
	=	965,962.8 kWh/ปี
คิดเป็นค่าพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัด	=	$965,962.8 \times 2.98$ บาท/ปี
	=	2,878,569.14 บาท/ปี

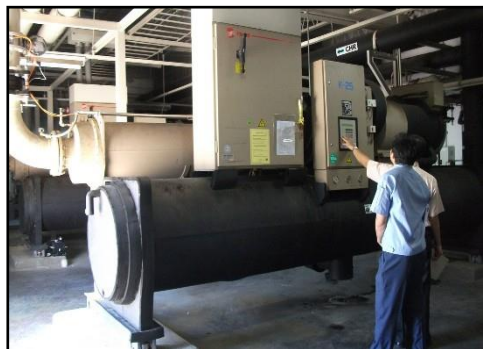
กรณีศึกษาที่ 10 : การย้ายภาระปรับอากาศไปยังเครื่องทำน้ำเย็นชุดที่มีประสิทธิภาพสูง

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

ในอาคาร A มีการใช้งานน้ำเย็น เพื่อใช้กับเครื่องจักรและสำหรับการปรับอากาศภายในพื้นที่ โดยติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Water Chiller) ขนาด 170 ตัน จำนวน 3 เครื่อง การทำงานของการผลิตจะมีช่วงเวลาทำงานสองช่วง 24 ชั่วโมง วัน/20 วันต่อเดือน และ 16 ชั่วโมง วัน/10 วันต่อเดือน วันต่อปี 350

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จาก Log Sheet และการร่วมกันตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น พบว่า เครื่องทำน้ำเย็นรับภาระที่ 85-95% ของภาระเต็มพิกัด ซึ่งคิดเป็นภาระ 140-160 TR จากการตรวจวัดพบว่าค่าประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นมีค่าเท่ากับ 1.20 kW/TR คิดเป็นกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขณะทำงานที่ 168-192 kW



รูปที่ 5.11-17 Air Cooled Water Chiller 170 TR

รูปที่ 5.11-18 Water Cooled Water Chiller 500 TR

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

จากการตรวจสอบระบบทำน้ำเย็นพบว่า มีเครื่องทำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ที่ใช้กับอาคาร B และอาคาร C ที่รับภาระความร้อนเฉลี่ยในช่วงกลางวันรวมกันเฉลี่ยที่ 600-700 TR และในช่วงกลางคืนเฉลี่ยที่ 400-450 TR ในขณะที่พิกัดเครื่องที่ทำงานเครื่องทำน้ำเย็นมีขนาด 500 ตันจำนวนติดตั้ง 3 เครื่อง เปิดใช้งานครั้งละ 2 เครื่อง มีความสามารถรับภาระเพิ่มได้อีก จึงมีแนวคิดการย้ายภาระปรับอากาศของอาคาร A จากเดิมซึ่งใช้เครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศซึ่งมีค่า kW/TR สูงกว่าเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำที่มีค่า kW/TR เฉลี่ยเพียง 0.8 จะช่วยลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้มาก

4. สภาพหลังปรับปรุง

ทางหน่วยงานวางแผนดำเนินงาน โดยต้องทำการติดตั้งท่อเชื่อมต่อบริเวณน้ำเย็นของทั้ง 2 อาคารเข้าด้วยกันโดยใช้เครื่องสูบน้ำเดิมที่มีอยู่ในการทำงาน โดยเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำซึ่งมีความสามารถรวม 2 เครื่อง 1000 TR สามารถรับภาระได้เพียงพอซึ่งคิดเป็นภาระปรับอากาศใหม่รวมทั้งสิ้น $700 + 160 = 860$ TR จะต้องมีการลงทุนในการปรับปรุงระบบท่อ ฉนวนกันความร้อนและอุณหภูมิเย็นหุ้มภายนอก โดยคิดเป็นการลงทุนรวมประมาณ 700,000 บาท

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค**ก่อนปรับปรุง**

ภาระการปรับอากาศเฉลี่ย	=	150	TR
แฟคเตอร์การเปลี่ยนแปลงภาระ	=	90	%
กำลังไฟฟ้าที่ใช้เฉลี่ย	=	180	kW
ดัชนีการใช้พลังงาน	=	kW/TR	
	=	180/150	
	=	1.20	kW/TR
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง	=	$180 \times 16 \times 350 \times 0.9$	
	=	907,200	kWh/y

หลังปรับปรุง

ภาระการปรับอากาศเฉลี่ย	=	150	TR
ดัชนีการใช้พลังงาน	=	0.80	kW/TR
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ใหม่เฉลี่ย	=	150×0.80	
	=	120	kW
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง	=	$120 \times 16 \times 350 \times 0.9$	
	=	604,800	kWh/y

ผลการประหยัดพลังงานไฟฟ้า

พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	$907,200 - 604,800$	
	=	302,400	kWh/y
คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้	=	$302,400 \times 3.22$	
	=	973,728.00	Bath/y

6. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน		
ปรับปรุงระบบท่อและติดตั้งฉนวนกันความร้อนรวมทั้งสิ้นประมาณ 900,000.00 บาท		
ระยะเวลาคืนทุน	=	900,000.00 / 973,728.00
	=	0.92 ปี

กรณีศึกษาที่ 11 : การเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น	
1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน	
ในกระบวนการผลิตของทางโรงงานมีความจำเป็นต้องใช้น้ำเย็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิในกระบวนการต่างๆ และใช้สำหรับการปรับอากาศในสำนักงาน โดยทางโรงงานมีการใช้เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ (Water Cooled Water Chiller) ขนาด 650 ตันความเย็น ในการผลิตน้ำเย็นเพื่อใช้งานจำนวน 2 เครื่อง โดยติดตั้งอยู่ใน 2 พื้นที่ของโรงงาน โดยทำงาน 24 ชั่วโมง/วัน และมีวันทำงาน 350 วัน/ปี	
2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง	
โดยสภาพปัจจุบันพบว่าเครื่องทำน้ำเย็นขนาด 65 ตัน 0 จำนวน 2 ชุด มีอายุการใช้งานมาก อุปกรณ์วัดต่างๆ ชำรุดหรืออ่านค่าผิดพลาดไปทำให้การควบคุมการทำงานต่างๆ ไม่สามารถทำได้มีประสิทธิภาพ และต้องใช้งบประมาณในการซ่อมบำรุง รวมถึงปรับปรุงประสิทธิภาพที่สูงมาก จากการตรวจวัดพบว่าค่า kW/TR มีค่าสูงถึง 0.9-1.0 kW/TR ส่งผลทำให้สิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าสูงมาก	
	
รูปที่ 5.11-19 เครื่องทำน้ำเย็นเดิมที่ใช้	
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน	
คณะทำงานด้านพลังงานมีแนวคิดในการเพิ่มประสิทธิภาพการผลิตน้ำเย็นให้สูงขึ้นโดยการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ เป็นแบบประสิทธิภาพสูง ซึ่งเครื่องรุ่นใหม่มีค่า kW/TR ต่ำถึง 0.56 โดยทางทีมที่ปรึกษาได้ทำการตรวจวัดประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นหมายเลข ที่จะทำการเปลี่ยนใหม่โดยมีข้อมูลการตรวจวัดดังนี้	
CHILLER No.01 (650 TR) CHWT_i = 48.0 °F , CHWT_o = 42.5 °F) at 1,120 GPM) CDWT_i = 85.8 °F , CDWT_o = 90.6 °F)at 1,730 GPM) Power Consumption = 235 kW Cooling Capacity (TR) = 500 x GPM x (CHWT_i - CHWT_o) / 12,000 = 500 x 1,120 x (48.0-42.5) / 12,000	

$$\begin{aligned}
 &= 256.66 \text{ TR} \\
 \text{Specific Energy Consumption} &= 235 / 256.66 \\
 &= 0.92 \text{ kW/TR} \\
 \text{Correction Factor } 0.96 \\
 \text{Specific Energy Consumption} &= 0.92 / 0.96 \\
 &= 0.958 \text{ kW/TR}
 \end{aligned}$$

Correction Factor to STD

(at Chill Water Leaving Temp 45°F, Condenser Water Entering Temp 90 °F)

อุณหภูมิน้ำระบาย ความร้อน เข้าเครื่องทำน้ำเย็น (องศาเซลเซียส)	อุณหภูมิน้ำเย็น ด้านออก (องศาเซลเซียส)	ค่าแก้ไข		
		ขนาดทำความเย็น	พลังไฟฟ้า	พลังไฟฟ้าต่อตันทำความเย็น
	5	1.02	0.88	0.86
	6	1.05	0.88	0.84
	7	1.08	0.89	0.83
25	7.2	1.08	0.89	0.83
	8	1.11	0.90	0.82
	9	1.13	0.91	0.81
	10	1.15	0.92	0.80
	5	0.72	0.95	1.31
	6	0.99	0.96	0.96
	7	1.02	0.97	0.95
30	7.2	1.03	0.97	0.94
	8	1.05	0.98	0.93
	9	1.08	0.99	0.92
	10	1.11	1.00	0.90
	5	0.80	0.98	1.22
	6	0.97	0.99	1.02
	7	1.00	1.00	1.00
32.2	7.2	1.00	1.00	1.00
	8	1.02	1.01	0.98
	9	1.05	1.02	0.97
	10	1.08	1.03	0.95

4. สภาพหลังปรับปรุง

จากการตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นชุดใหม่ที่ได้ดำเนินการปรับปรุงเครื่องหมายเลข 1 จำนวน 1 เครื่อง พบว่ามีค่า 0.56 kW/ TR โดยมีภาระการทำความเย็นเฉลี่ยที่ 70%ของภาระเต็มพิกัด ซึ่งส่งผลให้สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าลงได้ 1,521,156 kWh/ปี หรือ 1.30 ktoe/ปี คิดเป็นเงิน 4,822,064.52 บาท/ ปี



รูปที่ 5.11-20 เครื่องทำน้ำเย็นใหม่ประสิทธิภาพสูง

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค		
<u>การวิเคราะห์เครื่องทำน้ำเย็น No.1</u>		
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้เดิม	=	TR (Rated (x kW/TR x h/y x %LF
	=	650 x 0.958 x 24 x 350 x 0.7
	=	3,661,476 kWh/y
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลัง	=	650 x 0.56 x 24 x 350 x 0.7
	=	2,140,320 kWh/y
ผลการประหยัดพลังงาน	=	3,661,476 - 2,140,320
	=	1,521,156 kWh/y
คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้	=	1,521,156 x 3.17
	=	4,822,064.52 Baht/y
6. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน		
ค่าใช้จ่ายการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ราคารวมทั้งสิ้น	5,300,000 บาท	
ระยะเวลาคืนทุน	=	5,300,000 / 4,822,064.52
	=	1.10 ปี

กรณีศึกษาที่ 12 : การเปลี่ยนมาใช้ Absorption Chiller แทน Electric Chiller	
1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน	
โรงงานมีการผลิตไอน้ำเพื่อใช้ในกระบวนการผลิตและเหลือทิ้ง 136-140 ตันวัน/ ซึ่งได้ใช้ป้อนให้ Absorption Chiller (ACh) ขนาด 240 RT/ชม ที่อัตรา .1.1 kg ชม. ที่/3 บาร์ ส่วนที่เหลือได้ปล่อยทิ้งไป	
2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง	
โรงงานยังมีการผลิตน้ำเย็นโดยใช้พลังงานไฟฟ้า (ECh) ขนาด 100 และ 15 ORT/ชมซึ่งใช้ต้นทุนการผลิต . น้ำเย็นสูงกว่า ACh ขนาด 240 RT/ชม ที่มีอยู่ ขณะเดียวกันความสามารถในการทำความเย็นของ ACh ลดลงเนื่องจาก Heat Exchanger รั่ว จึงต้องใช้ ECh ทำงานเพิ่มขึ้นและทำให้ต้นทุนการผลิตสูงขึ้น โรงงานจึงมีโครงการเพิ่ม ACh อีก 1 เครื่อง แทนการซ่อมเครื่องเดิมเพราะค่าซ่อมแพงมาก	
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน	
โรงงานมีจะติดตั้ง ACh ขนาด 400 RT/ชม (อัตราการป้อนไอน้ำ 3 ตัน/ชม.) เพื่อทดแทน ECh ขนาดรวม 250 RT/ชม และ AC 240 RT เนื่องจากมีไอน้ำเหลือทิ้งประมาณ 4.6 ตัน/ชม. ซึ่งเพียงพอที่จะนำไปผลิตน้ำเย็นเพิ่ม	
 รูปที่ 5.11-21 ก่อนปรับปรุง  รูปที่ 5.11-22 หลังปรับปรุง	

4. สภาพหลังปรับปรุง

หลังการปรับปรุงโดยการติดตั้ง Absorption Chiller แทน Electric Chiller สามารถประเมินผลประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 969,883.20 kWh/ปี คิดเป็นเงิน 2,696,275.30 บาท/ปี

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

สามารถคำนวณผลประหยัดได้ดังนี้

- การประเมินผลประหยัดโดยคิดมูลค่าของไอน้ำที่ป้อนให้แก่ Absorption Chiller เพื่อผลิตน้ำเย็น (Chilled water) โดยเทียบกับต้นทุนการผลิตน้ำเย็นจากการใช้ Electric Chiller
- นอกจากนี้อาจคิดมูลค่าไอน้ำจากค่าไอน้ำที่ผลิตด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันเตาที่ประมาณ 1,500 บาท/ตันไอน้ำ

คำนวณผลประหยัดโดยวิธีคิดมูลค่าไอน้ำเทียบกับต้นทุนการผลิตน้ำเย็นจากการใช้ Electric Chiller ได้ดังนี้

พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง

กำลังไฟฟ้าตรวจวัด Electric Chiller :

YORK 150 RT/ชม. (all com)	=	88.3	kW
มอเตอร์เครื่องสูบน้ำเย็น	=	7.5	kW
Carrier 100 RT/ชม. (1 com)	=	44.9	kW
มอเตอร์เครื่องสูบน้ำเย็น(เครื่องสูบน้ำเย็น)	=	15	kW
ชั่วโมงการใช้งาน	=	24	hrวัน/
จำนวนวันทำงาน	=	330	วันปี/
อัตราค่าพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย(มิ.ย.2549) (C _E)	=	3.05	บาท/kWh
พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง	=	$((88.3+44.9)+(7.5+15)) \times 24 \times 330$	
	=	1,233,144.00	kWh/ปี

พลังงานไฟฟ้าที่เพิ่มขึ้น

กำลังไฟฟ้าที่ใช้กับ Absorption Chiller

Absorption pump rating	=	5.5	kW
Refrigerant pump rating	=	0.3	kW
Vacuum pump rating	=	0.75	kW
พิกัดมอเตอร์เครื่องสูบน้ำเย็น	=	35	kW
เปอร์เซ็นต์การทำงานของอุปกรณ์	=	80	%
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ใช้กับ Absorption Chiller	=	$(5.5+0.30+0.75+35) \times 80\% \times 24 \times 330$	
	=	263,260.80	kWh/ปี

การประหยัดพลังงาน

คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่สามารถประหยัดได้	=	1,233,144.00- 263,260.80	
	=	969,883.20	kWh/ปี
	=	3,491,579.52	MJ/ปี
	=	0.08264	ktoe/ปี
เงินที่ประหยัดได้	=	2,696,275.30	บาท/ปี

6. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

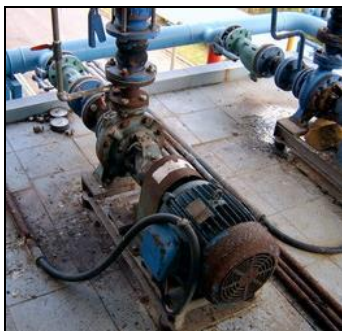
ราคา Absorption Machine ขนาด 400TR

○ Absorption Chiller	4,600,000.00	บาท
○ ฐานราก	100,000.00	บาท
○ Piping and insulation	408,000.00	บาท
○ Manual valves	280,000.00	บาท
○ Control valves	150,000.00	บาท
● เงินลงทุนรวม	5,538,000.00	บาท
● ระยะเวลาคืนทุน	2.05	ปี

กรณีศึกษาที่ 13 : การปรับปรุงท่อน้ำระบายความร้อนเครื่องปรับอากาศ

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

โรงงานมีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบ Package Cooled Chiller ขนาดรวม 20 TR จำนวน 8 ชุด และติดตั้งเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจำนวน 3 ชุด ขนาด 7.5 kW ซึ่งเปิดใช้งานวันละ 8 ชั่วโมง/ปี 350 วัน/ปี ซึ่งจากการไหลน้ำระบายพบว่า อัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำแต่ละชุดมีความแตกต่างกัน เนื่องจากทางออกของเครื่องสูบน้ำแต่ละชุดก่อนเข้าท่อเมนเป็นการต่อท่อแบบ T จึงทำให้เกิดการสูญเสียขึ้นในระบบ



รูปที่ 5.11-23 การเชื่อมต่อท่อแบบตัวที

รายละเอียด	กำลังไฟฟ้า (kW)	อัตราการไหลของน้ำ (GPM)	GPM/kW
เดิน CDP 1 ชุด	7.41	211.50	28.54
เดิน CDP 2 ชุด	6.81	138.50	20.34
เดิน CDP 3 ชุด	8.27	110.50	13.36

- เฉลี่ย 20.75 GPM/kW

2. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ปรับปรุงท่อใหม่ โดยการเปลี่ยนจากการต่อแบบ T เป็นการต่อท่อแบบ Y ซึ่งให้อัตราการไหลของน้ำเพิ่มสูงขึ้นจากเดิม 450GPM เป็น 660GPM เมื่อเดินเครื่องสูบน้ำระบายจำนวน ชุด เท่ากัน จากการ 3 660 ตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำระบายหลังการปรับปรุงท่อ พบว่าอัตราการไหลอยู่ที่ GPM เมื่อ

เดินเครื่องสูบลด ซึ่งจะเกิน 3 มาตรฐานของอัตราการไหลของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ โดยมาตรฐานของพิกัดเครื่องปรับอากาศที่ 160Ton อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนที่เหมาะสมจะอยู่ที่ 480GPM จึงทำการปิดเครื่องสูบลด 412 ชุด และวัดอัตราการไหลอยู่ที่ 1GPM ซึ่งน้อยกว่ามาตรฐานแต่ทางอาคารแจ้งว่าปกติจะไม่เดินเครื่องปรับอากาศทั้ง ชุด อัตราการไหลที่ 7 ชุด ทั้งนี้หากเดิน 7 -6 ชุด แต่จะเดินเพียง 8 420 เหมาะสมจะอยู่ที่GPM ซึ่งอัตราการไหลหลังปิดเครื่องสูบลด ชุด จะมีค่าใกล้เคียงกับมาตรฐาน 1



รูปที่ 5.11-24 การเชื่อมต่อท่อแบบตัววาย

รายละเอียด	กำลังไฟฟ้า (kW)	อัตราการไหลของน้ำ (GPM)	GPM/kW
เดิน CDP 3 ชุด	22.99	660	28.71
เดิน CDP 2 ชุด	15.32	412	26.89

- เฉลี่ย 27.80 GPM/kW

3. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	7.67	kW
จำนวนชั่วโมงที่ปิดในช่วง On Peak(8 x 260)	=	2,080	hr/year
จำนวนชั่วโมงที่ปิดในช่วง Off Peak(8 x 52)	=	416	hr/year
ค่าความต้องการกำลังไฟฟ้า	=	132.93	Baht/kW
ค่าพลังงานไฟฟ้า On Peak	=	2.695	Baht/kWh
ค่าพลังงานไฟฟ้า Off Peak	=	1.1914	Baht/kWh
ค่า Ft	=	0.4683	Baht/kWh
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	7.67 x (2,080+416)	
	=	19,144.32	kWh/year
คิดเป็นค่าความต้องการกำลังไฟฟ้า	=	7.67 x 12 x 132.93	
	=	12,234.88	Baht/year
คิดเป็นค่าพลังงานไฟฟ้าช่วง On Peak ที่ประหยัด	=	7.67x2,080x2.695	
	=	42,994.95	Baht/year
คิดเป็นค่าพลังงานไฟฟ้าช่วง Off Peak ที่ประหยัด	=	7.67x416x1.1914	
	=	3,801.42	Baht/year

คิดเป็นค่า Ft ที่ประหยัด	=	19,144.32 x 0.4683
	=	8,965.29 Baht/year
รวมค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	(12,234.88 + 42,994.95 + 3,801.42 + 8,965.29) x 1.07
	=	72,756.30 Baht/year

4. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

เงินลงทุน	=	25,000 บาท
ผลการประหยัด	=	72,756.30 บาท/ปี
ระยะเวลาคืนทุน	=	25,000 / 72,756.30
	=	0.34 ปี

กรณีศึกษาที่ 14 : การเปลี่ยนใบพัดลมหอบายความร้อนเป็นแบบประสิทธิภาพสูง

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

โรงงานสิ่งทอมีการติดตั้งใช้งานเครื่องทำน้ำเย็นแบ่งออกเป็น 2 พื้นที่ ประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ ขนาด 650 ตัน จำนวน 2 ชุด (พื้นที่ละ 1 ชุด) ทำงานร่วมกับหอบายความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter Flow Cooling Tower) ขนาด 500 ตัว จำนวน 6 ชุด (พื้นที่ละ 3 ชุด) เปิดใช้งานเครื่องทำน้ำเย็น 2 ชุด และหอบายความร้อนรวมทั้งสิ้น 6 ชุด ตลอดเวลาการผลิต 24 ชั่วโมงต่อวัน 300 วันต่อปี

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

กำลังไฟฟ้าที่ใช้กับพัดลมที่ติดตั้งใบพัดแบบโลหะที่มีน้ำหนักมากและมีประสิทธิภาพต่ำ มีค่าสูง โดยมีผลการตรวจวัดกำลังไฟฟ้าที่ใช้กับพัดลมดังนี้

Plant A (350 day/year)

CT-1-1 7.0 kW

CT-1-2 7.8 kW

CT-1-3 11.0 kW

กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยประมาณ 8.52 kW

Plant B (300 day/year)

CT-2-1 7.5 kW

CT-2-2 8.8 kW

CT-2-3 9.0 kW



รูปที่ 5.11-25 ใบพัดลมโลหะเดิม

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

สืบเนื่องจากที่ต้องใช้งานอย่างต่อเนื่องตลอดเวลาทำให้พลังงานไฟฟ้าที่ใช้กับพัดลมทั้ง ชุด มีค่าสูง 6 ปัจจุบันมีใบพัดลมรุ่นใหม่ ทำจากวัสดุที่มีน้ำหนักเบา มีประสิทธิภาพสูง ทำให้ใช้กำลังไฟฟ้าต่ำกว่าในขณะที่สามารถจ่ายอัตราการไหลของลมได้เท่าเดิม ซึ่งจะต้องใช้การลงทุนในการปรับปรุงจะสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้ประมาณ 30% ของพลังงานที่ใช้เท่าเดิม

4. สภาพหลังปรับปรุง

กำลังไฟฟ้าลดลงจากเดิมเฉลี่ย 30% โดยเมื่อตรวจวัดอัตราการไหลของลมผ่านหอระบายความร้อนแล้วยังคงมีค่าเท่าเดิม ซึ่งจะไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์



รูปที่ 5.11-26 ใบพัดลมไฟเบอร์ใหม่

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

กำลังไฟฟ้าที่ใช้ใบพัดลมเฉลี่ยต่อชุด Plant A	=	8.6	kW/Unit
จำนวนพัดลมระบายความร้อน	=	3	Unit
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ใบพัดลมเฉลี่ยต่อชุด Plant B	=	8.43	kW/Unit
จำนวนพัดลมระบายความร้อน	=	3	Unit
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง	=	$(8.6 \times 3 \times 24 \times 350) + (8.43 \times 3 \times 24 \times 300)$	
	=	398,807.00	kWh/y
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง	=	$398,807.00 \times (100\% - 30\%)$	
	=	279,165.60	kWh/y
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้	=	$398,807.00 - 279,165.60$	
	=	110,419.20	kWh/y
คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้	=	$110,419.20 \times 3.17$	
	=	350,028.86	B/y

6. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

เงินลงทุนปรับปรุงพัดลมระบายความร้อนรวมทั้งสิ้น		450,000 บาท
ผลการประหยัด	=	350,028.86 บาท/ปี
ระยะเวลาคืนทุน	=	$450,000 / 350,028.86$
	=	1.3 ปี

กรณีศึกษาที่ 15 : การเปลี่ยนหอบระบายความร้อน จากแบบไหลสวนทางเป็นไหลตัดกัน

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

โรงงานผลิตภัณฑ์ ประเภทอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ จากการเข้าสำรวจ Plant ของบริษัทพบว่ามีการใช้ เครื่องทำน้ำเย็นในการผลิตน้ำเย็นให้กับอาคารซึ่งมีเครื่องทำน้ำเย็นทั้งหมด 4 ตัวโดยทำการติดตั้งที่ OPS BUILDING จำนวน 3 ตัวประกอบด้วย Chiller ยี่ห้อ Carrier จำนวน 2 ตัว หมายเลข No.1 และ No.2 เป็น Chiller เก่า Spec ปัจจุบันทางโรงงานไม่ได้เดินเครื่องใช้งานแล้ว และยี่ห้อ Trane จำนวน 1 ตัวหมายเลข No.3 ขนาด 900 TR เป็น Chiller ใหม่ที่ทางโรงงานเพิ่งทำการติดตั้งซึ่งมี Spec ของอุปกรณ์อยู่ที่ 0.554 kW/TR จากการตรวจวัดประสิทธิภาพ Chiller พบว่ามีค่าประสิทธิภาพทำความเย็นเท่ากับ 0.57 kW/TR และทำการติดตั้งที่ EDC BUILDING จำนวน 1 ตัว ยี่ห้อ Trane หมายเลข No.4 ขนาด 900 TR เป็น Chiller เก่าอายุการใช้งานประมาณ 10 ปี จากการตรวจวัดประสิทธิภาพ Chiller พบว่ามีค่าประสิทธิภาพทำความเย็นเท่ากับ 0.72 kW/TR

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากการสำรวจอุปกรณ์ระบายความร้อนด้านคอนเดนเซอร์ของระบบน้ำเย็น (Cooling Tower) พบว่า Cooling Tower ของทางโรงงานหมายเลข 1,2 เป็นชนิดกลมซึ่งมีอายุการใช้งานมากกว่า 10 ปี ทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนของระบบลดต่ำลง ซึ่งจากการตรวจวัดพลังงานไฟฟ้าที่ใช้กับ Cooling Tower ตัวเก่ามีค่าสูงถึง 30 kW/ตัวซึ่งมีการใช้พลังงานสูงกว่ารุ่นใหม่ๆ ค่อนข้างมาก



รูปที่ 5.11-27 Cooling Tower ตัวเก่า 1,2 ของโรงงาน

Spec ของ Cooling Tower ตัวเก่า

- **Brand : Thai Cooling (Thailand)**

- Model : TSC 1000RT
- Manufacturing in : Thailand.
- Type : Counter flow type.
- Service team : Lack of skill
- Pro : Big Capacity.
Good efficiency.
Price is cheaper.
- Cons : Many moving part (Fan, sprinkler)
High maintenance.
High Fan speed (6,370 m³/h)
High noise at 77 dBA.
High water drift loss.
High weight 10,650 Kg/unit.
Cannot extend Capacity.
Big size unit.
Filler life time (< 3 years)
- Energy cost : Motor 30 kW/unit

- **Brand : Marley (USA)**

- Model : NC8407PLS2
- Manufacturing in : Malaysia.(USA)
- Type : Cross flow type.
- Service team : Professional.
- Pro : Flexible Capacity.
High efficiency (New type)
Low moving part (only fan)
Low maintenance.
Low Fan speed (400 m³/h)
Low noise at 63 dBA.
Lower water drift loss.
Lower weight at 7,440 Kg/ 2 units.
Extend Capacity provided.
Small size unit.
Filler is long life (>5 years)
- Cons : Take time to installation.
- Energy cost : Motor : 11kw x 2 Cells

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ทำการปรับปรุงโดยทำการเปลี่ยน Cooling Tower ตัวใหม่ชนิดแบบเหลี่ยมแทนตัวเก่าซึ่งมีการใช้พลังงานน้อยกว่า ทำให้ทางโรงงานสามารถลดการใช้พลังงานในระบบระบายความร้อนลงได้

4. สภาพหลังปรับปรุง

หลังปรับปรุงทำให้โรงงานสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบระบายความร้อนและระบบ Chiller ลงได้ 347,212.8 kWh/ปี



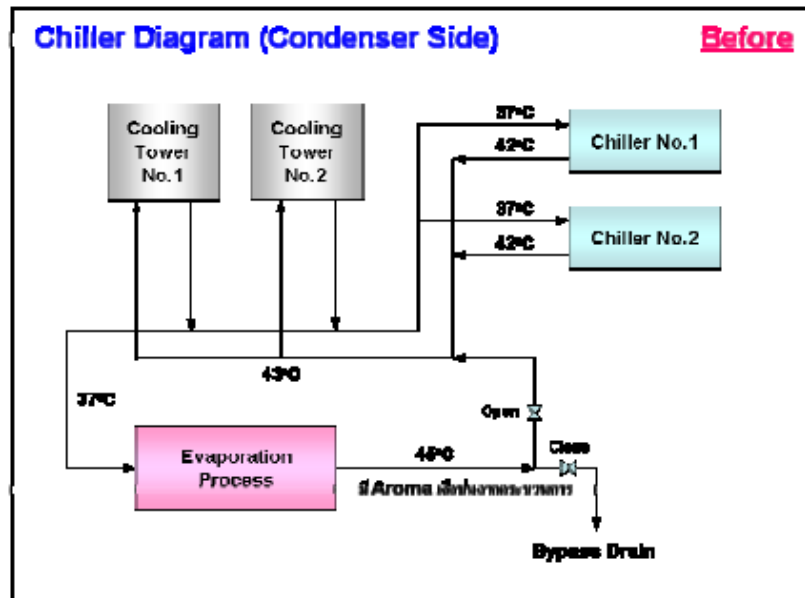
รูปที่ 5.11-28 Cooling Tower ตัวใหม่ที่โรงงานทำการติดตั้งแทนตัวเก่า

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค			
กำลังไฟฟ้ารวมของ Chiller และ Cooling Tower ก่อนปรับปรุงจากการตรวจวัด		583.6	kW
กำลังไฟฟ้ารวมของ Chiller และ Cooling Tower ก่อนปรับปรุงจากการตรวจวัด		542.5	kW
*ทำการตรวจวัดขณะระบบทำความเย็นทำงานเต็มพิกัด			
ชั่วโมงทำงาน	=	24	ชั่วโมง/วัน
วันทำงานทั้งปี	=	352	วัน/ปี
ค่าพลังงานไฟฟ้าของโรงงาน	=	3.12	บาท/kWh
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าก่อนปรับปรุง	=	583.6x24x352	
	=	4,930,252.8	kWh/ปี
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าหลังปรับปรุง	=	542.5x24x352	
	=	4,583,040	kWh/ปี
คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ลดได้	=	4,930,252.8- 4,583,040	
	=	347,212.8	kWh/ปี
คิดเป็นค่าพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัด	=	347,212.8x 3.12	
	=	1,083,303.936	บาท/ปี
6. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน			
เงินลงทุน	=	6,000,000	บาท
ผลการประหยัด	=	1,083,303.94	บาท/ปี
ระยะเวลาคืนทุน	=	6,000,000/1,083,303.94	ปี
	=	5.53	ปี

กรณีศึกษาที่ 16: การปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นโดยการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

ในกระบวนการ Evaporation มีการดึงน้ำหล่อเย็นบางส่วนจากระบบทำน้ำเย็น (จากหอผึ่งน้ำ) มาใช้ในการหล่อเย็นกับผลิตภัณฑ์ก่อนจะปล่อยกลับเข้าสู่หอผึ่งน้ำเพื่อลดอุณหภูมิแล้วนำกลับมาใช้ใหม่อีกครั้งดังรูป



รูปที่ 5.11-29 ระบบหล่อเย็นที่ใช้งานในส่วนเครื่องทำน้ำเย็นและส่วนของ Evaporation (ก่อนปรับปรุง)

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากสภาพการทำงานของระบบหล่อเย็นในลักษณะดังกล่าว ทางโรงงานพบว่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นหลังผ่านกระบวนการ Evaporation มาแล้วนั้น จะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นประมาณ 45°C ซึ่งเมื่อนำกลับมาผสมกับน้ำหล่อเย็น ในระบบทำน้ำเย็นแล้ว จะมีผลทำให้อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นของทั้งระบบโดยรวมสูงขึ้น นั่นคืออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในส่วนที่นำไประบายความร้อนในเครื่องทำน้ำเย็นก็จะสูงขึ้นเช่นกัน (ประมาณ 37°C) ทำให้เครื่องทำน้ำเย็นมีการใช้พลังงานไฟฟ้าต่อหน่วยความเย็นที่เพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ น้ำหล่อเย็นที่ออกจากกระบวนการ Evaporation นั้นมีส่วนผสมของสาร Aroma ปะปนมาด้วยทำให้เกิดผลกระทบต่อคุณภาพน้ำหล่อเย็น ความสะอาดของชุดคอนเดนเซอร์ และหอผึ่งน้ำ ซึ่งเป็นเหตุให้ความสามารถในการระบายความร้อนของระบบมีปัญหาเกิดขึ้นจนกระทั่งเกิดการน็อคของเครื่องทำน้ำเย็นตามมาและส่งผลกระทบต่อระบบปรับอากาศและส่วนของการผลิต โดยในกรณีดังกล่าวนี้ทางโรงงานจะทำการ Bypass น้ำหล่อเย็นในส่วนนี้ทิ้งออกไปทันที และทำการล้างทำความสะอาดชุดคอนเดนเซอร์และหอผึ่งน้ำให้กลับมาเป็นปกติ จากนั้นจึงค่อยเปิดนำน้ำหล่อเย็นส่วนที่ทิ้งนี้กลับมาใช้ใหม่อีกครั้ง (เนื่องจากน้ำหล่อเย็นที่ปล่อยทิ้งมีปริมาณค่อนข้างมาก

ดังนั้นทางโรงงานจึงกลัวในเรื่องของค่าใช้จ่ายด้านน้ำประปาที่เกิดขึ้นหากต้องปล่อยทิ้งออกไปทั้งหมด)



รูปที่ 5.11-30 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก่อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็น (ก่อนปรับปรุง)

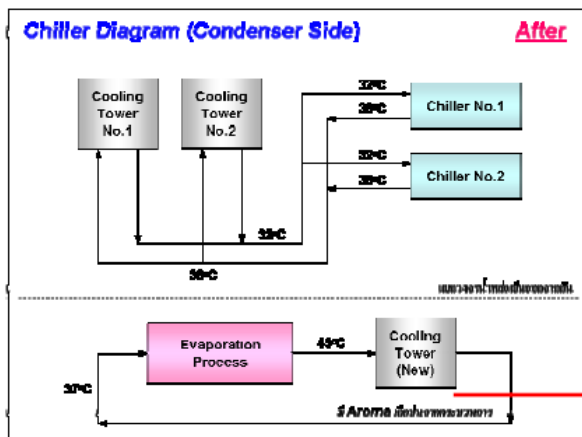
3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว ทางโรงงานได้มีแนวทางในการปรับปรุงระบบท่อน้ำหล่อเย็นใหม่โดยการแยกวางจรน้ำหล่อเย็นในส่วนของเครื่องทำน้ำเย็นและ Evaporation ออกจากกัน (ดังรูป) ทั้งนี้ในส่วนของ Evaporation นั้น

จะต้องเพิ่มเติม (ติดตั้งเพิ่ม) ในส่วนของหอระบายความร้อนสำหรับใช้ระบายความร้อนน้ำหล่อเย็นที่หมุนเวียนในกระบวนการด้วย

4. สภาพหลังปรับปรุง

ภายหลังการปรับปรุงพบว่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในส่วนที่ใช้กับเครื่องทำน้ำเย็นนั้นมีค่าลดลงจาก 37°C เหลือเพียง 32°C และช่วยให้เกิดการประหยัดพลังงานในส่วนของเครื่องทำน้ำเย็น โดยดูจากอุณหภูมิ/ความดันของสารทำความเย็น นอกจากนี้ยังเป็นการแก้ปัญหาในเรื่องของสาร Aroma ปะปนมาในน้ำอันเป็นสาเหตุหลักของความสกปรกและประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่ลดลงของระบบทำน้ำเย็นได้อีกด้วย



รูปที่ 5.11-31 ระบบหล่อเย็นที่ใช้งานในส่วนเครื่องทำน้ำเย็นและส่วนของ Evaporation (หลังปรับปรุง)

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

จากการตรวจวัดค่าแรงดันน้ำยา R-22 ของเครื่องทำน้ำเย็น No.1 และ No.2 ทั้งก่อนและหลังปรับปรุง เพื่อคำนวณค่า COP ของระบบทำความเย็นบน P-h Diagram ด้วยโปรแกรม Refrigeration Utilities Version 2.84 จะได้ผลการวิเคราะห์ตามตาราง

No.	Refrigerant Pressure (Suct./Disc.)		COP		%Saving (COP Increase)
	Before (psig)	After (psig)	Before	After	
No.1	65 / 280	70 / 215	4.26	6.28	32.2%
No.2	65 / 225	65 / 205	5.57	6.28	11.3%

หมายเหตุ : 1. No.1 เป็น Base Unit และ No.2 เป็น Partial Unit

2. ข้อมูลก่อนปรับปรุง ณ วันที่ 2/11/2550

3. ข้อมูลหลังปรับปรุง ณ วันที่ 15/11/2550

4. รายละเอียดการคำนวณค่า COP ของโปรแกรมฯตามเอกสารท้ายมาตรการ

จากการตรวจวัดการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็น (ก่อนปรับปรุง)

เครื่องทำน้ำเย็น No.1 = 55.9 kW x 8,760 ชั่วโมง/ปี x 80%

= 375,648 kWh/ปี

เครื่องทำน้ำเย็น No.2 = 31.9 kW x 8,760 ชั่วโมง/ปี x 80%

= 214,268 kWh/ปี

% Safety Factor = 80%

พลังงานไฟฟ้าที่สามารถประหยัดได้ = (375,648 x 32.2% + 214,268 x 11.3%) x 80%

= 116,052 kWh/ปี

คิดเทียบเป็นน้ำมันดิบได้ = 116,052 kWh/ปี x 3.6

= 42,244,000 kWh/ปี

คิดเป็นค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ = 116,052 kWh/ปี x 3.06 บาท/kWh

= 355,120 บาท/ปี

6.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

เงินลงทุน = 110,000 บาท

ระยะเวลาคืนทุน = 0.31 ปี

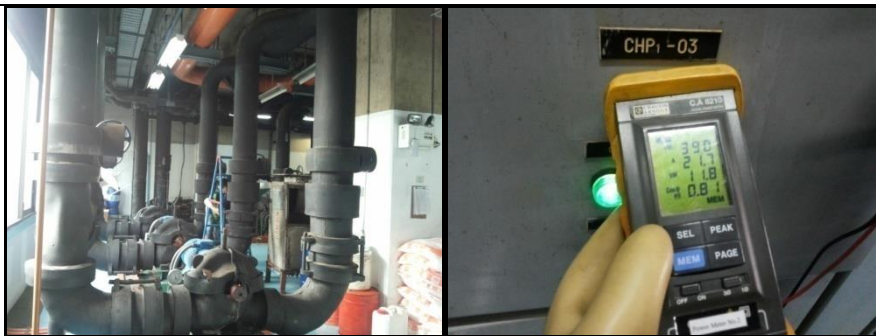
กรณีศึกษาที่ 17 : ปิดการใช้งานเครื่องสูบน้ำเย็น (Primary Pump)

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

ปัจจุบันสถานประกอบการเปิดใช้งานเครื่องทำน้ำเย็นขนาดพิกัด 500 TR เครื่องสูบน้ำเย็น Primary เครื่องสูบน้ำเย็น Secondary หอระบายความร้อนครั้งละ 1 ชุด (ยกเว้นช่วงหน้าร้อนเปิดหอระบายความร้อน 2 ชุด)

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากการตรวจวัดเครื่องสูบน้ำเย็น พบว่ามีอัตราการไหลของน้ำเย็นสูงกว่าพิกัดอยู่ประมาณ 27.9 % และมีเฮดที่ CHP(S)เหลืออยู่ (เฮดต่ำกว่าพิกัด) ในขณะที่ทำการตรวจวัดความดันตกคร่อมของ CHP (P) พบว่าความดันทางด้านดูดและด้านจ่ายมีค่าใกล้เคียง (ความดันตกคร่อมมีค่าใกล้ 0) แสดงว่า CHP (P) ไม่ได้ช่วยสร้างเฮดให้กับระบบ แต่มอเตอร์ยังใช้กำลังไฟฟ้าอยู่



รูปที่ 5.11-32 เครื่องสูบน้ำเย็น Primary

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องสูบน้ำเย็น Primary โดยมีเทคนิคคือ ลด Head Loss ก่อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็นให้ได้มากที่สุด คือ การเปิดวาล์วของเครื่องสูบน้ำเย็นตัวที่ปิดอยู่ทั้ง 2 ตัว ให้วาล์วเปิดสุด จากนั้นค่อยๆ หริ้วาล์วของเครื่องสูบน้ำ Primary ที่ต้องการปิดจนวาล์วน้ำปิดสุด แล้วตรวจสอบอัตราการไหลของน้ำเย็นว่าได้ตามพิกัดอยู่หรือไม่ ถ้าได้ก็ให้ปิดการใช้งานเครื่องสูบน้ำเย็น Primary ได้เลย แล้วเปิดวาล์วน้ำที่เข้าและออกเครื่องสูบน้ำเย็น Primary ให้น้ำไหลผ่านทุกตัว

สภาวะ	CHW Flow (GPM)	Power (kW)	FLA (%)	kW/TR	Remark
ก่อนปิด CHP (P) – 3	1,535	11.8	41	0.725	เปิดใช้งาน CH – 02
หลังปิด CHP (P) – 3	1,483	0	41	0.695	ในขณะที่ทำการทดลอง



รูปที่ 5.11-33 ความดันน้ำเข้าและออกเครื่องสูบน้ำ

4. สภาพหลังปรับปรุง

อัตราการไหลของน้ำเย็นลดลงประมาณ 3.3 % จากเดิม แต่ยังสูงกว่าพิกัดอยู่ ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น CH – 02 ไม่ได้เปลี่ยนแปลง แต่สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในส่วน of เครื่องสูบน้ำเย็น Primary ลงได้

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned} \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= 11.8 \text{ kW} \times 365 \text{ day/y} \times 24 \text{ hr/day} \\ &= 103,368 \text{ kWh/ปี} \end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง} = 0$$

ผลประหยัด

$$\text{ลดการใช้พลังงานไฟฟ้า} = 103,368 - 0$$

	=	103,368	kWh/ปี
ค่าไฟฟ้าที่ลดลง	=	103,368 × 3.90	
	=	403,135.20	บาท/ปี

กรณีศึกษาที่ 18 : การปรับอัตราการไหลน้ำเย็นและน้ำระบายให้เหมาะสม

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อน โดยทั่วไปที่ภาระเต็ม พิกัดอัตราการไหลของน้ำเย็นประมาณ 2.4 GPM/TR และน้ำระบายความร้อนประมาณ 3.0 GPM/TR

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น พบว่า CH-2, CH-4 มีค่าอัตราการไหลของน้ำเย็นต่ำกว่าพิกัด คือ -30% และ -4% น้ำระบายความร้อนของ CH-2, CH-5, CH-7 และ CH-8 ต่ำกว่าพิกัด คือ -6 %, -25%, -38% และ -38% ค่าสมรรถนะเฉลี่ยรวม เท่ากับ 0.766 kW/TR มีน้ำ By-pass ผ่านเครื่องทำน้ำเย็นชุดที่ไม่มีการใช้งาน ทำให้ความสามารถในการทำความเย็นต่ำลงและอุณหภูมิน้ำจ่ายจริงสูงกว่าที่เครื่องทำได้ อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนสูงมาก (ประมาณ 90°F) เนื่องจากหอบระบายความร้อนชำรุด ความเย็นทำได้รวมประมาณ 3,325 TR กำลังไฟฟ้าเครื่องสูบน้ำเย็นรวม 617 kW กำลังไฟฟ้าเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนรวม 488 kW

เครื่องทำน้ำเย็น	อุณหภูมิน้ำเย็น		อัตราการไหล น้ำเย็น	อุณหภูมิน้ำ ระบายความร้อน		อัตราการไหล น้ำระบาย ความร้อน	% FLA	กำลังไฟฟ้า	ความสามารถใน การทำความเย็น	สมรรถนะ
	(°F)			(°F)						
	เข้า	ออก	(GPM)	เข้า	ออก	(GPM)	(%)	(kW)	(TR)	(kW/TR)
ก่อนปรับปรุง										
CH-1	53.2	45.7	2,602	95.1	101.1	4,175	77	560	813	0.689
CH-2	53.3	46.0	1,787	95	102.0	3,020	84	469	544	0.862
CH-4	53.2	46.4	2,470	95.1	102.3	3,320	87	485	700	0.693
CH-5	53.2	47.7	3,340	95.1	102.9	2,400	92	507	765	0.663
CH-7	53.3	49.3	3,018	95.1	100.4	1,874	66	376	503	0.748
CH-8	54.6	52.7	3,950	94.8	99.3	1,874	67	381	313	1.217
หลังปรับปรุง										
CH-1	54.2	46.1	2,497	95.7	104.7	2,725	90	645	843	0.765
CH-2	54.2	48.2	2,837	95.8	102.8	3,124	96	512	709	0.722
CH-4	54.2	48.6	2,890	95.8	104.9	3,259	83	465	674	0.690
CH-5	54.2	47.6	2,859	95.7	102.9	2,929	88	489	786	0.622
CH-8	54.2	51.3	2,677	95.7	99.6	2,965	67	381	323	1.180

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ปิดวาล์ว By-pass เครื่องทำน้ำเย็นชุดที่ไม่ได้เปิดใช้งาน และสมดุลน้ำเข้าเครื่องทำน้ำเย็น ตามพิกัดเครื่อง โดยน้ำเย็นได้มากกว่าพิกัด 10% น้ำระบายปรับให้พอดี คือน้ำเย็น CH-1, CH2ถึงCH5, และCH-7,8 เท่ากับ 2,420 2,820 และ 2,640 GPM น้ำระบาย CH-1, CH2ถึงCH5, และCH-7,8 เท่ากับ 2,760 3,200 และ 3,000 GPM



รูปที่ 5.11-34 เครื่องทำน้ำเย็น เครื่องสูบน้ำเย็น และเครื่องสูบน้ำระบายความร้อน

4. สภาพหลังปรับปรุง

เมื่อปิดวาล์ว By-pass และสมดุลน้ำ อัตราการไหลน้ำเย็นและน้ำระบายเข้าเครื่อง มีค่าใกล้เคียงค่าที่เหมาะสม ทำให้ค่าสมรรถนะโดยรวมของเครื่องทำน้ำเย็นดีขึ้น โดย kW/TR รวมมีค่า 0.749 kW/TR กำลังไฟฟ้าเครื่องสูบน้ำเย็นลดลงเหลือ 567 kW กำลังไฟฟ้าเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนรวมเหลือ 484 kW

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ระยะเวลาดำเนินการ	:	ดำเนินการได้ทันที
เงินลงทุน	:	ไม่ใช้เงินลงทุน
ผลประหยัดพลังงานไฟฟ้า	:	494,403 kWh/y 0.0174 ktoe/y
ผลประหยัดดำเนินงาน	:	1,977,612 บาท/y
ระยะเวลาคืนทุน	:	ทันที

6.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

แนวทางการขยายผล

เมื่ออัตราการไหลเหมาะสมเครื่องทำน้ำเย็นทำความเย็นได้มากขึ้น ควรควบคุมการเปิดเครื่องทำน้ำเย็นให้เหมาะสม

วิธีการคำนวณผลการอนุรักษ์พลังงาน

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= (3,32 \times 0.766 \times 12.4 \times 365 \times 0.8) \\
 &\quad + [(617 + 488) \times 14.7 \times 365] \\
 &= 9,221,997 + 5,928,878 \\
 &= 15,150,875 \text{ kWh/y}
 \end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= (3,325 \times 0.749 \times 12.4 \times 365 \times 0.8) \\
 &\quad + [(567 + 484) \times 14.7 \times 365] \\
 &= 9,017,331 + 5,639,141 \\
 &= 14,656,472 \text{ kWh/y}
 \end{aligned}$$

ผลประหยัด

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง} &= 15,150,875 - 14,656,472 \\
 &= 494,403 \text{ kWh/y} \\
 \text{ค่าพลังงานไฟฟ้าลดลง} &= 494,403 \times 4.0 \\
 &= 1,977,612 \text{ บาท/ปี}
 \end{aligned}$$

กรณีศึกษาที่ 19 : ลดการสูญเสียจาก Auto Balancing ในระบบท่อน้ำเย็น

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

มีการติดตั้ง Auto Balancing ที่เครื่องทำน้ำเย็นทุกชุด ตรวจสอบแรงดันสูญเสียตกคร่อมที่มีค่าเกือบ 40 Psig (28 m) ซึ่งคิดเป็นอัตราส่วนที่สูงมาก เมื่อเทียบกับพิกัดของปั๊มน้ำเย็น (พิกัด 47.5 m ที่ 1,600 GPM) ในขณะที่เครื่องสูบน้ำเย็น มีการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบ (VSD) สามารถปรับรอบหรือความถี่เพื่อควบคุมอัตราการไหลได้

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

ความดันสูญเสียในระบบสูงส่งผลให้อัตราการไหลของน้ำลดต่ำลงและไม่เพียงพอกับการใช้งานเครื่องทำน้ำเย็น

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ควรลดการสูญเสียโดยการถอด Auto Balancing ออก และใช้วิธีสมดุลการไหลโดยการหรีวาล์วที่ Chiller แต่ละชุดแทน ซึ่ง Chiller แต่ละชุด มีอุปกรณ์วัดอัตราการไหลน้ำเย็น แสดงค่าที่หน้าจอควบคุมอยู่แล้ว ก็จะทำให้ลดการสูญเสียในระบบท่อน้ำเย็นได้ สามารถใช้ VSD ปรับรอบมอเตอร์ในการควบคุมการไหลน้ำเย็น ซึ่งจะประหยัดพลังงานได้อย่างมาก ซึ่งตามกฎของปั๊ม คือ

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^3 \text{ หรือ } P_2 = P_1 (Q_2/Q_1)^3$$

คาดว่า อัตราการไหลจะเพิ่มขึ้นตาม Head ที่ลดลงประมาณ 10-20% เมื่อใช้ VSD ก็จะลดการใช้พลังงานตามอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น คือ

$$\text{ลดการอัตราการไหล 10\% } P_2 = P_1 (90/100)^3 = (0.729)P_1$$

$$\text{ลดการอัตราการไหล 20\% } P_2 = P_1 (80/100)^3 = (0.512)P_1$$



รูปที่ 5.11-35 การตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น

4. สภาพหลังปรับปรุง

สามารถลดอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้นได้ 10-20% คิดเป็นพลังงานที่ลดลงได้ 20-50% โดยที่สามารถปรับอัตราการไหลน้ำเย็นให้เหมาะสมกับความต้องการได้ โดยค่าสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นยังเหมือนเดิม

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned}\text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= 220.4 \text{ kW} \times (13.31 \text{ h/d} \times 365 \text{ h/y}) \\ &= 1,070,736.26 \text{ kWh/y}\end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\begin{aligned}\text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง} &= 1,070,736.26 \text{ kWh/y} \times (100 - 30)/100 \\ &= 1,070,736.26 \times 0.7 \\ &= 749,515.38 \text{ kWh/y}\end{aligned}$$

ผลประโยชน์

$$\begin{aligned}\text{พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง} &= \text{พลังงานที่ใช้ก่อนปรับปรุง} - \text{พลังงานที่ใช้หลังปรับปรุง} \\ &= 1,070,736.26 - 749,515.38 \\ &= 321,220.88 \text{ kWh/y}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ค่าพลังงานไฟฟ้าลดลง} &= 321,220.88 \text{ kWh/y} \times 3.85 \text{ บาท/kWh} \\ &= 1,236,700.39 \text{ บาท/ปี}\end{aligned}$$

$$\text{เงินลงทุน} = 50,000 \text{ บาท}$$

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = 0.04 \text{ ปี}$$

กรณีศึกษาที่ 20 : ลดอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

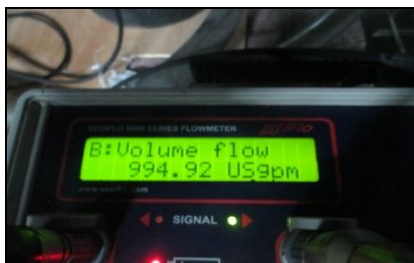
เครื่องทำน้ำเย็นทำงานที่ภาระโหลดต่ำประมาณ 15-30% โดยอัตราการไหลน้ำระบายความร้อน ประมาณ 1,000 GPM หรือ 66% ส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าที่เครื่องสูบน้ำ

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

ขณะที่เครื่องทำน้ำเย็นทำงานที่ภาระต่ำกว่าปกติมาก อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนสามารถลดลงให้เหมาะสมกับการใช้งานจะส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่เครื่องสูบน้ำใช้ลดลง

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ที่ภาระโหลด 15-30% สามารถลดอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนลงได้อีกโดยให้มากกว่าภาระโหลดประมาณ 20-30% (เช่นภาระโหลด 30% อัตราการไหลอาจเท่ากับ 50-60% หรือประมาณ 750-900 GPM) โดยทดสอบเพื่อดูผลกระทบต่อค่าสมรรถนะของเครื่อง (โดยมีการตรวจสอบจุดไกลหรือจุดที่อาจมีผลกระทบด้วย)



รูปที่ 5.11-36 อัตราการไหลและกำลังไฟฟ้า CDP-01 ก่อนปรับปรุง

4. สภาพหลังปรับปรุง

ลดอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนจาก 994 GPM เหลือ 700 GPM หรือ 46% ปรากฏว่าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนยังใกล้เคียงของเดิม แต่อุณหภูมิน้ำระบายออกสูงขึ้นเล็กน้อยซึ่งยังไม่มีผลต่อค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น กำลังไฟฟ้าที่ Pump น้ำระบายความร้อนลดลงจาก 18.5 kW เหลือ 16.3 kW

Chiller	CHW Temp		CHW FLOW	CDP Temp		CDW FLOW	FLA (%)	Power (kW)	Cooling Load (TR)	kW/TR	หมายเหตุ
	Entering°F	Leaving°F		Entering°F	Leaving°F						
ก่อน ปรับ CH-02	54.3	48.0	610	77.6	81.4	994	21.3	71	160	0.444	Flow น้ำ ระบาย 994 GPM
หลัง ปรับ CH-02	53.4	47.6	610	77.7	83.1	700	19.4	63	147	0.429	Flow น้ำ ระบาย 700 GPM



รูปที่ 5.11-37 อัตราการไหลและกำลังไฟฟ้า CDP-01 หลังปรับปรุง

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= \text{kW} \times \text{ชั่วโมงการทำงาน} \\
 &= 18.5 \times (24 \times 365) \\
 &= 162,060 \quad \text{kWh/ปี}
 \end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง} &= 16.3 \times (24 \times 365) \\
 &= 142,788 \quad \text{kWh/ปี}
 \end{aligned}$$

ผลประหยัด

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ลดลง} &= \text{พลังงานที่ใช้ก่อนปรับปรุง} - \text{พลังงานที่ใช้หลังปรับปรุง} \\
 &= 162,060 - 142,788 \\
 &= 19,272 \quad \text{kWh/ปี}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ลดลง} &= 19,272 \times 4.00 \\
 &= 77,088.00 \quad \text{บาท/ปี}
 \end{aligned}$$

กรณีศึกษาที่ 21 : ปรับสมดุลน้ำระบายความร้อนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

จากการสำรวจหอรบายความร้อนทั้ง 2 ชุด พบว่าบริเวณรับน้ำในแต่ละช่องมีระดับน้ำไม่เท่ากันและบางถาดก็น้ำแห้งบางถาดก็มีน้ำน้อยเกินไป บางถาดก็มากเกินไป จะส่งผลให้น้ำระบายความร้อนที่ออกมามีอุณหภูมิสูง ส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็นสูงขึ้นส่งผลให้สมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นลดต่ำลง

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

- การเปิด Valve ที่ CT มากขึ้นแล้วทำความสะอาดพร้อมทั้งปรับสมดุลน้ำในแต่ละถาดให้เท่ากันทั้งหมด
- ทำการตรวจวัดค่าอุณหภูมิของน้ำระบาย พร้อมทั้งเก็บข้อมูลสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 2 ชุด

Chiller ก่อน ปรับ	CHW Temp		CHW FLOW (GPM)	CDP Temp		CDW FLOW (GPM)	FLA (%)	Power (kW)	Cooling Load	Chiller Perf. kW/TR	Power CDP 02+04
	Entering °F	Leaving °F		Entering °F	Leaving °F						
CH-02	52.2	44.6	928	82.7	93.9	650	82	183	294	0.622	62.1
CH-03	52.2	45.0	900	82.5	94.5	650	88	184	270	0.719	62.1



รูปที่ 5.11-38 ถาดของ CT ตอนน้ำแห้ง

4. สภาพหลังปรับปรุง

- มีน้ำระบายความร้อนลดลง สมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็นดีขึ้น ในถาดมีระดับน้ำที่พอๆกัน อัตราการไหลมากขึ้นจากเดิม 29% กำลังไฟฟ้าที่ CDP-02+04 เพิ่มขึ้นเล็กน้อย

Chiller หลังปรับ	CHW Temp		CHW FLOW (GPM)	CDP Temp		CDW FLOW (GPM)	FLA (%)	Power (kW)	Cooling Load	Chiller Perf. kW/TR	Power CDP 02+04
	Entering °F	Leaving °F		Entering °F	Leaving °F						
CH-02	51.2	44.4	928	80.5	89.9	840	75	167	290	0.576	64.3
CH-03	51.9	44.9	900	80.4	90.4	840	91	175	263	0.665	64.3



รูปที่ 5.11-39 CT ตอนสมดุลน้ำแล้ว

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= [(183+184 \text{ kW}) \times 12 \text{ h/d} \times (365/2 \text{ d/y}) \times 0.8] \\
 &\quad + [(33.9+28.2 \text{ kW}) \times 12 \text{ h/d} \times (365/2 \text{ d/y})] \\
 &= 642,984 + 135,999 \\
 &= 778,983 \text{ kWh/ปี}
 \end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง} &= [(167+175 \text{ kW}) \times 12 \text{ h/d} \times (365/2 \text{ d/y}) \times 0.8] \\
 &\quad + [(34.9+29.4 \text{ kW}) \times 12 \text{ h/d} \times (365/2 \text{ d/y})] \\
 &= 599,184 + 140,817 \\
 &= 740,001 \text{ kWh/ปี}
 \end{aligned}$$

ผลประหยัด

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ลดลง} &= 778,983 - 740,001 \\
 &= 38,982 \text{ kWh/ปี} \\
 \text{ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ลดลง} &= 38,982 \times 3.80 \\
 &= 148,131.60 \text{ บาท/ปี}
 \end{aligned}$$

กรณีศึกษาที่ 22 : ปรับปรุงหอระบายความร้อนจากบ่อเป็นรางน้ำ

1. ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

อาคารติดตั้งหอระบายความร้อนแบบเปิด โดยน้ำที่ออกจากหอระบายความร้อนถูกปล่อยมารวมกันที่บ่อน้ำที่เปิดสู่บรรยากาศและถูกแสงแดดทำให้อุณหภูมิที่เข้า Chiller สูงถึง 91 °C ส่งผลให้สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นลดต่ำลง และความสามารถในการทำความเย็นลดลงทำให้ต้องเปิดใช้งานในจำนวนมากขึ้นส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงาน

2. ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

จากการตรวจวัดหორะบายความร้อน พบว่าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ทำได้เท่ากับ 91°F โดยเปิดหอรบายความร้อนขนาด 1,200 TR ทั้งหมด 8 ชุด อุณหภูมิน้ำที่ตกจาก Cooling ก่อนลงบ่อดำได้ 85°F ต่างจากอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 5.8°F แต่เมื่อลงไปรวมในบ่อทำให้อุณหภูมิน้ำรวมเท่ากับ 91°F ต่างจากอุณหภูมิกระเปาะเปียก 11.8°F

หอรบาย ความร้อน	Temp.		สภาวะอากาศ			Temp.ในบ่อ (°F)	Approach Temp.	
	เข้า (°F)	ออก (°F)	Tdb (°F)	%RH (°F)	Twb (°F)		ก่อนลงบ่อ (°F)	ในบ่อ (°F)
CT-1ถึง 8	99.7	85	91.9	60	79.2	91	5.8	11.8

3. แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ลดขนาดบ่อน้ำระบายความร้อนเหลือเป็นรางน้ำ ลดเวลารับความร้อนจากแดดและอุณหภูมิอากาศแวดล้อม จะทำให้อุณหภูมิน้ำระบายเข้า Chiller ใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่ตกลงจาก Cooling Tower ก่อนลงบ่อ ลดอุณหภูมิได้ 5-6°Fโดยทั่วไปถ้าลดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนได้ ทุก 1°Fจะสามารถลดการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นได้ประมาณ 2-4%



รูปที่ 5.11-40 บ่อน้ำออกจากหอรบายความร้อน

4. สภาพหลังปรับปรุง

ลดอุณหภูมิน้ำระบายได้ ประมาณ 5°F หรือลดการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็น 10-20%

5. การวิเคราะห์ทางเทคนิค

ก่อนปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง} &= \text{พลังงานไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้ก่อนปรับปรุง} \\
 &= \text{TR} \times \frac{\text{kW}}{\text{TR}} \times \text{ชั่วโมงต่อปี} \times \text{OF} \\
 &= 3,781 \times 0.575 \times 4,015 \times 0.8 \\
 &= 6,983,128.9 \text{ kWh/yr}
 \end{aligned}$$

หลังปรับปรุง

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง} &= 6,983,128.9 \times \left(1 - \frac{10}{100}\right) \\
 &= 6,983,128.9 \times 0.9 \\
 &= 6,284,816 \text{ kWh/yr}
 \end{aligned}$$

ผลประหยัด

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง} &= \text{พลังงานที่ใช้ก่อนปรับปรุง} - \text{พลังงานหลังปรับปรุง} \\
 &= 6,983,128.9 - 6,284,816 \\
 &= 698,312.9
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{ค่าพลังงานไฟฟ้าลดลง} &= 698,312.9 \text{ kWh/yr} \times 3.5 \text{ บาท/kWh} \\
 &= 2,444,095.15 \text{ บาท/ปี}
 \end{aligned}$$

$$\text{เงินลงทุน} = 500,000 \text{ บาท}$$

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = 0.2 \text{ ปี}$$

กรณีศึกษาที่ 23 : การติดตั้ง Inverter ที่ AHU

1.ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

โรงงานมีการใช้ระบบปรับอากาศแบบทำน้ำเย็น โดยใช้ AHU กระจายลมจ่ายไปยังส่วนต่างๆของพื้นที่ปรับอากาศ โดย Blower ของ AHU ไม่สามารถปรับความเร็วรอบตามภาระการปรับอากาศที่เปลี่ยนแปลง

2.ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

ในขณะที่ภาระการปรับอากาศลดต่ำลงพัดลาก็รับภาระคงที่ส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้า

3.แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน

ติดตั้ง Inverter ควบคุมรอบมอเตอร์พัดลม AHU โดยให้ลดรอบลงเมื่ออุณหภูมิห้องได้ตามต้องการตามที่ปรับตั้งไว้

4.สภาพหลังปรับปรุง

พัดลมทำงานที่ 45 Hz ลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 211,466.40 kWh/year



รูปที่ 5.11-41 ติดตั้ง Invertor และอุปกรณ์ควบคุม

5.การวิเคราะห์ทางเทคนิค

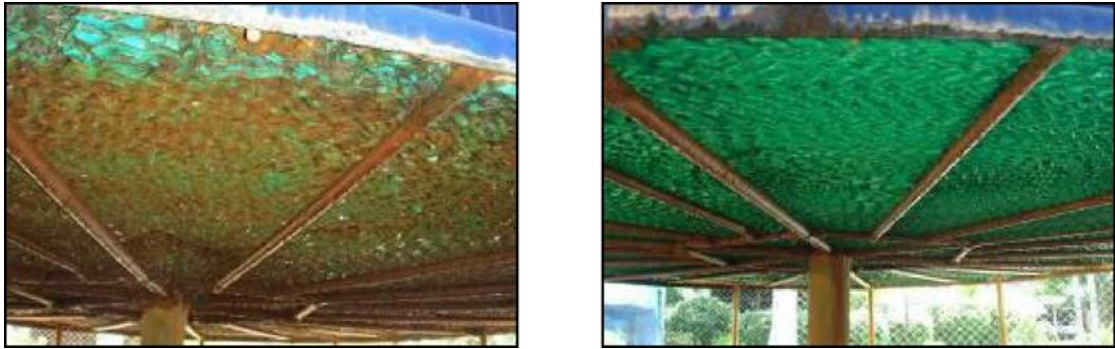
	Panel Name	กำลังไฟฟ้าที่วัดได้ (kW)		
		ก่อน	หลัง	ลดลง
	AHU-10-1	1.84	1.33	0.51
	OAHU-4-3	1.35	0.82	0.53
	OAHU-4-2	2.45	1.7	0.75
	AHU-7	3.32	2.23	1.09
	AHU-9	3.9	2.8	1.1
	AHU-NEW-3	5.43	4.02	1.41
	OAHU-NEW-1	6.54	4.7	1.84
	AHU-NEW-1(6-3)	12.82	9.1	3.72
	AHU 3-1	7.9	5.92	1.98
	AHU 2-5-1	32.36	28.2	4.16
	AHU 2-5-2	43.25	36.2	7.05
	รวมกำลังไฟฟ้าที่ลดลง			24.14
เวลาใช้งานต่อวัน	=	24	hr/day	
วันทำงานต่อปี	=	365	day/year	
คิดเป็นพลังงานที่ประหยัด				
=		24.14 × 24 × 365	kWh/year	
	=	211,466.40	kWh/year	
คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้	=	211,466.40 × 2.81	฿/year	
	=	594,220.58	฿/year	

6.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน				
เงินลงทุน	=	1,167,000		บาท
ระยะเวลาคืนทุน	=	1,167,000 / 594,220.58		
	=	1.97		ปี

กรณีศึกษาที่ 24 : การติดตั้ง Inverter ให้ปั๊มน้ำเย็น (Chilled Water)	
1.ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน	
โรงงานมีการใช้น้ำเย็นเพื่อใช้ในระบบปรับอากาศ และ เครื่องจักร ซึ่งขนาดของปั๊มถูกออกแบบมาให้ครอบคลุมปริมาณการใช้ทั้งหมด แต่ปัจจุบันกระบวนการผลิตบางส่วนถูกเปลี่ยนแปลงไป ทำให้ความต้องการน้ำเย็นลดลง ปั๊มจึงมีขนาดใหญ่เกินไป	
2.ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง	
ปั๊มน้ำเย็นขนาด 15 HP ใหญ่เกินความจำเป็น ทำให้เกิดแรงดันภายในท่อสูง โรงงานต้องเปิดให้ Bypass น้ำเย็นในระบบกลับมา ส่งผลให้สิ้นเปลืองพลังงานในเครื่องสูบน้ำเย็น	
3.แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน	
ทำการติดตั้ง Inverter ให้กับเครื่องสูบน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด เพื่อลดรอบแทนการ Bypass จะส่งผลให้ลดการใช้กำลังไฟฟ้าเป็นกำลังสามของรอบที่ลดลง	
4.สภาพหลังปรับปรุง	
ทำการปรับความถี่ที่ 43 Hz ส่งผลให้ลดกำลังไฟฟ้าลงจากเดิม 11 kW เป็น 6.6 kW	
	
รูปที่5.11-42 ติดตั้ง Inverter ให้กับเครื่องสูบน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด	

5.การวิเคราะห์ทางเทคนิค				
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ก่อนติด Inverter	=	11		kW
กำลังไฟฟ้าที่ใช้หลังติด Inverter	=	6.6		kW
จำนวนปั๊มน้ำที่ติดตั้ง Inverter	=	2		pcs.
คิดเป็นกำลังไฟฟ้าที่ลดลง(2ชุด)	=	8.8		kW
สัดส่วนการทำงานของปั๊ม	=	90		%
ชั่วโมงทำงานต่อวัน	=	24		hr/day
วันทำงานต่อปี	=	300		day/year
ชั่วโมงทำงานต่อปี	=	6,480		hr/year

คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ลดลงต่อปี	=	8.8 × 6,480	kWh/year
	=	57,024	kWh/year
ค่าไฟฟ้าต่อหน่วย	=	3.00	Baht/kWh
คิดเป็นค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อปี	=	171,072.00	Baht/year
6.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน			
เงินลงทุน	=	200,000.00	Baht
ระยะเวลาคืนทุน	=	1.17	year

กรณีศึกษาที่ 25 : การเปลี่ยนฟิลเลอร์หอบายความร้อน	
1.ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน	
ระบบทำความเย็นติดตั้งหอบายความร้อนขนาด 175 ตันความเย็น มีการทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 365 วันต่อปี	
2.ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง	
จากการสำรวจพบว่าสภาพของแผ่นฟิลเลอร์ภายในหอบายความร้อนดังกล่าวมีสภาพชำรุดและมีตะไคร่เกาะจำนวนมาก ซึ่งทำให้ ประสิทธิภาพการกระจายฝอยน้ำลดลง ส่งผลให้ไม่สามารถระบายความร้อนของน้ำได้ดีเท่าที่ควร ส่งผลให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นของระบบลดลง	
3.แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินงาน	
ดำเนินการเปลี่ยนแผ่นฟิลเลอร์ภายในหอบายความร้อนขนาด 175ตันความเย็น จำนวน 1 ชุด	
4.สภาพหลังปรับปรุง	
หลังจากทำการเปลี่ยนแผ่นฟิลเลอร์ของหอบายความร้อนแล้ว พบว่าประสิทธิภาพในการกระจายฝอยน้ำดีขึ้น สามารถลดอุณหภูมิน้ำได้อย่างเหมาะสม สามารถลดค่าล้างไฟฟ้าที่ใช้กับเครื่องอัดสารทำความเย็นขนาด 150 แรงม้าลงได้	
	
รูปที่5.11-43 หอบายความร้อน (Cooling tower) ก่อนและหลังเปลี่ยนแผ่นฟิลเลอร์	

5.การวิเคราะห์ทางเทคนิค**ข้อมูลทั่วไป**กำลังไฟฟ้าเครื่องอัดสารทำความเย็นก่อนปรับปรุง ; P₁ = 109 kWกำลังไฟฟ้าเครื่องอัดสารทำความเย็นหลังปรับปรุง ; P₂ = 103 kW

ชั่วโมงการทำงาน ; hr = 24 ชั่วโมง/วัน

วันทำงาน ; d = 365 วัน/ปี

ค่าพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย ; CE = 3.21 บาท/kWh

ระดับการใช้พลังงานก่อนปรับปรุง

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง

$$= P_1 \times \text{hr} \times d$$

$$= 109 \times 24 \times 365$$

$$= 954,840 \text{ kWh/ปี}$$

ค่าไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง

$$= 954,840 \text{ kWh/ปี} \times 3.21 \text{ บาท/kWh}$$

$$= 3,065,036.40 \text{ บาท/ปี}$$

ระดับการใช้พลังงานหลังปรับปรุง

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง

$$= P_2 \times \text{hr} \times d$$

$$= 103 \times 24 \times 300$$

$$= 902,880 \text{ kWh/ปี}$$

ค่าไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง

$$= 902,880 \text{ kWh/ปี} \times 3.21 \text{ บาท/kWh}$$

$$= 2,896,318.80 \text{ บาท/ปี}$$

ผลประหยัดที่เกิดขึ้น

พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้

$$= \text{พลังงานไฟฟ้า (ก่อนปรับปรุง)} - \text{พลังงานไฟฟ้า (หลังปรับปรุง)}$$

$$= 954,840 - 902,880$$

$$= 52,560 \text{ kWh/ปี}$$

คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้

$$= \text{พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้} \times \text{CE}$$

$$= 52,560 \times 3.21$$

$$= 168,717.60 \text{ บาท/ปี}$$

6.การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

ราคาแผ่นฟิลเลอร์

$$= 19,054 \text{ บาท}$$

ระยะเวลาคืนทุน

$$= \text{เงินลงทุน} / \text{จำนวนเงินที่ประหยัดได้}$$

$$= 19,054 / 168,717$$

$$= 0.11 \text{ ปี}$$

5.12 เทคโนโลยีการอนุรักษ์พลังงาน

เทคโนโลยีการอนุรักษ์พลังงานถือเป็นการเทคนิคการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของโรงงานให้สูงขึ้นและทันสมัย

5.12.1 เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทไปป์ (Heat Pipe Dehumidification)

1. หลักการทำงานของเทคโนโลยี ⁽¹⁾

ฮีทไปป์ คือ อะไร

ฮีทไปป์คืออุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนหรือส่งถ่ายความร้อนได้โดยไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอก ส่วนประกอบของฮีทไปป์จะเป็นท่อโลหะที่ปิดหัวท้ายภายในเป็นสุญญากาศที่มีสารทำงาน (Working Fluid) บรรจุอยู่ภายใน ซึ่งมักจะเป็นสารทำความเย็น (Refrigerant) ฟรีออน 22 หรือ 134a การทำงานของฮีทไปป์อาศัยหลักการเปลี่ยนสถานะจากการระเหยและควบแน่นร่วมกับแรงโน้มถ่วงของสารทำงาน โดยไม่ใช้พลังงานจากภายนอก (Passive) กล่าวคือสารทำงานในท่อด้านที่ต่ำกว่าเมื่อได้รับความร้อนก็จะระเหยเป็นไอลอยขึ้นอีกด้านที่สูงกว่าแล้วคายความร้อนออก ทำให้ไอของสารทำงานมีอุณหภูมิลดลงถึงจุดควบแน่น แล้วกลายเป็นของเหลวตกลงสู่ด้านที่ต่ำกว่าอีกครั้ง และด้วยเหตุนี้จึงเรียกด้านที่อยู่ต่ำกว่าว่าด้านระเหย (Evaporation Section) และเรียกด้านที่อยู่สูงกว่าว่าด้านควบแน่น (Condensation Section) ดังแสดงในรูปที่ 5.12-1

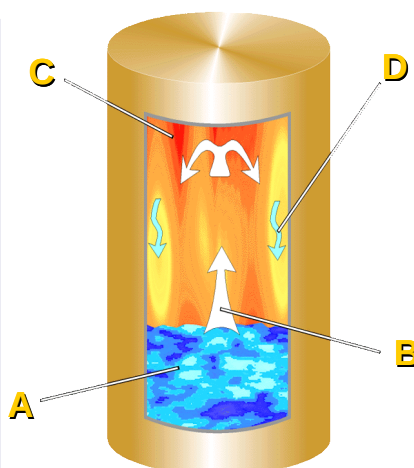
A traditional heat pipe is a hollow cylinder filled with a vaporizable liquid.

A. Heat is absorbed in the evaporating section.

B. Fluid boils to vapor phase.

C. Heat is released from the upper part of cylinder to the environment; vapor condenses to liquid phase.

D. Liquid returns by gravity to the lower part of cylinder (evaporating section).



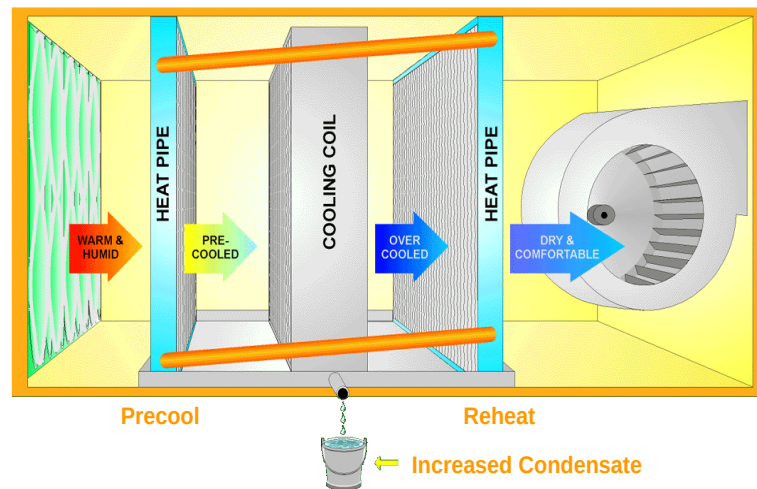
รูปที่ 5.12-1 แสดงโครงสร้างภายในของฮีทไปป์ ⁽¹⁾

การใช้ฮีทไปป์ในการลดความชื้น

ฮีทไปป์สามารถใช้ในการลดความชื้นในระบบปรับอากาศ โดยการติดตั้งฮีทไปป์คร่อมคอยล์เย็น (Cooling Coil) ของระบบปรับอากาศ ฮีทไปป์ที่ติดตั้งจะแบ่งเป็น 2 ส่วน ส่วนแรก เรียกว่า ส่วนให้ความเย็นเบื้องต้น (Precool Heat Pipe Section) ซึ่งอยู่ทางช่องลมเข้าก่อนที่จะผ่านคอยล์เย็น เมื่ออากาศร้อนผ่านฮีทไปป์ส่วนนี้ อากาศร้อนก็จะถ่ายเทความร้อนให้แก่ฮีทไปป์ อากาศที่ผ่านไปยังคอยล์เย็นจึงมีอุณหภูมิลดลงกว่าปกติ ทำให้คอยล์เย็นทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเนื่องจากไอน้ำกลั่นตัวได้มาก อุณหภูมิของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็นจะเย็นกว่าเครื่องปรับอากาศทั่วไป (Overcooled Air)

ในขณะที่ฮีทไปป์ส่วนแรกรับพลังงานจากลมร้อน สารทำความเย็นภายในตัวฮีทไปป์จะระเหยและพาความร้อนที่ได้รับจากอากาศร้อนนั้นไปยังฮีทไปป์ส่วนที่สอง (Reheat Heat Pipe Section) เมื่ออากาศจาก

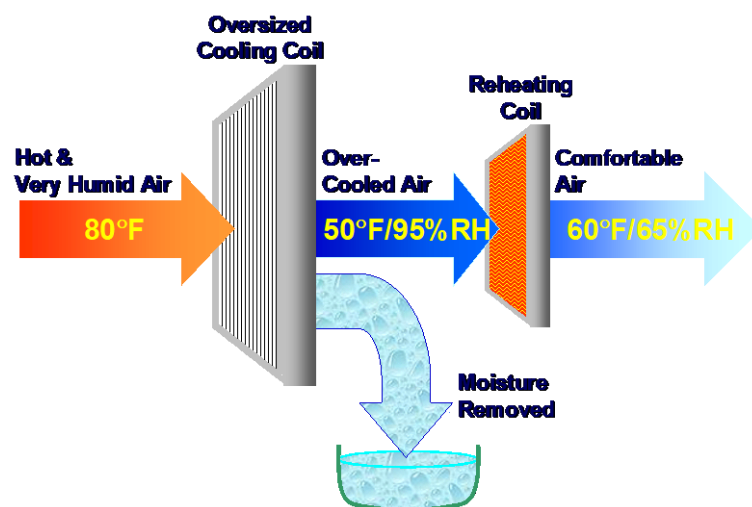
คอยล์เย็นผ่านฮีทไปป์ส่วนที่สอง ก็จะได้รับความร้อนจากฮีทไปป์ส่วนนี้ ทำให้อากาศที่ผ่านระบบมีอุณหภูมิที่พอเหมาะขั้นตอนทั้งหมดเกิดขึ้นโดยไม่อาศัยพลังงานจากภายนอก และผลที่ได้คือ เครื่องปรับอากาศสามารถดึงเอาความชื้นออกจากอากาศได้สูงถึง 50%-100% ของระบบปกติ



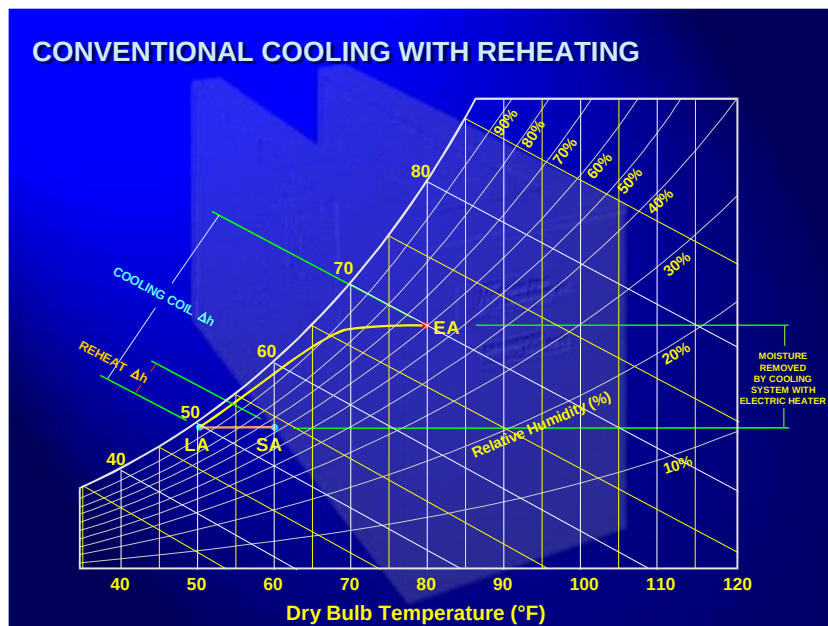
รูปที่ 5.12-2 ระบบลดความชื้นด้วยฮีทไปป์ ⁽¹⁾

2. การใช้ทดแทนเทคโนโลยีเดิม

การควบคุมความชื้นในระบบปรับอากาศโดยทั่วไปจะใช้คอยล์เย็นเพื่อทำหน้าที่ในการดึงความชื้นออกจากอากาศ โดยอากาศภายนอกที่ร้อนขึ้นเมื่อผ่านคอยล์เย็นก็จะคายความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) ทำให้อุณหภูมิต่ำลง ถ้าคอยล์เย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดกลั่นตัวของไอน้ำ (Dew Point) ไอน้ำบางส่วนจะคายความร้อนแฝง (Latent Heat) พร้อมทั้งควบแน่นเป็นหยดน้ำ ในกรณีนี้อากาศที่ผ่านการดึงความชื้นออกแล้วจะเย็นจัด (Overcooled Air) ไม่เหมาะสมที่จะส่งผ่านเข้าไปยังพื้นที่ทำงานได้ จึงต้องใช้ขดลวดไฟฟ้าหรือท่อแก๊สร้อนทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นกว่าเดิม เพื่อให้ได้อากาศที่อุณหภูมิสบาย (Comfortable Air) ทำให้ต้องใช้พลังงานสูงเพื่อทำให้อากาศเย็นและร้อนในภายหลัง ดังแสดงในรูปที่ 5.12-3 และแผนภูมิ Psychrometric ในรูป 5.12-4

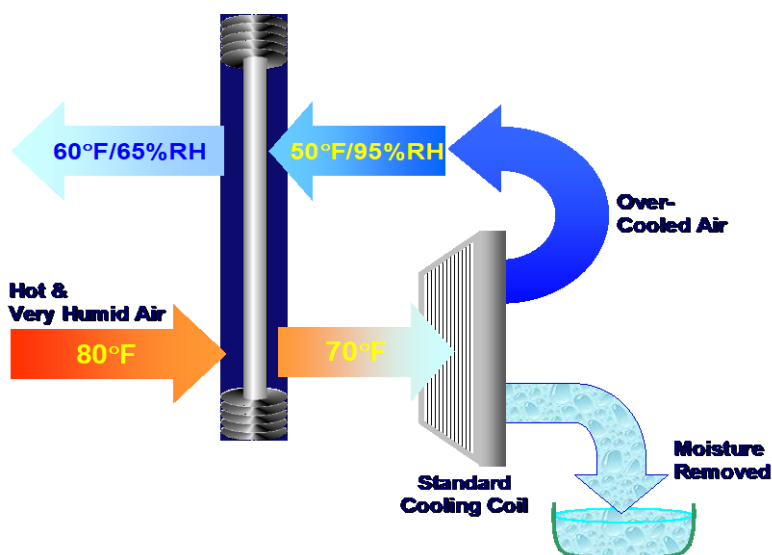


รูปที่ 5.12-3 แสดงการลดความชื้นในระบบปรับอากาศทั่วไป ⁽¹⁾

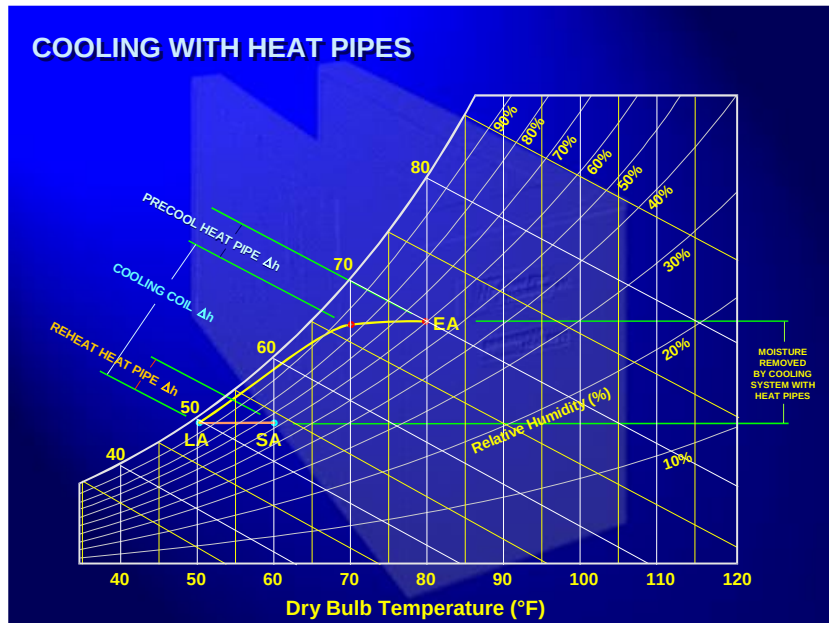


รูปที่ 5.12-4 แผนภูมิ Psychrometric ของการลดความชื้นในระบบปรับอากาศทั่วไป ⁽²⁾

เมื่อเปรียบเทียบกับระบบเดิม การติดตั้งฮีทปั๊มจึงสามารถลดความชื้นของอากาศ โดยไม่ต้องใช้พลังงานในการลดอุณหภูมิอากาศให้เย็นกว่าปกติ (Overcool) เพื่อดึงความชื้น และไม่ต้องใช้ไฟฟ้าหรือพลังงานความร้อนในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ (Reheat) ให้เป็นไปตามที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 5.12-5 และแผนภูมิ Psychrometric ในรูป 5.12-6



รูปที่ 5.12-5 แสดงการลดความชื้นด้วยฮีทปั๊ม ⁽¹⁾

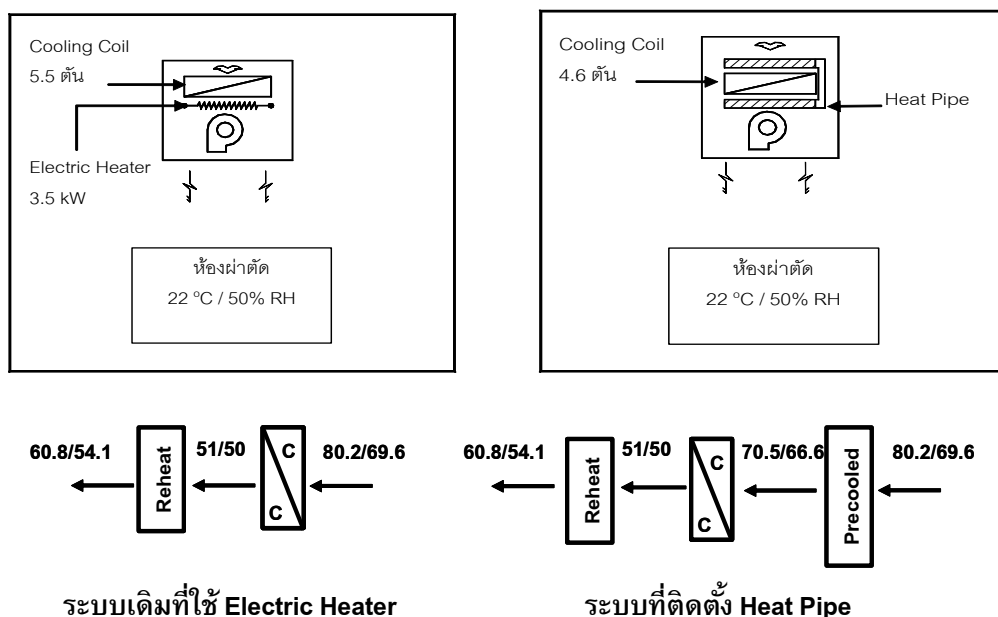


รูปที่ 5.12-6 แผนภูมิ Psychrometric ของการลดความชื้นด้วยฮีทไปป์⁽²⁾

3. ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

จากข้อมูลกรณีศึกษาการติดตั้งในต่างประเทศ⁽³⁾ และกรณีศึกษาในประเทศไทย⁽⁴⁾ การลดความชื้นด้วยฮีทไปป์สามารถลดการใช้พลังงานที่ใช้ในกระบวนการลดความชื้นของอากาศที่เติมเข้าสู่ระบบปรับอากาศ ได้ประมาณ 30%-50% เมื่อเทียบกับระบบลดความชื้นเดิมที่ทำให้อากาศเย็นลงกว่าปกติ (Overcool) และใช้พลังงานไฟฟ้าหรือพลังงานความร้อนในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศในภายหลัง (Reheat)

ทั้งนี้ศักยภาพการประหยัดพลังงานสามารถแสดงให้เห็นได้ดังกรณีตัวอย่างการติดตั้งระบบลดความชื้นด้วยฮีทไปป์กับระบบปรับอากาศของโรงพยาบาล⁽⁶⁾ เพื่อต้องการควบคุมสภาวะอากาศในพื้นที่ห้องผ่าตัดให้อยู่ที่ 22 °C 50% RH โดยระบบลดความชื้นด้วยฮีทไปป์สามารถให้ผลประหยัดเมื่อเทียบกับระบบเดิมที่ใช้การทำ ความเย็นและการใช้ขดลวดให้ความร้อนด้วยไฟฟ้าขนาด 3.5 kW ดังนี้



	รายละเอียด	การปรับอากาศและควบคุมความชื้น	
		ระบบเดิมที่ติดตั้ง Heater	ระบบที่ติดตั้ง Heat Pipe
PRECOOL	อากาศเข้า (°FDB/°FWB)	-	80.2 / 69.6
	อากาศออก (°FDB/°FWB)	-	70.5 / 66.6
	ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (Btu/h)	-	11,807 (0.98 Ton)
	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	-	-
COOLING COIL	อากาศเข้า (°FDB/°FWB)	80.2 / 69.6	70.5 / 66.6
	อากาศออก (°FDB/°FWB)	51 / 50	51 / 50
	ขนาดทำความเย็น (Btu/h)	66,511 (5.5 Ton)	54,704 (4.6 Ton)
	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	6.6	5.5
REHEAT	อากาศเข้า (°FDB/°FWB)	51 / 50	51 / 50
	อากาศออก (°FDB/°FWB)	60.8 / 54.1	60.8 / 54.1
	ขนาดทำความร้อน (Btu/h)	11,807 (0.98 Ton)	11,807 (0.98 Ton)
	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	3.5	-
	กำลังไฟฟ้าที่ใช้รวม (kW)	10.1	5.5
	กำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้ (kW)	-	4.6 (46%)

พลังงานที่ประหยัดได้เท่ากับพลังงานที่ลดลงในการทำทำความเย็นและพลังงานที่ลดลงในการให้ความร้อนกับอากาศ ซึ่งรวมกันได้เท่ากับ 4.6 kW หรือคิดเป็นประมาณ 46% เมื่อเทียบกับระบบเดิม

4. สภาพที่เหมาะสมกับการใช้เทคโนโลยี

เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทปั๊มเหมาะสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมหรืออาคารปรับอากาศที่ต้องการควบคุมความชื้นในพื้นที่หรือกระบวนการผลิตให้อยู่ในช่วงความชื้นสัมพัทธ์ 40%-60%RH เพื่อทดแทนระบบควบคุมความชื้นเดิมที่มีการใช้พลังงานสูง โดยสามารถออกแบบติดตั้งฮีทปั๊มเข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องเติมอากาศ (Fresh Air Unit) หรือเครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) ระบบปรับอากาศได้ทันที และยกเลิกการใช้ชุดลดความร้อนในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ

ในกรณีออกแบบติดตั้งระบบปรับอากาศใหม่การใช้ระบบฮีทปั๊มในการลดความชื้นก็จะช่วยให้ลดขนาดคอยล์เย็นลงได้ เนื่องจาก Cooling Load ที่ลดลง จากการ Precool อากาศด้วยฮีทปั๊ม



รูปที่ 5.12-7 แสดงการติดตั้งฮีทปั๊มกับคอยล์เย็นของเครื่องเติมอากาศ ⁽¹⁾

5. กลุ่มเป้าหมายการประยุกต์ใช้เทคโนโลยี ^{(3) (5) (6)}

กลุ่มของโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ ได้แก่

- โรงงานผลิตชิ้นส่วนเครื่องจักร
- โรงงานผลิตชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์
- โรงงานผลิตอาหาร
- โรงงานผลิตยา
- ห้องเก็บผลิตภัณฑ์
- ห้องควบคุมกระบวนการผลิต (Control Room)
- ห้องเครื่องมือสื่อสาร (Communication Room)
- ห้องผ่าตัดในโรงพยาบาล
- ห้องพักของโรงแรม
- ฯลฯ

6. ราคาของเทคโนโลยี

จากข้อมูลของผู้จำหน่ายในประเทศไทย ราคาเฉลี่ยของอุปกรณ์รวมการติดตั้งของฮีทปั๊มซึ่งติดตั้งกับคอยล์เย็นของเครื่องส่งลมเย็นหรือเครื่องเติมอากาศของระบบปรับอากาศ จะอยู่ที่ประมาณ 15,000 บาทต่อตันความเย็น โดยมีอายุใช้งานประมาณ 20 ปี

7. ระยะเวลาคืนทุนของเทคโนโลยี

จากข้อมูลจากกรณีศึกษาในต่างประเทศ ⁽³⁾ และกรณีศึกษาการติดตั้งใช้ระบบลดความชื้นด้วยฮีทปั๊มในประเทศไทย ⁽⁴⁾ เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทปั๊มสามารถให้ผลประโยชน์ซึ่งมีระยะเวลาคืนทุนประมาณไม่เกิน 1 ปี

8. ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

เนื่องจากฮีทปั๊มเป็นท่อนปิดและไม่มีส่วนเคลื่อนที่ มีโอกาสน้อยมากที่จะเกิดการรั่วไหลของสารทำความเย็นออกสู่สิ่งแวดล้อม อย่างไรก็ตามผู้ผลิตส่วนใหญ่ในปัจจุบันได้เปลี่ยนมาใช้สารทำความเย็น R-134a ทดแทน R-22 ในการผลิตฮีทปั๊ม เพื่อให้เป็นไปตามพิธีสารมอนทรีออลในการควบคุมปริมาณการใช้สารทำความเย็นที่มีผลต่อการทำลายโอโซนในชั้นบรรยากาศ

9. ความแพร่หลายและศักยภาพการขยายผลในประเทศไทย

จากการตรวจสอบกับผู้จำหน่ายและฐานข้อมูลโรงงานอาคารควบคุมของ พพ. ประเมินการว่ามีการนำเทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทปั๊มไปประยุกต์ใช้แล้วกับสถานประกอบการประมาณไม่เกิน 4% ของจำนวนสถานประกอบการที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้ (ประมาณ 101 แห่งจาก 2,223 แห่ง)

โดยเมื่อพิจารณากลุ่มเป้าหมายการใช้เทคโนโลยีนี้ในกลุ่มอุตสาหกรรมและอาคารที่มีศักยภาพแล้วพบว่าเทคโนโลยีนี้สามารถขยายผลในสถานประกอบการที่มีการใช้พลังงานรวมกันประมาณ 472 ktoe ตามข้อมูลการใช้พลังงานของประเทศในปี 2549 ⁽⁷⁾ และจากการประมาณการในกรณีที่ 20% ของสถานประกอบการที่มีศักยภาพเหล่านี้นำเทคโนโลยีไปประยุกต์ใช้จะทำให้เกิดผลประหยัดพลังงานให้กับประเทศได้ปีละประมาณ 756 ล้านบาท

10. ตัวอย่างกรณีศึกษา ⁽⁴⁾

กรณีศึกษา:	โรงงานบริษัท กุลธร เคอร์บี้ จำกัด (มหาชน)
ประเภทโรงงาน:	ผลิตคอมเพรสเซอร์
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งฮีทปั๊มทดแทนเครื่องลดความชื้นเดิมแบบ Desiccant ซึ่งใช้ Steam Coil ในระบบเติมอากาศเข้าสู่ระบบปรับอากาศแบบส่วนกลางในห้องประกอบคอมเพรสเซอร์
เงินลงทุน:	750,000 บาท (เครื่องเติมอากาศใหม่พร้อมฮีทปั๊มขนาด 84,000 Btu/hr)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 548,424 kWh/ปี
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	1,371,060 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	-
ระยะเวลาคืนทุน:	0.55 ปี
กรณีศึกษา:	โรงงานบริษัท ไทยเพรซิเดนทึฟูดส์ จำกัด (มหาชน)
ประเภทโรงงาน:	ผลิตบะหมี่กึ่งสำเร็จรูป
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งฮีทปั๊มเพื่อลดความชื้นที่คอยล์เย็นของระบบปรับอากาศแบบส่วนกลางห้องผสมเครื่องปรุงบะหมี่กึ่งสำเร็จรูปใส่ซอง ทดแทนการระบลดความชื้นเดิม ซึ่งใช้การลดอุณหภูมิของอากาศ และใช้ขดลวดให้ความร้อนด้วยไฟฟ้า
เงินลงทุน:	1,140,000 บาท (เครื่องปรับอากาศใหม่พร้อมฮีทปั๊ม 28,500 Btu/hr x 4 ชุด)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 673,344 kWh/ปี
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	1,683,360 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	-
ระยะเวลาคืนทุน:	0.68 ปี

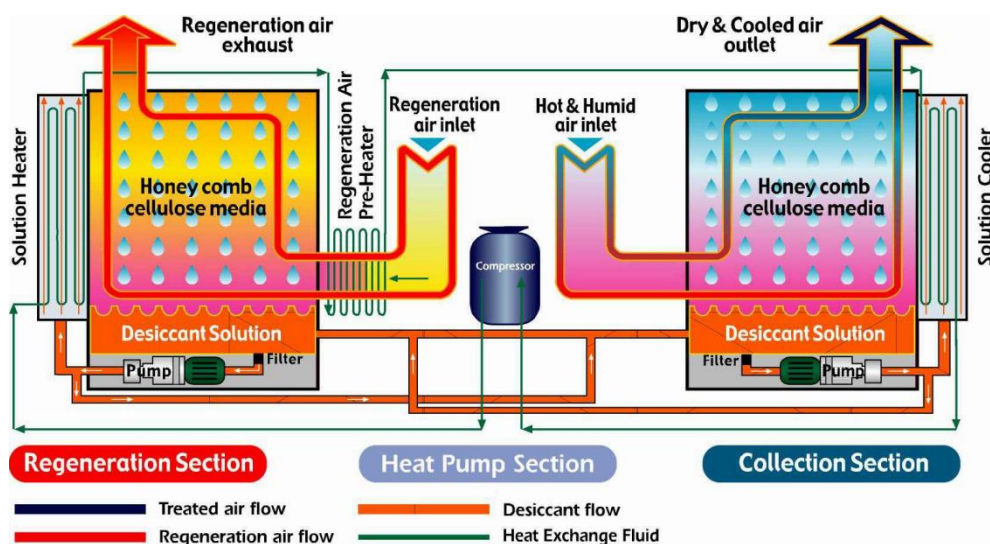
11. แหล่งข้อมูลอ้างอิง

- (1) Wrap-Around Dehumidifier Heat Pipes, Heat Pipe Technology, Inc.
- (2) เอกสารประกอบการนำเสนอ What are Heat Pipes, Heat Pipe Technology, Inc., Natural Green Innovation.
- (3) Why Heat Pipes? Case Summaries, Heat Pipe Technology, Inc.
- (4) กรณีศึกษา 013 การใช้ฮีทไปป์เพื่อประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศ, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2547
- (5) เอกสารประกอบการนำเสนอ ระบบปรับอากาศ และ ระบบควบคุมความชื้น สำหรับโรงแรมกับการประหยัดพลังงาน, บริษัท เนเซอร์ล กรีน อินโนเวชั่น จำกัด
- (6) เอกสารประกอบการนำเสนอ ระบบปรับอากาศ และระบบควบคุมความชื้น สำหรับห้องผ่าตัดกับการประหยัดพลังงาน, บริษัท เนเซอร์ล กรีน อินโนเวชั่น จำกัด
- (7) รายงานพลังงานของประเทศไทยปี 2549, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน

5.12.2 เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว (Liquid Desiccant Dehumidification)

1. หลักการทำงานของเทคโนโลยี ⁽¹⁾ ⁽²⁾

เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวอาศัยการทำงานของสารละลายของสารดูดความชื้นในการดึงความชื้นออกจากอากาศ โดยสามารถควบคุมความชื้นของอากาศได้ในระดับความชื้นสัมพัทธ์ต่ำกว่า 40% RH ในช่วงอุณหภูมิประมาณ 22 ± 1 °C โดยระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวจะประกอบด้วย 3 ส่วนหลัก คือ ส่วนดูดความชื้น (Collection Section), ส่วนคายความชื้น (Regeneration Section) และส่วนปั๊มความร้อน (Heat Pump Section) ดังแสดงในรูปที่ 5.12-8



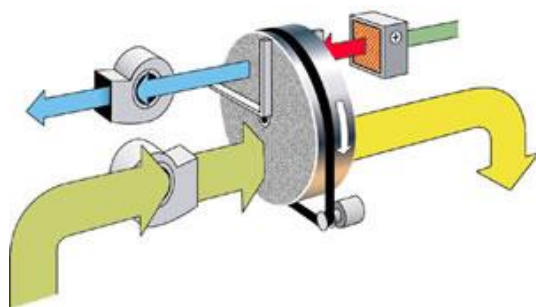
รูปที่ 5.12-8 แสดงส่วนประกอบของระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว

- **ส่วนดูดความชื้น (Collection Section)** จะดูดอากาศที่ต้องการลดความชื้นผ่านส่วนดูดความชื้น ที่มีสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ซึ่งไหลผ่าน Heat Exchanger ผึ่งเย็นและได้รับการถ่ายเทความเย็นจาก Heat Exchanger จนมีอุณหภูมิต่ำ พ่นกระจายเป็นละอองฝอยอยู่ในส่วนดูดความชื้น เมื่ออากาศที่ต้องการลดความชื้นสัมผัสกับสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ตัวสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ก็ดูดความชื้นในอากาศไว้พร้อมกับถ่ายเทความเย็นจากสารละลายให้แก่อากาศ จึงทำให้อากาศที่ผ่านส่วนดูดความชื้นมีคุณสมบัติแห้งและเย็น สารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ที่ดูดความชื้นไว้ก็จะไหลลงมายังถาดรองรับ และไหลวนจากด้านดูดความชื้นไปยังส่วนคายความชื้น (Regeneration Section)
- **ส่วนคายความชื้น (Regeneration Section)** จะมีปั๊มซึ่งทำหน้าที่ดูดสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ไหลผ่าน Heat Exchanger ผึ่งร้อน และได้รับการถ่ายเทความร้อนให้สารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) จนมีอุณหภูมิสูงขึ้น หลังจากนั้นจะพ่นเป็นละอองฝอยลงในด้านคายความชื้น และเครื่องจะดูดอากาศจากภายนอกมาผ่าน Pre-Heat Coil ของส่วนปั๊มความร้อน เพื่อทำให้อุณหภูมิของอากาศสูงขึ้น เมื่ออากาศจากภายนอกสัมผัสกับสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ด้านคายความชื้น อากาศจากภายนอกก็จะพาความชื้นที่เกาะอยู่ที่สารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ออกไปด้วย สารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ที่คายความชื้นออกก็จะไหลวนกลับไปยังด้านดูดความชื้นเพื่อทำการดูดความชื้นต่อไป
- **ส่วนปั๊มความร้อน (Heat Pump Section)** จะเป็นส่วนที่ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของน้ำยา R-22 เพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนและความเย็นให้แก่ Heat Exchanger ทั้งผึ่งร้อนและผึ่งเย็นซึ่งจะนำไปใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิและลดอุณหภูมิของสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) จึงเห็นได้ว่ากระบวนการต่างๆ ของระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวจะมีการใช้พลังงานหลักที่ส่วนปั๊มความร้อนเท่านั้น และได้นำคุณสมบัติด้านความเย็นและความร้อนไปใช้ให้เกิดประโยชน์อย่างเต็มที่ จึงทำให้มีการใช้พลังงานที่น้อยกว่าระบบอื่นๆ

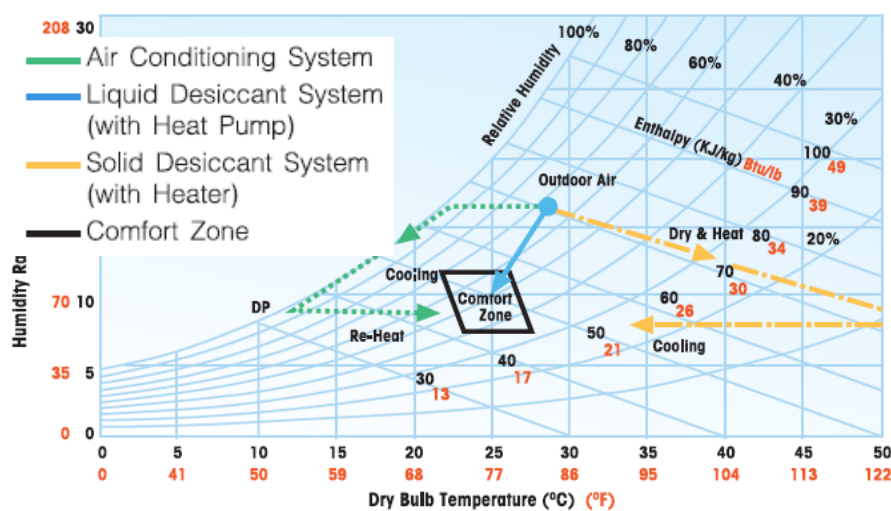
2. การใช้ทดแทนเทคโนโลยีเดิม ^{(2) (3)}

ในอดีตการออกแบบระบบควบคุมความชื้นในระดับต่ำกว่า 40% RH โดยมีอุณหภูมิของห้องปรับอากาศประมาณ 22 ± 1 °C มีความจำเป็นที่จะต้องใช้เครื่องลดความชื้น (Desiccant Dehumidifying Unit) ในการรักษาระดับความชื้นภายในห้องให้ได้ตามต้องการ เนื่องจากเครื่องปรับอากาศโดยทั่วไปไม่สามารถดึงความชื้นออกจากอากาศที่สถานะดังกล่าว ดังนั้นเครื่องปรับอากาศจึงทำหน้าที่ในการเก็บความร้อนสัมผัสของห้องเท่านั้น และความชื้นที่เกิดขึ้นทั้งหมดจะถูกกำจัดโดยเครื่องลดความชื้นแต่เพียงอย่างเดียว

เครื่องลดความชื้นแบบเดิมที่นิยมใช้กันจะเป็นชนิดกงล้อดูดความชื้น (Desiccant Wheel) ซึ่งมีการใช้สารดูดความชื้น อาทิเช่น LiCl หรือ Silica Gel และมีการใช้ Heater ซึ่งอาจเป็น Electric Heater หรือ Steam Heater ในการเพิ่มอุณหภูมิอากาศเพื่อไล่ความชื้นออกจากสารดูดความชื้น ซึ่งต้องใช้พลังงานสูงมาก และผลที่ตามมา คือ อากาศแห้งที่ส่งกลับสู่ห้องจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นมาก (เพิ่มประมาณ 15 – 20 °C จากอุณหภูมิห้อง) จึงทำให้การออกแบบเครื่องปรับอากาศจะต้องมีขนาดการทำความเย็นที่มากขึ้น เพื่อชดเชยภาระความร้อนที่เกิดขึ้นจากเครื่องลดความชื้น ดังนั้น เทคโนโลยีในการควบคุมความชื้นแบบเดิมจึงจำเป็นต้องสิ้นเปลืองพลังงานเป็นอย่างมาก (ดูรูป 5.12-9 และแผนภูมิ Psychrometric ในรูป 5.12-10)



รูปที่ 5.12-9 แสดงระบบลดความชื้นด้วยกังล้อดูดความชื้นซึ่งใช้ Electric Heater



รูปที่ 5.12-10 แผนภูมิ Psychrometric เปรียบเทียบสถานะอากาศสำหรับระบบควบคุมความชื้นแบบต่างๆ⁽³⁾ ในปัจจุบันได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีสำหรับเครื่องลดความชื้น และอุปกรณ์ลดความชื้นสำหรับเครื่องปรับอากาศ ซึ่งสามารถลดการใช้พลังงานลงได้อย่างมาก เทคโนโลยีใหม่ที่กล่าวถึงนี้คือ เครื่องลดความชื้นแบบสารดูดความชื้นเหลว (Liquid Desiccant) ซึ่งใช้สารดูดความชื้นชนิดสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ในการดึงความชื้นและลดอุณหภูมิของอากาศไปพร้อมกัน ข้อได้เปรียบอย่างหนึ่งของเทคโนโลยีนี้ คือ การออกแบบใช้งานร่วมกับระบบปั๊มความร้อนทำให้การใช้พลังงานของตัวเครื่องเหลือเพียง 1 ใน 3 เมื่อเปรียบเทียบกับเทคโนโลยีเดิม อากาศที่ผ่านการดึงความชื้นออกจะมีคุณสมบัติแห้งและเย็น มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิก่อนเข้าเครื่องลดความชื้นประมาณ 5-7 °C จึงทำให้น้ำขนาดของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทำความเย็นให้แก่ห้องมีขนาดเล็กลงได้ ซึ่งช่วยลดการใช้พลังงานของทั้งเครื่องลดความชื้นและเครื่องปรับอากาศลงได้อย่างมาก

3. ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

จากข้อมูลกรณีศึกษาในประเทศไทย⁽³⁾ เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวสามารถลดการใช้พลังงานในกระบวนการลดความชื้นได้ประมาณ 50% เมื่อเทียบกับระบบลดความชื้นเดิมที่ใช้กังล้อดูดความชื้น (Desiccant Wheel) และพลังงานไฟฟ้า (Electric Heater) หรือพลังงานความร้อน (Steam Heater) ในการไล่ความชื้นจากกังล้อดูดความชื้น (Regeneration)

จากข้อมูลผลการติดตั้งใช้งานของผู้จำหน่าย⁽²⁾⁽⁴⁾ ในการนำเทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวมาติดตั้งสำหรับห้องบรรจุอาหารอบแห้งที่ผ่านกระบวนการทำแห้งแบบ Vacuum Freeze Drying เพื่อควบคุมสถานะอากาศของห้องดังกล่าวให้มีความชื้นสัมพัทธ์ที่ต่ำมาก คือ 30% RH ที่อุณหภูมิห้อง 22.5 °C การเปรียบเทียบการลงทุนและการประหยัดพลังงานระหว่างระบบปรับอากาศและควบคุมความชื้นแบบเดิมกับแบบใหม่ ดังตารางต่อไปนี้

รายละเอียดงบประมาณการลงทุน	ร ะ บ บ Liquid Desiccant	ร ะ บ บ Desiccant Wheel	ส่วนต่าง
1. ระบบ Air-Cooled Split Type (บาท)	1,250,000 (25 TR)	1,750,000 (35 TR)	500,000
2. เครื่องลดความชื้น (บาท)	1,500,000	1,350,000	-150,000
งบประมาณการลงทุนทั้งหมด (บาท)	2,750,000	3,100,000	350,000
1. ระบบปรับอากาศ			
ขนาดทำความเย็นรวม (Ton)	25	35	10
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	37.5	52.5	15
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ใน 1 เดือน (kWh/เดือน)	27,000	37,800	10,800
ค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้า (บาท/เดือน)	74,250	103,950	29,700
2. ระบบควบคุมความชื้น			
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	25	70	45
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ใน 1 เดือน (kWh/เดือน)	18,000	50,400	32,400
ค่าใช้จ่ายด้านไฟฟ้า (บาท/เดือน)	49,500	138,600	89,100
รวมค่าใช้จ่ายไฟฟ้าทั้งหมด (บาท/เดือน)	123,750	242,550	118,800
รวมค่าใช้จ่ายไฟฟ้าทั้งหมด (บาท/ปี)	1,485,000	2,910,600	1,425,600

หมายเหตุ: คัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าที่ 2.75 บาท/kWh, 24 ชั่วโมง/วัน, 30 วัน/เดือน, 1.5 kW/TR จากตารางข้างต้นสามารถจะเห็นได้ว่าการใช้ระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว สามารถลดงบประมาณรวมในการลงทุนได้ประมาณ 10% – 15% รวมทั้งยังสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าได้มากถึง 50%

4. สภาพที่เหมาะสมกับการใช้เทคโนโลยี

เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวเหมาะสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมหรืออาคารปรับอากาศที่ต้องการควบคุมความชื้นในพื้นที่หรือกระบวนการผลิตให้อยู่ในช่วงความชื้นสัมพัทธ์ต่ำกว่า 40% RH เพื่อทดแทนระบบควบคุมความชื้นแบบกล้อดูดความชื้นที่มีการใช้พลังงานสูง

5. กลุ่มเป้าหมายการประยุกต์ใช้เทคโนโลยี

กลุ่มของโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้แก่

- โรงงานผลิตและบรรจุอาหารอบแห้ง
- โรงงานผลิตอาหารแช่แข็ง
- โรงงานผลิตภัณฑ์นม
- โรงงานผลิตยา
- โรงงานผลิตภัณฑ์พลาสติก
- โรงงานผลิตชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์
- โรงงานผลิตเคมีภัณฑ์
- ฯลฯ



รูปที่ 5.12-11 ระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวที่ติดตั้งในโรงงานผลิตยา ⁽⁴⁾

6. ราคาของเทคโนโลยี

ราคาของระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว จะขึ้นอยู่กับขนาดติดตั้งของระบบและประเภทการติดตั้งใช้งาน โดยจากข้อมูลกรณีศึกษาการติดตั้งในประเทศไทย ⁽²⁾ ค่าใช้จ่ายของการติดตั้งระบบจะอยู่ที่ประมาณ 400,000 – 600,000 บาทต่อขนาดอัตราการไหล 1,000 CFM

7. ระยะเวลาคืนทุนของเทคโนโลยี

จากข้อมูลจากกรณีศึกษาในต่างประเทศ ⁽¹⁾ และกรณีศึกษาการติดตั้งในประเทศไทย ⁽²⁾ เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวสามารถให้ผลประโยชน์ซึ่งมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 3 – 5 ปี

8. ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมต่ำอยู่ในระดับเดียวกับเครื่องปรับอากาศทั่วไป และสารลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ซึ่งเป็นสารดูดความชื้นเหลว เป็นสารที่มีความเป็นพิษต่อสิ่งแวดล้อมต่ำ (ระดับใกล้เคียงกับเกลือโซเดียมคลอไรด์)

9. ความแพร่หลายและศักยภาพการขยายผลในประเทศไทย

จากการตรวจสอบกับผู้จำหน่ายและฐานข้อมูลโรงงานอาคารควบคุมของ พพ. ประเมินการว่ามีการนำเทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวไปประยุกต์ใช้แล้วกับสถานประกอบการประมาณไม่เกิน 3% ของจำนวนสถานประกอบการที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้ (ประมาณ 40 แห่งจาก 1,218 แห่ง)

โดยเมื่อพิจารณากลุ่มเป้าหมายการใช้เทคโนโลยีนี้ ในกลุ่มอุตสาหกรรมและอาคารที่มีศักยภาพแล้วพบว่าเทคโนโลยีนี้สามารถขยายผลในสถานประกอบการที่มีการใช้พลังงานรวมกันประมาณ 472 ktoe ตามข้อมูลการใช้พลังงานของประเทศในปี 2549 ⁽⁵⁾ และจากการประมาณการในกรณีที่ 20% ของสถานประกอบการที่มีศักยภาพเหล่านี้นำเทคโนโลยีไปประยุกต์ใช้จะทำให้เกิดผลประหยัดพลังงานให้กับประเทศได้ปีละประมาณ 378 ล้านบาท

10. ตัวอย่างกรณีศึกษา ⁽³⁾

กรณีศึกษา:	โรงงานบริษัท โรงงานเภสัชกรรมแอตแลนติก จำกัด
ประเภทโรงงาน:	ผลิตยา
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวชนิดใช้ปั๊มความร้อน ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศของโรงงาน เพื่อควบคุมสภาพความดัน อุณหภูมิ และความชื้นของพื้นที่กระบวนการผลิต
เงินลงทุน:	600,000 บาท (เครื่องลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวชนิดใช้ปั๊มความร้อน ขนาด 1,650 CFM)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 40,248 kWh
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	110,688 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	-
ระยะเวลาคืนทุน:	5.4 ปี

กรณีศึกษา:	โรงงานบริษัท ดัชมิลล์ จำกัด
ประเภทโรงงาน:	ผลิตอาหารประเภทผลิตภัณฑ์นม
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวชนิดใช้ปั๊มความร้อน ทำงานร่วมกับระบบเติมอากาศควบคุมความชื้น (ฮีทปั๊ม) เพื่อควบคุมสภาพอุณหภูมิ และความชื้นภายในตู้ฉีดพลาสติกสำหรับผลิตบรรจุภัณฑ์ให้อยู่ในช่วงที่เหมาะสม
เงินลงทุน:	1,654,000 บาท (แบ่งเป็น ค่าเครื่องลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นขนาด 1,000 CFM 592,000 บาท, ค่าระบบเครื่องเติมอากาศ 476,000 บาท, ค่าติดตั้งงานระบบ และค่าอุปกรณ์อื่นๆ 586,000 บาท)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 207,360 kWh/ปี
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	570,240 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	-
ระยะเวลาคืนทุน:	2.9 ปี

11. แหล่งข้อมูลอ้างอิง

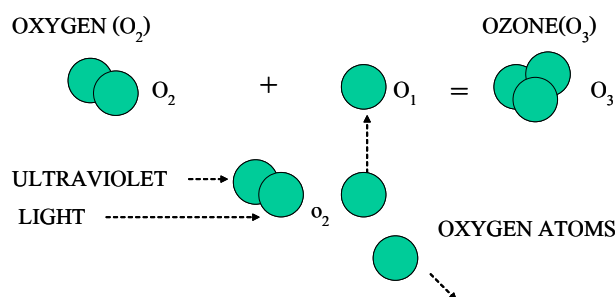
- (1) 1996 ASHRAE Handbook: HVAC System and Equipment, Chapter 22 Desiccant Dehumidification and Pressure Drying Equipment.
- (2) เอกสาร การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศและควบคุมความชื้นระดับต่ำโดยใช้เทคโนโลยีใหม่, บริษัท เนเชอรัล กรีน อินโนเวชั่น จำกัด
- (3) กรณีศึกษา 027 การใช้เครื่องลดความชื้นแบบสารดูดซึมเหลว (Liquid Desiccant Dehumidifier), กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2547
- (4) Newsletter, Dry-Cooling News, Spring 2004, Volume III, DryKor Inc.
- (5) รายงานพลังงานของประเทศไทยปี 2549, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน

5.12.3 เทคโนโลยีการบำบัดและปรับสภาพน้ำด้วยโอโซน (Ozone Water Treatment)

1. หลักการทำงานของเทคโนโลยี ⁽³⁾⁽⁴⁾

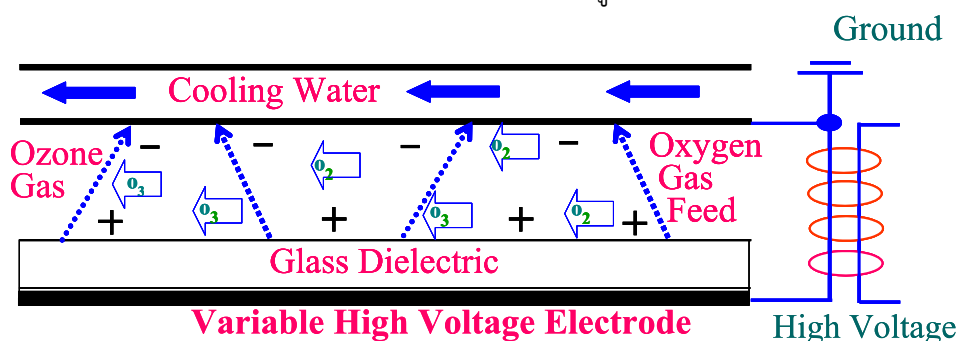
โอโซน คือ อะไร

โอโซนเป็นโมเลกุลที่ประกอบไปด้วยออกซิเจนสามอะตอม มีสัญลักษณ์ทางเคมีเป็น O_3 โอโซนเป็นก๊าซที่ไม่เสถียรและสลายได้ด้วยตัวเอง โดยปกติโอโซนจะเกิดขึ้นได้เองตามธรรมชาติจากการที่รังสีอัลตราไวโอเล็ตในแสงอาทิตย์ทำให้โมเลกุลของออกซิเจนในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ ที่ระดับความสูง 15-50 กิโลเมตรเหนือระดับน้ำทะเลแตกตัวออกเป็นอะตอมของออกซิเจนและไปทำปฏิกิริยารวมตัวกับออกซิเจนกลายเป็นโอโซน ดังแสดงในรูปที่ 5.12-12



รูปที่ 5.12-12 การเกิดโอโซนตามธรรมชาติ ⁽⁴⁾

นอกจากการเกิดขึ้นเองตามธรรมชาติแล้ว โอโซนยังสามารถเกิดขึ้นได้จากการผ่านอากาศแห้งและมีคุณสมบัติที่เหมาะสมเข้าไปยังสนามไฟฟ้าแบบ Corona Discharge ทำให้ออกซิเจนในอากาศบางส่วนแตกตัวเกิดอะตอมออกซิเจน ซึ่งจะรวมตัวกับออกซิเจนเกิดเป็นโอโซนได้ ดังแสดงในรูปที่ 5.12-13



รูปที่ 5.12-13 แสดงรูปแสดงการเกิดโอโซนจากสนามไฟฟ้าแบบ Corona Discharge ⁽⁴⁾

โอโซนมีคุณสมบัติที่สามารถเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันได้อย่างรุนแรง สามารถทำลายเซลล์เนื้อเยื่อของเชื้อโรคได้แบบเฉียบพลัน มีฤทธิ์ในการฆ่าเชื้อโรคได้เร็วกว่าคลอรีน 3,125 เท่า

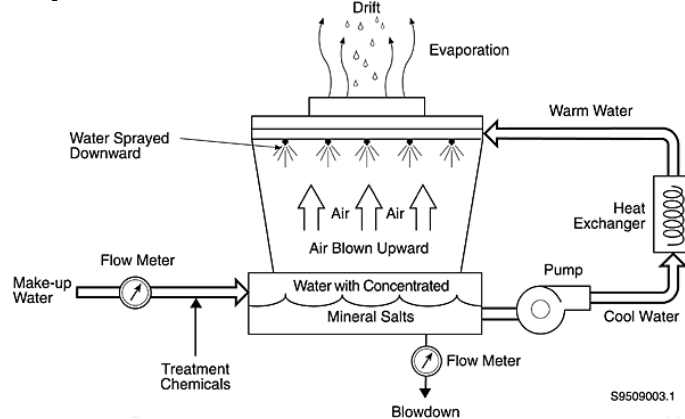
การประยุกต์ใช้โอโซน

โอโซนได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้ในงานด้านต่างๆ เช่น ใช้ปรับสภาพอากาศ เพื่อขจัดกลิ่นอับ และฆ่าเชื้อโรค ใช้ประกอบกับเครื่องทำน้ำดื่ม ใช้ประกอบการล้างผักผลไม้ และอาหารสด ใช้ในการแพทย์ เช่น ใช้ฆ่าเชื้อโรคในห้องผ่าตัด ใช้บำบัดน้ำในสระว่ายน้ำ ใช้ในกระบวนการซักผ้า รวมถึงใช้เพื่อฆ่าเชื้อโรคและปรับสภาพน้ำในระบบน้ำระบายความร้อนสำหรับระบบปรับอากาศและกระบวนการผลิต

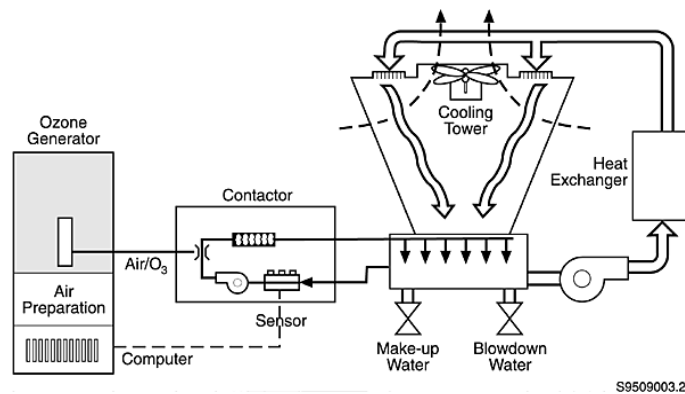
2. การใช้ทดแทนเทคโนโลยีเดิม

โอโซนสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในงานด้านการอนุรักษ์พลังงานในกระบวนการบำบัดและปรับสภาพน้ำ เพื่อลดค่าใช้จ่ายในการใช้สารเคมีเพื่อฆ่าเชื้อโรคหรือปรับสภาพน้ำ และลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ดังต่อไปนี้

- การใช้โอโซนในระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น เพื่อฆ่าเชื้อโรคและปรับสภาพน้ำซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการกัดกร่อนและตะกอนในระบบแทนการใช้สารเคมีในการปรับสภาพน้ำ ระบบโอโซนเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงในการฆ่าเชื้อโรคที่อยู่ในน้ำ ทำให้ลดการใช้สารเคมี และความจำเป็นในการโบล์ดาวน์เพื่อรักษาคุณภาพน้ำของระบบหอระบายความร้อน และที่สำคัญช่วยลดการเกิดตะกอนทำให้เพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของหอระบายความร้อน ส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นดีอยู่ตลอดเวลา ทำให้การใช้พลังงานของระบบการทำความเย็นลดลง

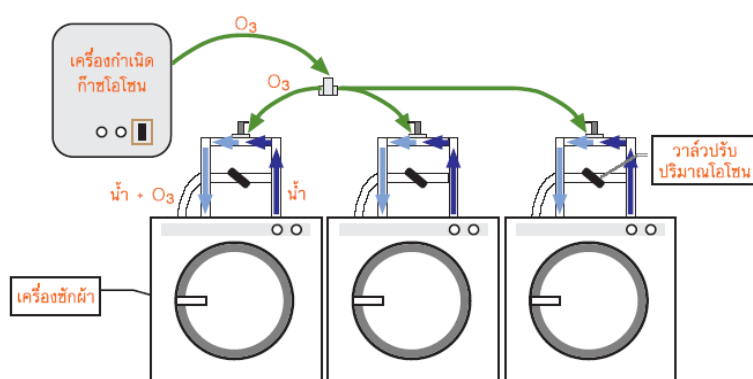


รูปที่ 5.12-14 แสดงการใช้สารเคมีและการโบล์ดาวน์ในระบบน้ำระบายความร้อนสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น ⁽¹⁾



รูปที่ 5.12-15 แสดงการใช้โอโซนในระบบน้ำระบายความร้อนสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น ⁽¹⁾

- การใช้โอโซนในกระบวนการซักผ้า ระบบโอโซนสามารถติดตั้งกับระบบเครื่องซักผ้าทดแทนการใช้ความร้อน และลดการใช้ผงซักฟอก ทำให้สามารถลดปริมาณการใช้น้ำ ผงซักฟอก สารเคมีและพลังงานที่ใช้ในการผลิตน้ำร้อนในระบบลงได้

รูปที่ 5.12-16 แสดงการใช้โอโซนในระบบเครื่องซักผ้า ⁽⁴⁾

3. ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

การใช้โอโซนในการบำบัดและปรับสภาพน้ำ มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานดังนี้

- **กรณีการใช้โอโซนในระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น**

จากข้อมูลการติดตั้งใช้งานระบบโอโซนกับระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นในประเทศสหรัฐอเมริกา⁽¹⁾ การใช้โอโซนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นเพิ่มขึ้นประมาณ 10%-20% ช่วยลดปริมาณการใช้สารเคมี ลดปริมาณการใช้น้ำ และการบำบัดน้ำทิ้ง ทั้งนี้ได้มีการสรุปแสดงผลการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายจากการติดตั้งโอโซนกับระบบระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นกับโรงงานอิเล็กทรอนิกส์ไว้ดังนี้

รายละเอียดค่าใช้จ่าย	การปรับสภาพด้วยเคมี	การปรับสภาพด้วยโอโซน	ผลประหยัด
ค่าไฟฟ้าของระบบปรับสภาพ	\$0	\$2,592	-\$2,592 (-100%)
ค่าสารเคมี	\$18,613	\$0	\$18,613 (100%)
ค่าแรงงาน	\$9,370	\$2,808	\$6,562 (70%)
ค่าใช้จ่ายจากการบำบัดน้ำทิ้ง	\$45,360	\$4,536	\$40,824 (90%)
ค่าก๊าซคลอรีน	\$6,120	\$0	\$6,120 (100%)
ค่าไฟฟ้าของระบบรวม	\$118,715	\$47,479	\$71,236 (60%)
รวมค่าใช้จ่ายต่อปี	\$198,168	\$57,415	\$140,753 (71%)

- **กรณีการใช้โอโซนในระบบซักผ้า**

จากข้อมูลการติดตั้งระบบโอโซนในระบบเครื่องซักผ้าขนาดใหญ่ในต่างประเทศ⁽²⁾⁽³⁾ และกรณีศึกษาในประเทศไทย⁽⁴⁾⁽⁵⁾ การใช้โอโซนสามารถให้ผลที่ชัดเจนในการลดขั้นตอนการซัก ปริมาณการใช้น้ำร้อน ปริมาณการใช้สารเคมีและผงซักฟอก ทำให้ลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงสำหรับผลิตน้ำร้อนในการกระบวนการซักได้ประมาณ 80% ลดปริมาณการใช้น้ำได้ประมาณ 5%-20% และลดปริมาณสารเคมีสำหรับซักล้างได้ประมาณ 5%-30% นอกจากนี้การซักผ้าที่ใช้น้ำอุณหภูมิต่ำลงยังส่งผลต่อคุณภาพของผ้าที่ซักด้วย จากข้อมูลการวิจัยการใช้ระบบโอโซนกับระบบเครื่องซักผ้าขนาดใหญ่กับโรงแรมแห่งหนึ่งในประเทศไทย⁽³⁾ ได้แสดงผลประหยัดไว้ดังนี้

ตารางที่ 5.12-1 แสดงตัวอย่างเปรียบเทียบขั้นตอนการซักผ้าก่อนและหลังติดตั้งระบบโอโซน⁽³⁾

ขั้นตอน	ก่อนติดตั้งระบบโอโซน	หลังติดตั้งระบบโอโซน
1	ซักล้างน้ำเปล่า (3 นาที)	-
2	ซักโดยใช้ผงซักฟอกและน้ำร้อน (20 นาที)	ซักโดยใช้ผงซักฟอกและน้ำโอโซน (15 นาที)
3	ซักล้างน้ำเปล่า (5 นาที)	ซักล้างน้ำโอโซน (3 นาที)
4	ซักล้างน้ำเปล่า (5 นาที)	ซักล้างน้ำโอโซน (3 นาที)
5	ซักล้างน้ำเปล่า (5 นาที)	-

ตารางที่ 5.12-2 แสดงตัวอย่างเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายและผลประโยชน์ในการติดตั้งระบบโอโซน⁽³⁾

พลังงานที่ประหยัดได้	ค่าใช้จ่ายก่อนติดตั้ง (บาท/ปี)	ค่าใช้จ่ายหลังติดตั้ง (บาท/ปี)	ค่าใช้จ่ายที่ลดลง (บาท/ปี)	ผลการประหยัด (%)
เคมีภัณฑ์	698,979	412,807	286,172	40.94
ค่าไฟฟ้า	471,061	229,948	241,113	51.18
ค่าก๊าซ LPG สำหรับทำน้ำร้อน	166,688	-	116,688	100
ค่าน้ำ	76,851	63,718	13,133	17.09
ค่าใช้จ่ายทั้งหมด	1,413,579	706,474	707,105	50.03

4. สภาพที่เหมาะสมกับการใช้เทคโนโลยี

เทคโนโลยีการบำบัดและปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนเหมาะสำหรับการติดตั้งใช้กับโรงงานอุตสาหกรรมหรืออาคารที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำเพื่อใช้ทดแทนระบบปรับสภาพน้ำด้วยสารเคมี และเหมาะกับการติดตั้งกับกระบวนการซักล้างของโรงงานหรืออาคารขนาดกลางถึงขนาดใหญ่ เพื่อทดแทนการใช้ผงซักฟอก สารเคมีและพลังงานความร้อน

5. กลุ่มเป้าหมายการประยุกต์ใช้เทคโนโลยี⁽⁸⁾

กลุ่มของโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ ได้แก่

- อุตสาหกรรมอาหาร เช่น โรงงานผลิตอาหารและเครื่องดื่ม
- อุตสาหกรรมสิ่งทอ ในกระบวนการซักฟอกย้อม
- โรงงานอุตสาหกรรมและอาคารที่ใช้เครื่องปรับอากาศ หรือระบบทำความเย็นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ
- อาคารโรงแรมและโรงพยาบาลขนาดใหญ่ ที่มีกระบวนการซักผ้า
- ฯลฯ

6. ราคาของเทคโนโลยี

ราคาของระบบการบำบัดและปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนจะขึ้นอยู่กับขนาดและประเภทของการติดตั้งใช้งาน โดยค่าใช้จ่ายของการติดตั้งระบบโอโซนสำหรับการปรับสภาพน้ำระบายความร้อน⁽¹⁾ จะอยู่ในช่วงประมาณ 850,000 – 2,500,000 บาท (\$25,000 - \$70,000) สำหรับหอระบายความร้อนขนาด 1,000 ตัน หรือเฉลี่ยประมาณ 1,250 บาท (\$36) ต่อตัน สำหรับราคาของระบบโอโซนตามกำลังผลิตสำหรับช่วง 10 ถึง 3,700 กรัม/ชม. จะมีราคาอยู่ในช่วง 340,000 ถึง 10,200,000 บาท (\$10,000 - \$300,000)

7. ระยะเวลาคืนทุนของเทคโนโลยี	
จากข้อมูลกรณีศึกษาการติดตั้งใช้เทคโนโลยีการบำบัดและปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนในประเทศไทย ⁽¹⁾ แสดงผลประหยัดซึ่งมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 3 – 5 ปี	
8. ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม	
เทคโนโลยีการบำบัดและปรับสภาพน้ำด้วยโอโซน ช่วยควบคุมคุณภาพน้ำระบายความร้อน ทำให้ลดความถี่และปริมาณการใช้สารเคมีและน้ำเพื่อล้างทำความสะอาดระบบน้ำระบายความร้อน การใช้โอโซนในระบบซักผ้าช่วยลดปริมาณการใช้น้ำ ลดปริมาณการใช้ผงซักฟอก สารเคมี และทำให้น้ำทิ้งจากกระบวนการซักผ้ามีคุณภาพที่ดีขึ้นเป็นผลดีต่อสิ่งแวดล้อม	
9. ความแพร่หลายและศักยภาพการขยายผลในประเทศไทย	
จากการตรวจสอบกับผู้จำหน่ายและฐานข้อมูลโรงงานอาคารควบคุมของ พพ. ประมาณการว่ามีการนำเทคโนโลยีการบำบัดและปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนไปประยุกต์ใช้แล้วกับสถานประกอบการประมาณไม่เกิน 1% ของจำนวนสถานประกอบการที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้ (ประมาณ 11 แห่งจาก 2,972 แห่ง) โดยเมื่อพิจารณากลุ่มเป้าหมายการใช้เทคโนโลยีนี้ ในกลุ่มอุตสาหกรรมและอาคารที่มีศักยภาพแล้วพบว่าเทคโนโลยีนี้สามารถขยายผลในสถานประกอบการที่มีการใช้พลังงานรวมกันประมาณ 450 ktoe ตามข้อมูลการใช้พลังงานของประเทศในปี 2549 ⁽⁵⁾ และจากการประมาณการในกรณีที่ 2-0% ของสถานประกอบการที่มีศักยภาพเหล่านี้นำเทคโนโลยีไปประยุกต์ใช้จะทำให้เกิดผลประหยัดพลังงานให้กับประเทศได้ปีละประมาณ 1,441 ล้านบาท	
10. ตัวอย่างกรณีศึกษา ⁽¹⁾	
กรณีศึกษา:	โรงงานบริษัท ชิงเดนเกิน (ประเทศไทย) จำกัด
ประเภทโรงงาน:	ผลิตชิ้นส่วนรถจักรยานยนต์
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งระบบโอโซน เพื่อปรับสภาพน้ำในระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น
เงินลงทุน:	410,250 บาท (ระบบโอโซนขนาดกำลังผลิตก๊าซโอโซน 20 กรัม/ชม.)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 48,260 kWh/ปี
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	93,756 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	200,000 บาท/ปี (ค่าล้างทำความสะอาดคอนเดนเซอร์)
ระยะเวลาคืนทุน:	1.4 ปี
กรณีศึกษา:	โรงแรมโซฟิเทล เซ็นทรัล หัวหิน
ประเภทอาคาร:	โรงแรมขนาดใหญ่
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งติดตั้งระบบผลิตก๊าซโอโซนเพื่อทำงานร่วมกับเครื่องซักผ้าเดิมจำนวน 6 เครื่องของโรงแรม
เงินลงทุน:	1,800,000 บาท (ระบบโอโซนสำหรับเครื่องซักผ้า 6 ชุดขนาดซักผ้ารวม 387 ปอนด์)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 31,965 kWh/ปี, LPG 13,671 kg/ปี
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	270,300 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	347,000 บาท/ปี
ระยะเวลาคืนทุน:	2.9 ปี

11. แหล่งข้อมูลอ้างอิง

- (1) Federal Technology Alert: Ozone Treatment for Cooling Towers, The New Technology Demonstration Program, U.S. Department Of Energy, 1998.
- (2) Ozone in Laundry: Measurable Economic Benefits, American Laundry News, July 2007.
- (3) จันทนา กุญชรรัตน์, ไพรวลัย เชียงหลิว, การใช้เทคโนโลยีระบบโอโซนเพื่อการประหยัดพลังงานในเครื่องซักผ้าขนาดใหญ่ (Ozone for Energy Saving in Laundry System), การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1, 11-13 พฤษภาคม 2548
- (4) กรณีศึกษา 029 การทำความสะอาดและปรับสภาพน้ำโดยใช้โอโซน (Ozone for Water Treatment), กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2547
- (5) รายงานพลังงานของประเทศไทยปี 2549, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน

5.12.4 เทคโนโลยีระบบปรับอากาศแบบ VRF (VRV)

1. แนวคิดและหลักการทำงาน

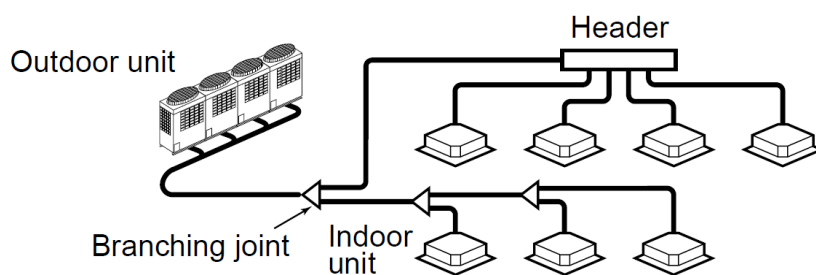


รูปที่ 5.12-17 ตัวอย่างระบบ VRV (Variable refrigerant volume)

ระบบปรับอากาศแบบ VRF (Variable refrigerant flow system) ได้ถูกออกแบบขึ้นในประเทศญี่ปุ่นเมื่อ 20 กว่าปีที่ผ่านมาและได้ขยายออกมสู่ประเทศต่างๆ ทั้งในประเทศสหรัฐอเมริกา ยุโรป และประเทศอื่นๆ ทั่วโลก ในประเทศญี่ปุ่นเองมีการใช้ระบบ VRF ประมาณ 50% ของอาคารพาณิชย์ขนาดกลาง (พื้นที่ไม่เกิน 6,500 ตารางเมตร) และประมาณ 33% ของอาคารพาณิชย์ขนาดใหญ่ (พื้นที่มากกว่า 6,500 ตารางเมตร) ถึงแม้ว่าระบบ VRF ในบางประเทศเช่นประเทศสหรัฐอเมริกายังเพิ่มเริ่มต้นมีการใช้ระบบนี้ไม่กี่ปีที่ผ่านมาแต่ก็มีแนวโน้มเติบโตและมีการใช้มากขึ้นบริษัทผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศจากประเทศต่างๆ ก็มีการพัฒนาระบบ VRF ภายใต้ชื่อทางการค้าของตนเองออกมา

บริษัทผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศ	ชื่อทางการค้า
DAIKIN	VRV
HITACHI	SET FREE
SAMSUNG	DVM
MIDEA	MDV
TRANE	TVR
LG	MULTI V
YORK (JOHNSON AND CONTROL)	VRF
CARRIER (TOSHIBA)	VRF
FUJITSU	VRF

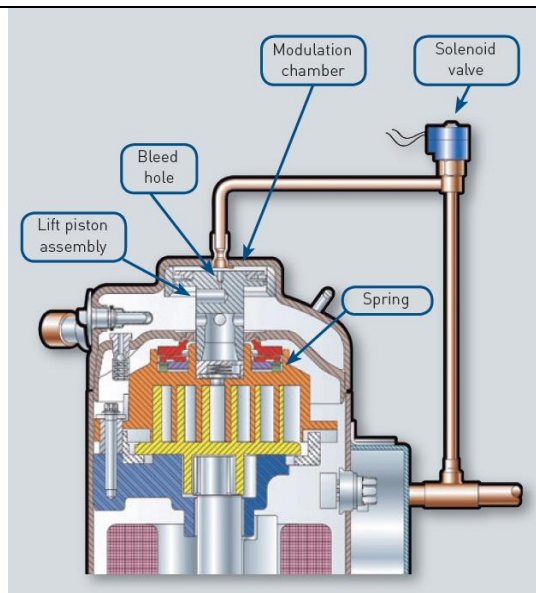
คนที่ทำงานกับเครื่องปรับอากาศโดยส่วนใหญ่ ไม่ว่าจะเป็นผู้ใช้ ผู้ออกแบบ ผู้ติดตั้ง ผู้ดูแลรักษา ค่อนข้างคุ้นเคยระบบแบบแยกส่วน Split type หรือไม่กี่ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ หรือ Chiller system สำหรับความหมายของระบบ VRF อาจพิจารณาได้ว่าเป็นแบบ Split type ที่มี Evaporator หรือ Fan Coil Unit หลายตัว ต่ออยู่กับ Condensing Unit ตัวเดียว



รูปที่ 5.12-18 การเชื่อมต่อระหว่าง condensing unit และ evaporators

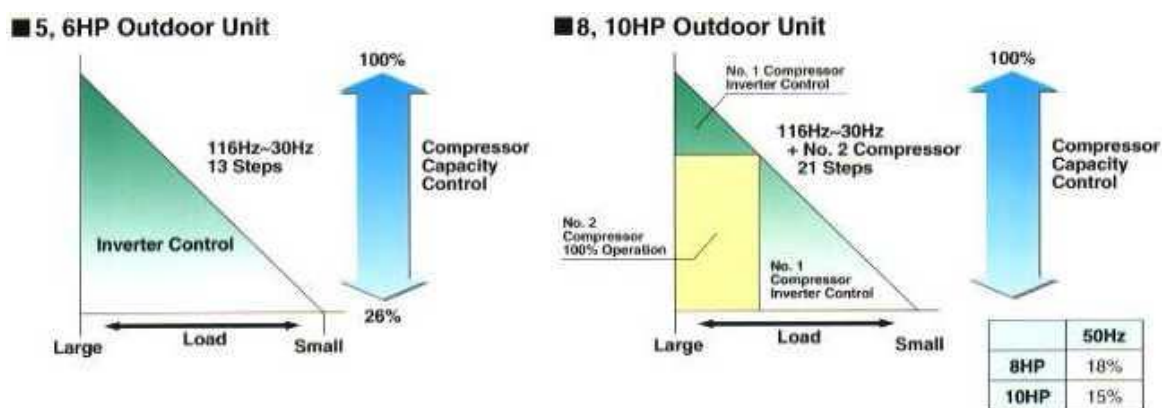
ถ้าเปรียบเทียบระหว่าง ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ กับ ระบบ VRF จะพบว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์จะต้องอาศัยทั้งระบบท่อน้ำและระบบท่อลม ในการหมุนเวียนถ่ายเทความร้อนออกจากอาคาร ในขณะที่ VRF จะใช้การอาศัยระบบน้ำยาโดยตรง ในการหมุนเวียนถ่ายเทความร้อนออกจากอาคาร แต่ทั้งนี้ระบบเองก็จะต้องใช้ระบบท่อน้ำยาและการควบคุมที่ซับซ้อนกว่า

คำว่า Variable Refrigerant Volume หมายถึงการที่ระบบจะต้องสามารถควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยาไปยัง evaporator แต่ละตัวได้อย่างอิสระ ซึ่งจะทำให้ระบบปรับอากาศ ทำงานได้หลายสภาวะในขณะเดียวกัน ขึ้นกับพื้นที่และการใช้งาน ตัวอย่างเช่นพื้นที่ที่ต้องการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นที่แตกต่างกัน หรือพื้นที่สองโซนทำงานพร้อมกัน โดยโซนหนึ่งต้องการความร้อน อีกโซนหนึ่งต้องการความเย็น อีกทั้งยังสามารถนำความร้อนและความเย็นมาแลกเปลี่ยนกันได้อีกด้วย การควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยาโดยใช้ variable speed compressor เป็นหัวใจสำคัญของการทำงานของระบบ VRF



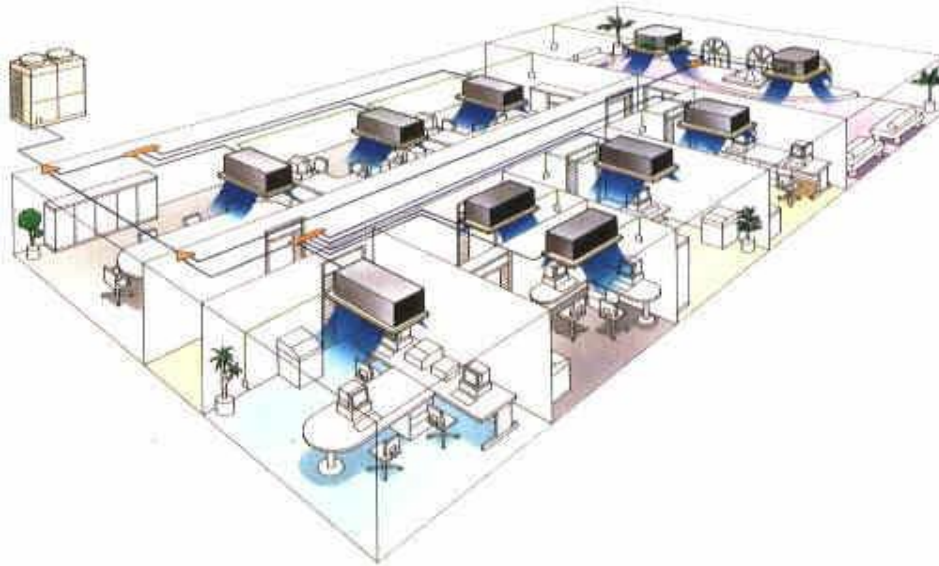
รูปที่ 5.12-19 ตัวอย่างเทคโนโลยี Variable Speed Compressor

การปรับเปลี่ยนระดับการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ระบบ VRF ซึ่งเป็นระบบหลักของเครื่องระบบนี้ ทำงานผ่านอุปกรณ์ที่เรียกว่า Variable speed compressor ทำให้ คอมเพรสเซอร์ ของระบบนี้ สามารถปรับเปลี่ยนการทำงานเป็นขั้นๆ ตามภาระการทำความเย็นที่ต้องการ โดยตัวอย่างของผู้ผลิตรายหนึ่ง เริ่มต้นจากรุ่นเล็กซึ่งมีขนาด 6 แรงม้า (ประมาณ 5 ตัน ความเย็น) สามารถควบคุม การทำงานขึ้นลงได้ 13 ขั้น ส่วนในรุ่นใหญ่ขนาด 10 แรงม้า (ประมาณ 9 ตันความเย็น) สามารถ ควบคุมรอบ การทำงานของคอมเพรสเซอร์ได้ 21 ขั้น



รูปที่ 5.12-20 ตัวอย่างการปรับเปลี่ยนระดับการทำงานของคอมเพรสเซอร์

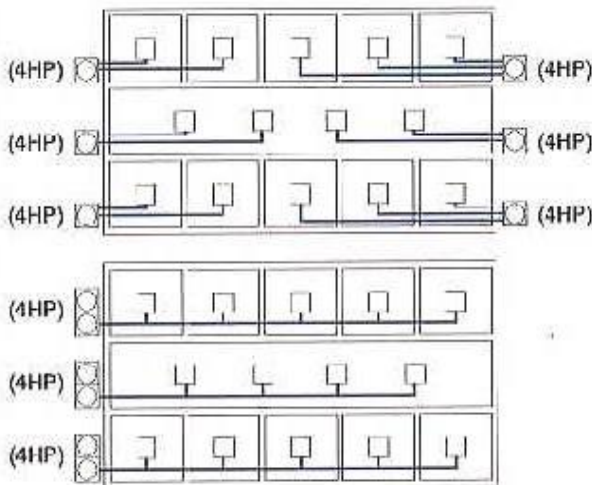
อุปกรณ์ท่อแบ่งจ่ายน้ำยา (Refrigerant piping) เป็นอุปกรณ์เสริมที่ทำให้สามารถเดินท่อน้ำยาแบบรวมท่อหรือแยกท่อได้เหมือนการเดินระบบท่อน้ำประปา ทำให้ การติดตั้ง ท่อน้ำยาปรับอากาศ สะดวก ประหยัด และ ยืดหยุ่น กว่าเดินท่อน้ำยาในระบบเดิม ทำให้ระบบนี้ สามารถติดตั้ง FCU หลายชุด กับ CDU เพียงตัวเดียวได้



รูปที่ 5.12-21 การเดินท่อน้ำยาระหว่าง FCU และ CDU



รูปที่ 5.12-22 อุปกรณ์ท่อแบ่งจ่ายน้ำยา (REFRIGERANT PIPING)



Split type
conventional

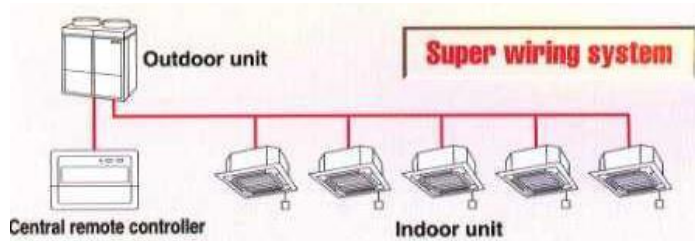
VRF piping

รูปที่ 5.12-23 การเดินท่อน้ำยาระหว่าง CONVENTIONAL SPLIT TYPE และ VRF SYSTEM

ผู้ใช้งานสามารถเลือกใช้อุปกรณ์ FCU หรือ Indoor Units หลายชนิด ได้ตามความเหมาะสม เช่น แบบฝังฝ้าเพดาน (Ceiling Mounted Cassette), แบบซ่อนในฝ้าเพดาน (Ceiling Mounted Duct Type และ Ceiling Mounted Built-in Type), แบบแขวนใต้ฝ้า (Ceiling Suspended Type), แบบติดผนัง (Wall Mounted Type), แบบตั้งพื้นภายนอก (Floor Stand Type), แบบตั้งพื้นชนิดซ่อน (Concealed Floor Stand Type)

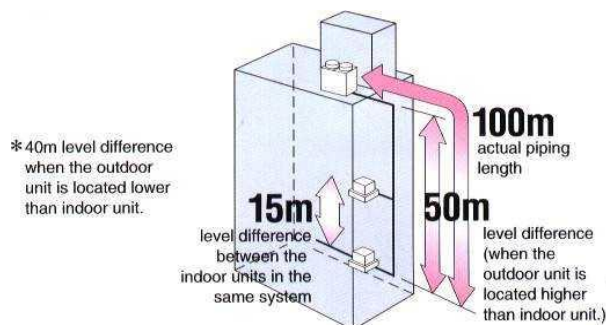
เพื่อให้เกิดความหลากหลายในการใช้งาน

การควบคุมของระบบ VRF จะใช้ Wiring System ลักษณะจะเป็นสายสัญญาณที่ต่อกันในรูปแบบอนุกรมจากเครื่อง FCU เข้าหากันแล้วต่อเข้าเครื่อง CDU การต่ออุปกรณ์ควบคุมสามารถต่อกับ CDU เพียงจุดเดียวจะสามารถควบคุมการทำงานของระบบทั้งหมดได้ (รายละเอียดเกี่ยวกับระบบควบคุมการทำงาน มีข้อปลีกย่อยอีกมาก สามารถ ศึกษาได้จากเอกสารของผู้ผลิตแต่ละราย) ระบบควบคุมการทำงานและแจ้งความผิดพลาดในการทำงานของเครื่องตั้งแต่การตรวจสอบความผิดพลาดในการต่อเชื่อมสายเคเบิลความผิดพลาดในการเดินท่อน้ำยาปรับอากาศ และในบางผลิตภัณฑ์สามารถเชื่อมต่อระบบควบคุมนี้ เข้ากับระบบบริหารอาคาร (BMS) ส่วนกลางได้ด้วย



รูปที่ 5.12-24 ระบบ WIRING ของการควบคุมระหว่าง FCU และ CDU

การแก้ปัญหาเรื่องระบบน้ำมันหล่อลื่นระบบ VRF มีการพัฒนาและแก้ไขปัญหาเรื่องระบบน้ำมันหล่อลื่นในคอมเพรสเซอร์ ทำให้สามารถวางท่อน้ำยาทำความเย็นได้ไกลกว่าการวางท่อน้ำยาในระบบเดิมมาก ดังในภาพเป็นตัวอย่างของผลิตภัณฑ์หนึ่งซึ่งระยะห่างของระหว่าง CDU (Outdoor Unit) กับ FCU (Indoor Unit) ในระบบแบบนี้ มีระยะทางสูงสุดเท่ากับ 100 เมตร ระดับแตกต่างระหว่าง Outdoor Unit กับ Indoor Unit เท่ากับ 50 เมตร ระดับแตกต่างของ Indoor Unit แต่ละชุดในระบบเดียวกันเท่ากับ 15 เมตร (ทั้งนี้ในแต่ละผลิตภัณฑ์อาจมีข้อจำกัดในส่วนนี้แตกต่างกัน ซึ่งผู้ออกแบบและผู้ใช้จะต้องศึกษาข้อมูลจากผู้ผลิตแต่ละราย)



รูปที่ 5.12-25 ตัวอย่าง ระยะห่างระหว่าง CDU และ FCU

2. ข้อเปรียบเทียบระบบปรับอากาศ			
ลักษณะการเปรียบเทียบ	ระบบ split type แบบ constant refrigerant flow system	ระบบ water cooled chiller system	ระบบ VRF Variable refrigerant flow system
อุปกรณ์และการใช้พื้นที่	ต้องมีพื้นที่วาง FCU โดยสามารถกระจายไปเป็นจุดย่อย หรืออาจต่อเป็นท่อลมจากเครื่อง FCU ก็ได้ ต้องมีพื้นที่วาง CDU ตำแหน่งจะต้องอยู่ใกล้ FCU	ต้องมีพื้นที่วาง FCU โดยสามารถกระจายไปเป็นจุดย่อย หรืออาจต่อเป็นท่อลมจากเครื่อง FCU ก็ได้ ต้องมีพื้นที่วาง chiller cooling tower และปั๊มน้ำส่วนกลาง	ต้องมีพื้นที่วาง FCU โดยสามารถกระจายไปเป็นจุดย่อย หรืออาจต่อเป็นท่อลมจากเครื่อง FCU ก็ได้ พื้นที่วาง CDU รวมเป็นจุดใหญ่จุดเดียว หรือแบ่งเป็นโซน
การวางอุปกรณ์แต่ละส่วน	ระยะห่างของ FCU กับ CDU ได้ประมาณ 15 เมตร	ระยะห่างระหว่าง FCU, chiller, cooling tower อยู่ห่างกันได้มาก เนื่องจากใช้ระบบปั๊มน้ำและต้องใช้ระบบท่อน้ำเย็นในการทำงาน ซึ่งระบบท่อน้ำเย็นมักมีขนาดใหญ่ และต้องการพื้นที่ติดตั้งมากในอาคาร	ระยะห่างระหว่าง FCU, CDU อยู่ห่างกันได้มาก เนื่องจากใช้ระบบ variable speed compressor ไม่ต้องใช้ระบบท่อน้ำเย็นในการทำงาน ส่วนระบบท่อน้ำยาที่ต้องเดินในอาคารมีขนาดเล็ก และต้องการพื้นที่ติดตั้งน้อยกว่าระบบท่อน้ำ
การถ่ายเทความร้อน	การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นในขั้นตอนเดียวระหว่างน้ำยาทำความเย็นและอากาศ	การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นสองขั้นตอนประกอบไปด้วย 1) ขั้นตอนระหว่างน้ำยาทำความเย็นและน้ำเย็น 2) ขั้นตอนระหว่างน้ำเย็นและอากาศ ส่งผลต่อความสูญเสียของพลังงาน	การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นในขั้นตอนเดียวระหว่างน้ำยาทำความเย็นและอากาศ
ผลกระทบต่อรูปแบบสถาปัตยกรรมภายนอก	ต้องมีสถานที่เปิดโล่งหรือมีเกล็ดระบายอากาศ ทุกตำแหน่งของการติดตั้ง CDU ซึ่งกระจายไปทั่วอาคาร	ไม่จำเป็นต้องมีสถานที่เปิดโล่งหรือมีเกล็ดระบายอากาศ ทุกตำแหน่งของการติดตั้ง CDU ซึ่งกระจายไปทั่วอาคาร	ต้องมีสถานที่เปิดโล่งหรือมีเกล็ดระบายอากาศ ทุกตำแหน่งของการติดตั้ง CDU ซึ่งกระจายไปทั่วอาคารแต่จำนวนของ CDU จะ

		แต่จำเป็นต้องมีห้องเครื่องสำหรับ chiller, ระบบปั๊มน้ำ, ที่ตั้งของ cooling tower	น้อยกว่าในกรณีของระบบ split type แบบ constant refrigerant flow system อยู่มาก
การทำงานของ part load ของอุปกรณ์ทำความเย็น	การทำงานของ CDU เป็นแบบ on/off control ไม่สามารถทำงานแบบขั้นได้ แบ่งส่วนการทำงานโดยกระจาย FCU ไปในพื้นที่ที่ต้องการเหมาะสำหรับการใช้งานที่มีการเปิดปิดระบบปรับอากาศไม่พร้อมกันและการควบคุมอุณหภูมิไม่เท่ากันในแต่ละส่วน	Chiller ในระบบ constant water flow ทำงาน part load ไม่ได้ ต้องเปิดหรือปิดอย่างเดียว ในขณะที่ Chiller ในระบบ variable water flow ทำงาน part load ได้แต่น้อยขึ้น แบ่งส่วนการทำงานโดยกระจาย FCU หรือ AHU ไปในพื้นที่ที่ต้องการเหมาะสำหรับการใช้งานที่มีการเปิดปิดระบบปรับอากาศพร้อมกัน	การทำงานของ CDU เป็นแบบ variable speed control สามารถทำงานแบบขั้นได้แบ่งส่วนการทำงานโดยกระจาย FCU ไปในพื้นที่ที่ต้องการเหมาะสำหรับการใช้งานที่มีการเปิดปิดระบบปรับอากาศไม่พร้อมกันและการควบคุมอุณหภูมิไม่เท่ากันในแต่ละส่วน
การแบ่งช่วงการติดตั้งระบบ	สามารถแบ่งการติดตั้งระบบเป็นส่วนๆ ได้ตามการเปิดใช้งานของอาคาร	ต้องติดตั้งระบบทั้งหมดในครั้งเดียว	สามารถแบ่งการติดตั้งระบบเป็นส่วนๆ ได้ตามการเปิดใช้งานของอาคาร
การควบคุมอุณหภูมิในส่วนพื้นที่ปรับอากาศ	ตัดการทำงานของ CDU ถ้าอุณหภูมิถึงจุดที่ต้องการและจะเริ่มทำงานอีกครั้งเมื่อเวลาผ่านไปไม่น้อยกว่า 3 นาทีการทำงานของ CDU เป็นแบบรอบการหมุนคงที่	ต้องใช้ระบบ VAV (variable air volume) เข้ามาช่วยในการควบคุมปริมาณอากาศที่ไหลเข้าพื้นที่ใช้งาน	ทำงานร่วมกันระหว่าง FCU และ CDU สามารถควบคุมอุณหภูมิในแต่ละพื้นที่ได้แตกต่างกันการทำงานของ CDU เป็นแบบ variable speed compressor
การใช้งานและการบำรุงรักษา	มีจำนวนอุปกรณ์ที่ต้องดูแลรักษาน้อยสามารถใช้ช่างเครื่องปรับอากาศทั่วไปในการซ่อมบำรุง	มีจำนวนอุปกรณ์ที่ต้องดูแลรักษามากและต้องใช้ช่างเครื่องปรับอากาศที่มีความรู้เฉพาะในการซ่อมบำรุง	มีจำนวนอุปกรณ์ที่ต้องดูแลรักษาน้อยแต่ยังคงต้องใช้ช่างเครื่องปรับอากาศที่มีความรู้เฉพาะในการซ่อมบำรุง

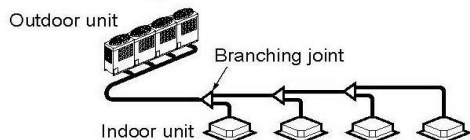
3. ประโยชน์ของระบบ VRF

การติดตั้ง : ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ หรือ Chiller system มีการใช้ Water chiller ซึ่งเป็นอุปกรณ์หนัก และต้องการการยกด้วยปั้นจั่น ส่วนระบบ VRF เป็นอุปกรณ์ที่มีน้ำหนักเบามากกว่า ไม่ว่าจะเป็น condensing unit หรือ evaporator การขนย้ายแต่ละ unit ทำได้ง่ายกว่า ในกรณีที่ต่อระบบที่มี capacity มาก เช่นหลายร้อยตันความเย็น ก็สามารถทำได้โดยใช้ unit ย่อยมาทำงานต่อเนื่องกัน แต่ละระบบเป็นระบบน้ำยาที่สามารถควบคุมได้โดยอิสระ แต่ใช้ระบบควบคุมร่วมกัน ซึ่งมีประโยชน์ในกรณีที่อาคารมีภาระความร้อนไม่เต็มพิกัด (part load) หรือมีการใช้อาคารในบางพื้นที่ไม่ทั้งหมด การปรับน้ำยาสามารถทำให้ระบบมีความเหมาะสมกับแต่ละพื้นที่ได้ ซึ่งมีความคล้ายคลึงกับระบบ VAV (variable air volume system) ที่ทำงานร่วมกับระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ และยังคงใช้แนวคิดในการถ่ายเทความร้อนโดยผ่านระบบท่อน้ำและระบบท่อลม การที่ระบบ VRF มีน้ำหนักเบา ทำให้โครงสร้างที่ต้องรองรับ มีขนาดเล็กลง ไม่ต้องมีการใช้ท่อลมสำหรับการจ่ายลมเย็น แต่ยังคงมีการใช้ท่อลมสำหรับการระบายอากาศระบบ VRF มีความเหมาะสมสำหรับการปรับปรุง หรือติดตั้งเครื่องปรับอากาศสำหรับอาคารเก่าหรืออาคารที่ต้องมีการอนุรักษ์เพราะทำให้เกิดผลกระทบต่อโครงสร้างเดิมน้อยกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ ซึ่งต้องมีพื้นที่ในการวาง water chiller, พื้นที่ในการวาง AHU, และการเดินท่อลม อย่างไรก็ตามเนื่องจากการที่ต้องใช้การเดินท่อน้ำยาจำนวนมากในอาคาร การเดินท่อดังกล่าวต้องการช่างติดตั้งที่มีทักษะการทำงานที่สูง เพื่อให้ได้งานติดตั้งที่มีคุณภาพและไม่มีปัญหาในการทำงานต่างๆ เช่น การรั่ว เกิดขึ้น

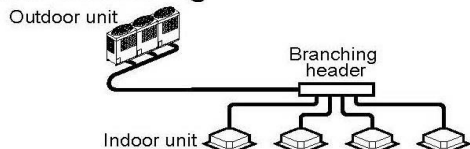
◆ Shortest route design by free branching

Combination of line and header branching is highly flexible. This follows for the shortest design route possible, thereby saving on installation time and cost. Line/header branching after header branching is only available with TOSHIBA Super MMS.

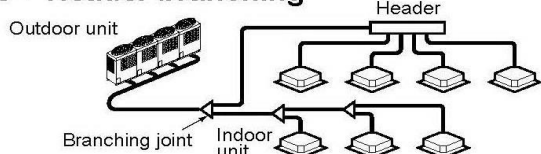
Line branching



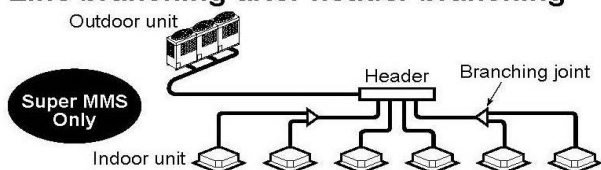
Header branching



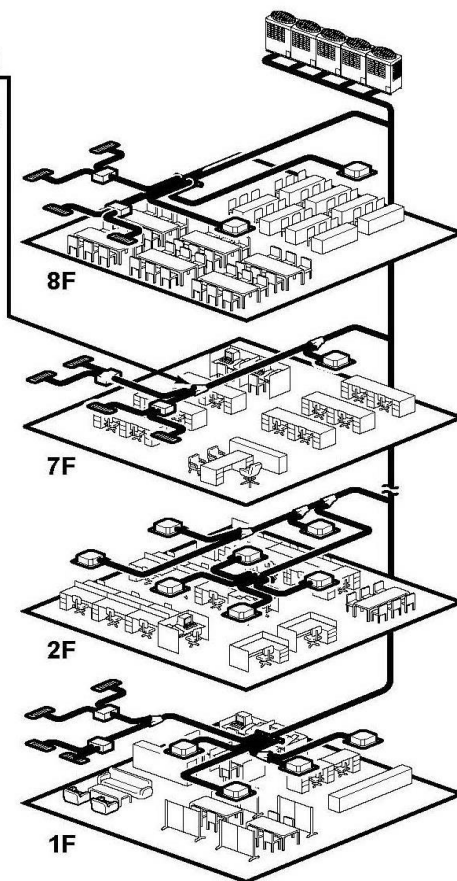
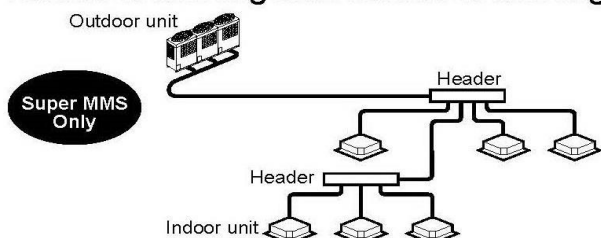
Line + Header branching



Line branching after header branching

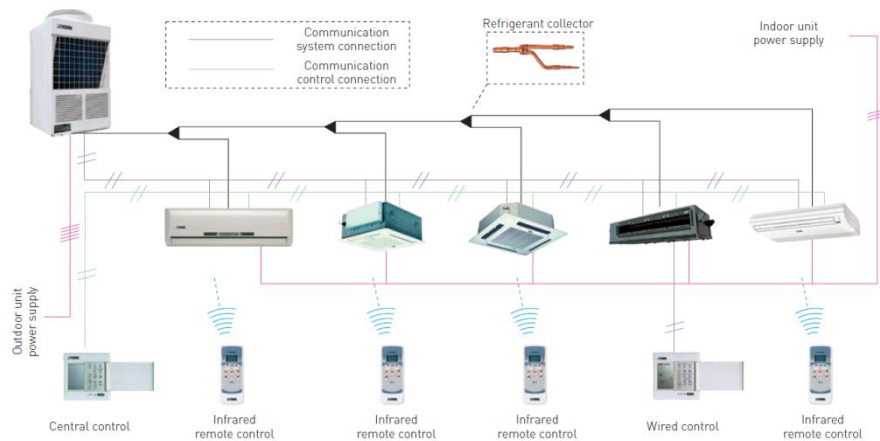


Header branching after header branching



รูปที่ 5.12-26 ตัวอย่างการติดตั้งระบบ VRF

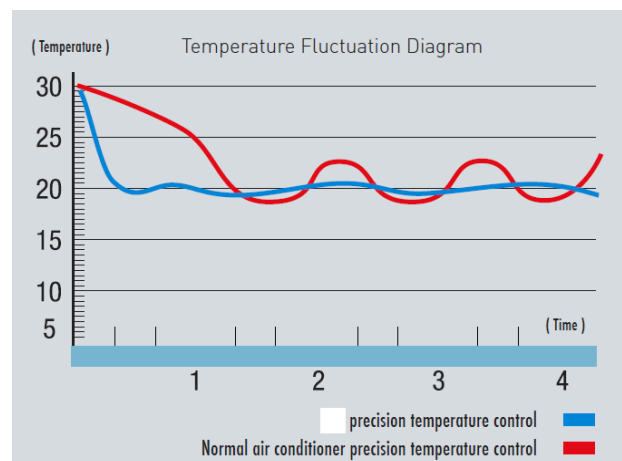
ความยืดหยุ่นในการออกแบบ : condensing unit 1 ตัวสามารถทำงานได้กับ evaporator ได้หลายตัว (ข้อมูลเรื่องจำนวน สอบถามได้จากบริษัทผู้ผลิต) โดยที่ evaporator หรือ fan coil unit อาจมีได้หลายรูปแบบ เช่น แบบติดผนัง แบบแขวนใต้ฝ้า แบบตั้งพื้น การเพิ่มเติมระบบสามารถทำได้ง่ายกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์



รูปที่ 5.12-27 การทำงานร่วมกันระหว่าง CDU 1 unit กับ FCU หลาย unit ที่มีความหลากหลาย

การดูแลรักษาและซ่อมบำรุง : ถึงแม้ว่าระบบจะมีความซับซ้อนเรื่องการควบคุมน้ำยาแต่เป็นความซับซ้อนภายในวงจรควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เท่านั้น ในแง่ผู้ใช้ ผู้ติดตั้ง ผู้ดูแลรักษา ระบบ VRF จะมีลักษณะที่คล้ายกับระบบ split type มาก ซึ่งมีความซับซ้อน อุปกรณ์ที่น้อยกว่า และการดูแลรักษาที่ประหยัดกว่า ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ การดูแลรักษาพื้นฐานก็จะเหมือนกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนทั่วไป เช่น การเปลี่ยนแผ่นกรอง การทำความสะอาด coil ความแตกต่างที่ชัดเจนคือไม่มีระบบท่อน้ำเย็น ไม่ต้องมีการทำ water treatment อย่างไรก็ตามการดูแลรักษาสำหรับระบบควบคุมและอิเล็กทรอนิกส์อาจจะต้องพึ่งพาบริษัทผู้ผลิตทั้งในแง่ service และ spare part

การควบคุมอุณหภูมิและความชื้น : ระบบ VRF สามารถควบคุมโซนหลายๆ โซนที่ต้องการความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้นได้ เนื่องจากระบบใช้ VARIABLE SPEED COMPRESSOR ทำให้สามารถควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยา ความแม่นยำในการควบคุมอุณหภูมิอยู่ในช่วง $\pm 1 \text{ DEG F}$ ($\pm 0.6 \text{ DEG C}$)



รูปที่ 5.12-28 ข้อเปรียบเทียบการควบคุมอุณหภูมิระหว่าง VRF และ ระบบ AHU ทั่วไป

การประหยัดพลังงาน : ด้วยพื้นที่และสภาพการณ์ที่เหมาะสม ระบบ VRF อาจมีประสิทธิภาพที่ดีกว่า ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ ที่ทำงานร่วมกับระบบท้อลม เนื่องจากการที่มีท้อลม โดยทั่วไปจะมีการรั่วของอากาศหมุนเวียนประมาณ 10-20% ของระบบลมหมุนเวียนทั้งหมด ระบบ VRF มักจะประกอบไปด้วย 2-3 compressor ต่อ 1 condensing unit ทำให้เกิดผลดีเมื่อระบบต้องการการทำงานแบบ part load ซึ่งโดยทั่วไประบบปรับอากาศจะทำงานอยู่ที่ 40-80% ของ full load กรณีอาคารที่ต้องการทั้งความร้อนและความเย็นในเวลาเดียวกัน ระบบสามารถถ่ายโอนพลังงานระหว่างโซนได้ โดยการใช้ระบบ heat recovery



รูปที่ 5.12-29 twin DC compressor

สำหรับผู้ผลิต VRF แต่ละราย จะมีแนวทางการออกแบบเป็นของตนเอง หลายรายมีการใช้ระบบท้อแบบสามทาง (liquid, suction และ discharge) ประกอบกับวาล์วและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในถ่ายเทความร้อนจากน้ำยาสภาวะ superheat ไปสู่อุปกรณ์อื่นที่ต้องการความร้อน

ประสิทธิภาพของระบบ VRF ขึ้นกับพื้นที่และสภาพการณ์ที่เหมาะสม ตัวอย่างเช่นอาคารหน่วยงานรัฐหลังหนึ่งในประเทศสหรัฐอเมริกา แบ่งพื้นที่เป็น 2 โซน มีพื้นที่ใกล้เคียงกัน โดยโซน 1 มีการติดตั้ง ระบบ rooftop VAV และโซน 2 มีการติดตั้งระบบ VRF จากการทดสอบเปรียบเทียบพบว่า การใช้พลังงานของ VRF ต่ำกว่า ระบบ VAV ประมาณ 38%

การทดสอบเปรียบเทียบระหว่างผู้ผลิต VRF ขนาด 200 TR ระหว่าง VRF แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ และระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ ในประเทศสหรัฐอเมริกา แสดงให้เห็นค่าติดตั้งของระบบ VRF ที่ถูกกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ ประมาณ 5-20% สำหรับการทำงานในช่วงปกติสำหรับ VRF ที่ใช้น้ำยา R410A พบว่าค่าการประหยัดพลังงานของระบบ VRF ดีกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ ประมาณ 30-40% โดยเฉลี่ย ข้อน่าสังเกตอันหนึ่งจากการทดสอบพบว่า ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ มีประสิทธิภาพที่ดีกว่าระบบ VRF ณ ที่สภาวะมากกว่า 90% ของ full load แต่ในช่วงเวลาทำงานจริง มากกว่า 80% ของระบบทำปรับอากาศทำงานอยู่ที่สภาวะ 45-80% ของ full load ซึ่งระบบ VRF มีประสิทธิภาพที่ดีกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ จากการเปรียบเทียบนี้แสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพที่ดีกว่าในช่วง part load ของระบบ VRF

การตรวจสอบการใช้พลังงานของระบบ VRF โดยการติดตั้งมิเตอร์วัดย่อยสำหรับแต่ละชุด condensing unit สามารถทำได้โดยง่าย ทำให้สามารถตรวจสอบการใช้พลังงานของแต่ละโซน แต่ละพื้นที่ได้อย่างชัดเจน มากกว่าระบบระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ซึ่งจำเป็นต้องทำการตรวจสอบการใช้พลังงานในภาพรวมเท่านั้น ในบาง

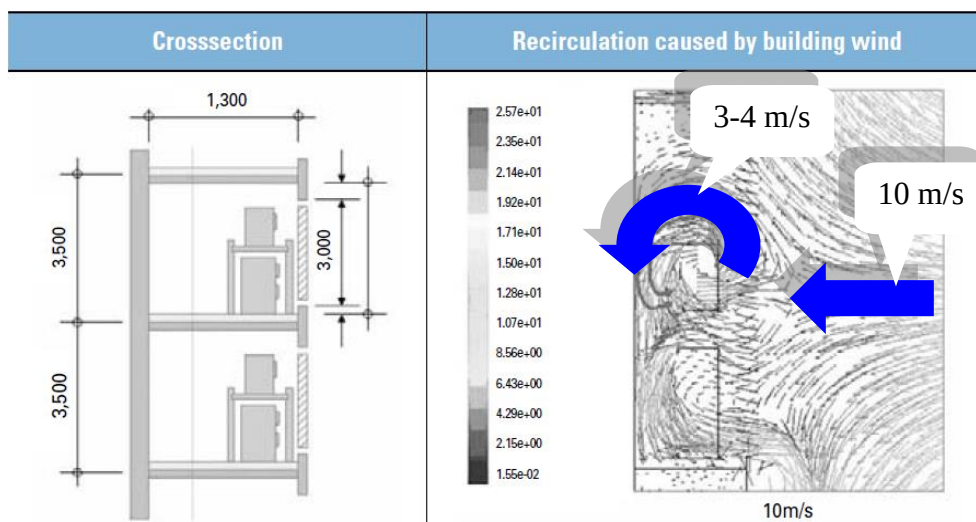
ลักษณะงานเช่นเป็นในอาคารที่มีพื้นที่ใช้งานร่วมกันหลายหน่วยงาน ก็สามารถทำการตรวจสอบการใช้พลังงานของแต่ละโซน แต่ละพื้นที่ได้อย่างชัดเจน

ความสามารถในการควบคุมสภาวะอากาศที่หลากหลาย : ระบบ VRF สามารถควบคุมโซนหลายๆ โซนที่ต้องการความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้นได้ เนื่องจากระบบใช้ variable speed compressor ทำให้สามารถควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยาได้อย่างแม่นยำ จึงมีความเหมาะสมในการใช้งานสำหรับอาคารที่มีหลายลักษณะพื้นที่ใช้งานและต้องการการควบคุมที่แตกต่างกัน เช่นอาคารสำนักงาน โรงพยาบาล โรงแรม เป็นต้น



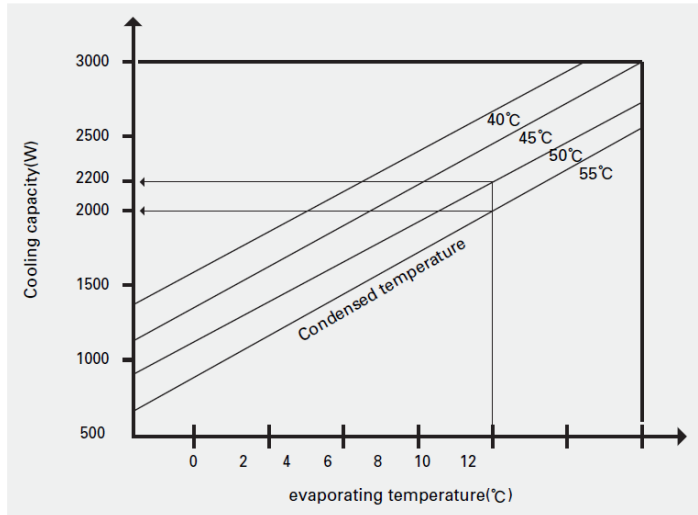
รูปที่ 5.12-30 ระบบ VRF ที่สามารถควบคุมโซนหลายๆ โซนที่ต้องการความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้น

ความต้านทานต่อกระแสลมในอาคารสูง : โดยทั่วไปความเร็วในการ discharge อากาศออกจาก condensing unit อยู่ที่ความเร็ว 3-4 m/s เมื่อติดตั้ง condensing unit ในอาคารสูงซึ่งมีกระแสลมที่แรงทำให้การระบายความร้อนไม่สามารถทำได้อย่างที่ควรจะเป็นจากในภาพจะเป็นผลการ simulation ของอากาศที่เกิดการ recirculation เนื่องจากลมแรงในอาคารสูง ส่งผลให้การระบายความร้อนของ condensing unit เกิดปัญหา



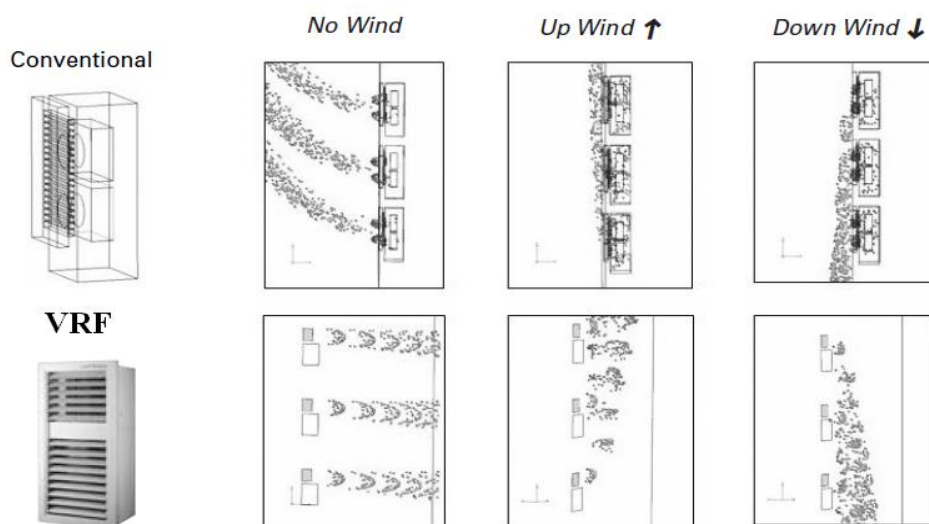
รูปที่ 5.12-31 ผลการ simulation ของอากาศที่เกิดการ recirculation เนื่องจากลมแรงในอาคารสูง

จากกราฟในภาพแสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงความสามารถในการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบ conventional split type ซึ่ง condensing temperature ส่งผลต่อ cooling capacity ถ้าอุณหภูมิของอากาศภายนอกเท่ากับ 35 องศาเซลเซียส อุณหภูมิในการควบแน่นของ CDU จะอยู่ที่ 55 องศาเซลเซียส แต่ถ้าอุณหภูมิของอากาศภายนอกเท่ากับ 31 องศาเซลเซียส อุณหภูมิในการควบแน่นของ CDU จะอยู่ที่ 50 องศาเซลเซียส ซึ่งถ้าอุณหภูมิในการควบแน่นเพิ่มขึ้นจาก 50 องศาเซลเซียส มาเป็น 55 องศาเซลเซียส ความสามารถในการทำความเย็น หรือ cooling capacity ก็ลดลงประมาณ 10 % ส่งผลต่อการใช้พลังงานเพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.12-32 การเปลี่ยนแปลงของ cooling capacity เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของ condensing temperature

เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับระหว่างระบบ conventional split type และระบบ VRF ไม่ว่าจะเป็นสภาวะมีลมแรง ไล่ชั้นบน หรือลมแรงไหลลงล่าง ระบบ VRF ทำงานได้อย่างถูกต้อง โดยไม่มีผลกระทบจากลมแรงของอาคารสูง



รูปที่ 5.12-33 ผลการเปรียบเทียบความต้านทานต่อแรงลม ระหว่างระบบ Conventional split type และระบบ VRF

4. ตัวอย่างอาคารที่ใช้ระบบปรับอากาศ VRF



อาคาร A.C.E. DAIKIN COMPLEX

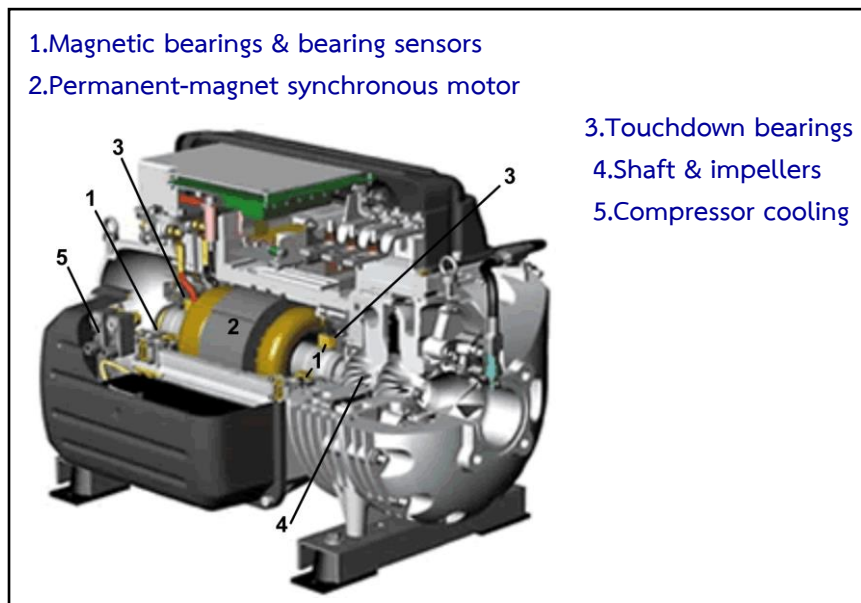
ชนิดของอาคาร: สำนักงาน, โชว์รูม, ห้องสัมมนาและฝึกอบรม โรงงานผลิตสินค้าไฮเทค, ส่วนบริการซ่อมบำรุง,
โกดัง เก็บสินค้า แบบ อัตโนมัติ
ที่ตั้ง: ANG MO KIO INDUSTRIAL PARK



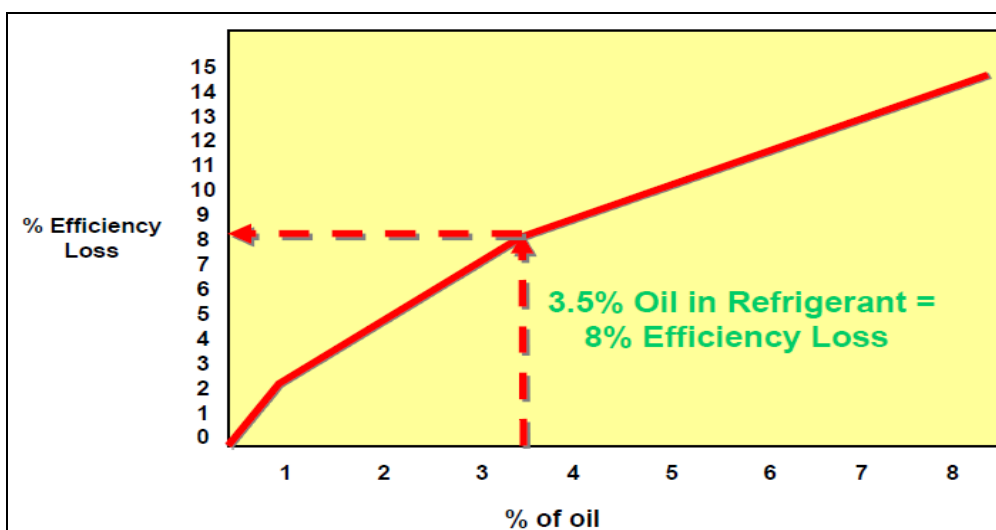
ตำแหน่งที่ตั้งของ CDU บริเวณดาดฟ้าชั้น 2 ของอาคารได้มีการแบ่งกลุ่มของ CDU เป็นกลุ่ม แต่ละกลุ่มจะจ่าย
น้ำยาปรับอากาศให้แก่ FCU ของอาคารแต่ละชั้น

5.12.5 เทคโนโลยีเครื่องทำน้ำเย็นใช้คอมเพรสเซอร์แบบแบริ่งแม่เหล็ก (Magnetic Bearings Chiller)

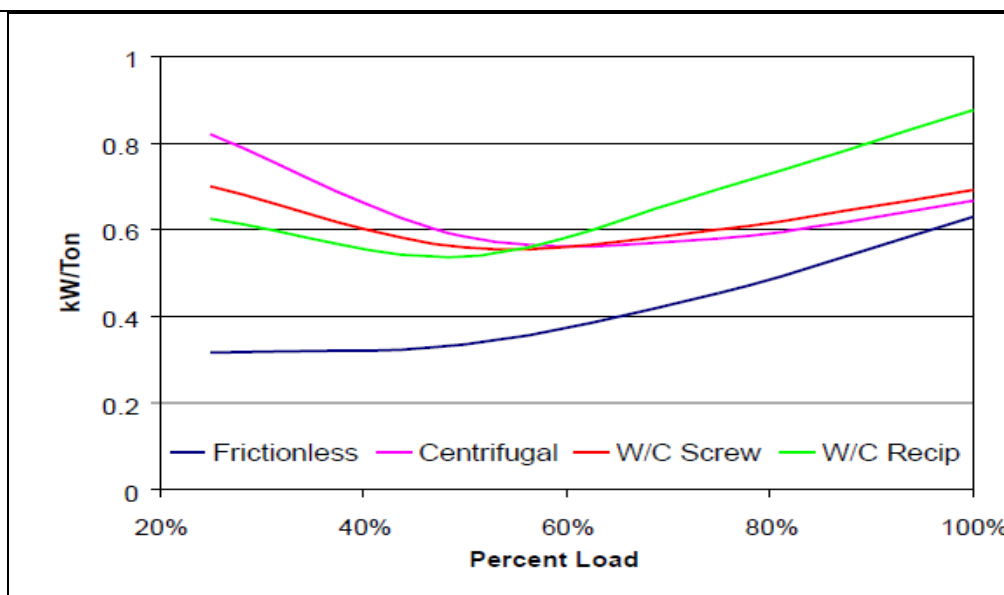
เครื่องทำน้ำเย็นแบบนี้เป็นเครื่องทำน้ำเย็นที่มีวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอที่มีการเพิ่มสมรรถนะโดยการใช้คอมเพรสเซอร์ที่มีการสูญเสียด้านความเสียดทานในการเคลื่อนที่ต่ำโดยใช้แบริ่งที่เป็นแม่เหล็กที่สามารถยกเพลลาของคอมเพรสเซอร์ให้ลอยจากแบริ่งที่เป็นโลหะส่งผลให้การเสียดสีระหว่างผิวเพลลาและผิวแบริ่งลดต่ำกว่าแบริ่งแบบเดิมมาก ทำให้แบริ่งแบบนี้ไม่จำเป็นต้องใช้น้ำมันหล่อลื่นส่งผลให้น้ำมันไม่ติดไปกับสารทำความเย็นทำให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำสูงกว่าคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ น้ำมันหล่อลื่นทั่วไปนอกจากนั้นเครื่องทำน้ำเย็นแบบนี้ยังมีอุปกรณ์ปรับเปลี่ยนรอบการหมุนของมอเตอร์ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ (Variable Speed Drive) ที่เปลี่ยนไปตามภาระการทำความเย็นส่งผลให้มีความเหมาะสมที่จะใช้งานทั้งในช่วงที่ภาระการทำความเย็นสูงและต่ำทำให้สมรรถนะสูงกว่าเครื่องทำน้ำเย็นที่ใช้งานทั่วไปประมาณ 20%



รูปที่ 5.12-34 ส่วนประกอบของคอมเพรสเซอร์ที่ใช้แบริ่งแม่เหล็ก



รูปที่ 5.12-35 การสูญเสียประสิทธิภาพจากการที่น้ำมันหล่อลื่นไปกับสารทำความเย็น



รูปที่ 5.12-36 ค่า kW/TR ของคอมเพรสเซอร์แต่ละชนิดที่ภาระเปลี่ยนแปลง

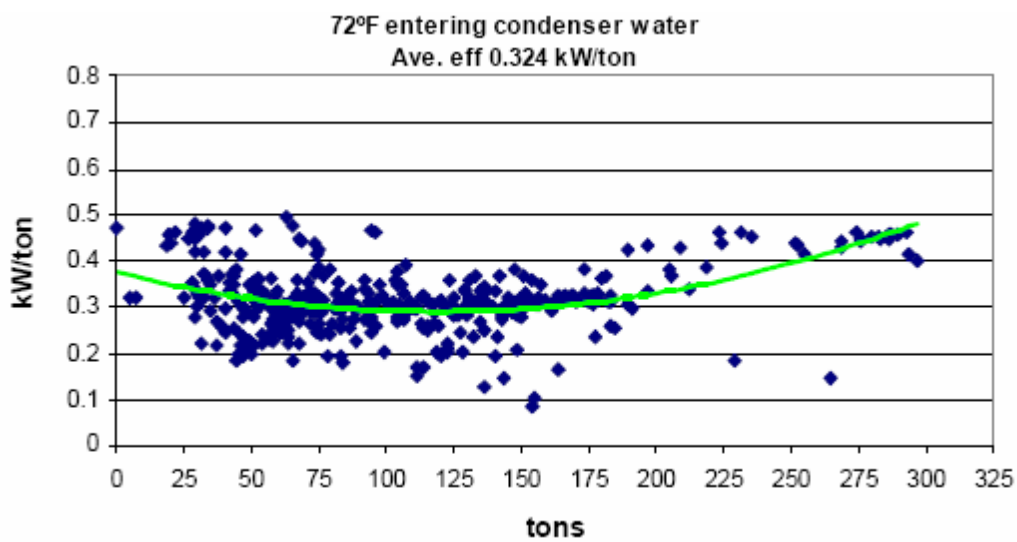
กรณีศึกษาโรงพยาบาลศรีนครินทร์ ทำการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นเป็นแบบ Oil free Magnetic Bearing VSD Centrifugal Chiller ขนาดทำความเย็น 400 ตัน/ชั่วโมง จำนวน 1 ชุด เพื่อนำมาใช้ทำงานเป็นหลักวันละ 24 ชั่วโมง สามารถลดการใช้พลังงานในส่วนเครื่องทำน้ำเย็นของระบบปรับอากาศลงคิดเป็น 24.59%

5.12.6 เทคโนโลยีเครื่องทำน้ำเย็นชนิดปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (VSD Chiller)

เครื่องทำน้ำเย็นชนิดปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (VSD Chiller) เป็นอุปกรณ์อีกประเภทหนึ่ง ที่อาศัยหลักการทำงานของ VFD (Variable Frequency Drive) ในการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์มอเตอร์ในการดูดอัดสารทำความเย็นตามภาระโหลดที่ต้องการ ซึ่งจะทำการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์โดยการปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์ตามภาระโหลดที่เกิดขึ้นจริง ครอบคลุมลักษณะการใช้งานของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระการทำความเย็นเต็มตามพิกัดที่ออกแบบไว้หรือเรียกว่า “Full Load” และการใช้งานที่ภาระการทำความเย็นไม่เต็มพิกัดหรือน้อยกว่าตามที่การออกแบบไว้ หรือเรียกว่า “Part Load” โดยเครื่องทำน้ำเย็นชนิดปรับความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ (VSD Chiller) นี้จะมีสมรรถนะที่ Part Load ดีกว่าเครื่องทำน้ำเย็นแบบเดิม (Centrifugal, Screw Chiller) โดยเฉพาะอย่างยิ่งการใช้งานเครื่องทำน้ำเย็นหลายชุดพร้อมกัน อาจส่งผลให้ภาระของเครื่องทำน้ำเย็นที่ใช้งานแต่ละตัวอยู่ที่ 30-50% เป็นต้น ซึ่งเป็นการสูญเสียการใช้พลังงานในระบบทำน้ำเย็นของระบบปรับอากาศ (Chilled water system) เป็นอย่างมาก ศักยภาพในการประหยัดพลังงานขั้นต้นอยู่ที่ประมาณ 20-40% โดยพลังงานไฟฟ้าที่ลดลงขึ้นอยู่กับภาระการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นเป็นหลัก



รูปที่ 5.12-37 เครื่องทำน้ำเย็นแบบปรับความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 5.12-38 ค่า kW/TR ของคอมเพรสเซอร์ที่ภาระเปลี่ยนแปลง

สรุปเนื้อหาวิชา

1. ความหมายของการปรับอากาศ	
การปรับอากาศเป็นกระบวนการควบคุมสภาวะของอากาศเพื่อให้เป็นไปตามความต้องการ โดยทั่วไปปัจจัยหรือพารามิเตอร์ของอากาศที่ต้องควบคุมประกอบด้วย อุณหภูมิ ความชื้น ความสะอาด การกระจายลม และปริมาณลม การปรับอากาศมุ่งให้เกิดความรู้สึกละสบายต่อผู้อยู่อาศัย อย่างไรก็ตามในอุตสาหกรรม การปรับอากาศอาจใช้เพื่อควบคุมสภาวะอากาศในกระบวนการผลิต	
2. อากาศที่อยู่โดยรอบตัวเราประกอบด้วย 2 ส่วน คือ	
1) อากาศแห้งและ 2) ไอน้ำ (หรือความชื้น) เราสามารถทราบค่าสมบัติของอากาศชื้นได้จากการอ่านแผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric Chart) แผนภูมิไซโครเมตริกยังสามารถใช้เพื่อแสดงสภาวะของอากาศที่เกิดขึ้นในกระบวนการปรับอากาศต่างๆ และสามารถประเมินภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ของระบบปรับอากาศ ซึ่งจะนำไปสู่การประเมินค่าของพลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศได้ต่อไป	
3. วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว ได้แก่	
อุปกรณ์พื้นฐานของวงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ	
1. เครื่องระเหยหรือคอยล์เย็น (Evaporator)	ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากอากาศ (หรือน้ำในกรณีของเครื่องทำน้ำเย็น) ที่เคลื่อนผ่านคอยล์เย็น โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ไปเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่ความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน
2. คอมเพรสเซอร์ (Compressor)	ทำหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์จะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบ และมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม
3. คอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน (Condenser)	ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง การระบายความร้อนอาจใช้วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำก็ได้
4. วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)	ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่มาจากคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่เครื่องระเหยต่อไป

4. กระบวนการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติประกอบด้วย		
อุปกรณ์	กระบวนการ	
เครื่องระเหย	การถ่ายเทความร้อน (ทำความเย็น) แบบความดันคงที่ ซึ่งสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุดมภูมิต่ำ ไปเป็นไออิ่มตัวที่ความดันเดียวกัน	
คอมเพรสเซอร์	การอัดแบบไม่มีการถ่ายเทความร้อนหรือกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิก ซึ่งจะทำการเปลี่ยนสถานะจากไออิ่มตัวที่ความดันต่ำ ไปเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่ความดันสูง	
คอนเดนเซอร์	การถ่ายเทความร้อนแบบความดันคงที่ ซึ่งจะทำการเปลี่ยนสถานะจากไอร้อนยิ่งยวดที่ความดันสูง อุดมภูมิสูง ไปเป็นของเหลวที่ความดันเดียวกัน	
วาล์วลดความดัน	การลดความดันโดยไม่มีการถ่ายเทงานและความร้อน ซึ่งจะทำการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวที่ความดันสูง ไปเป็นของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ	

5. ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์หลักดังต่อไปนี้	
5.1 เครื่องทำน้ำเย็น	เป็นอุปกรณ์ที่มีการใช้พลังงานสูงที่สุด ทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศโดยใช้วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งสารทำความเย็นจะรับความร้อนจากน้ำเย็นในเครื่องระเหยและระบายความร้อนออกให้กับน้ำหล่อเย็นในคอนเดนเซอร์
5.2 เครื่องสูบน้ำเย็น	ทำหน้าที่ส่งจ่ายน้ำเย็นที่ผลิตจากเครื่องทำน้ำเย็นไปยังเครื่องส่งลมเย็นที่ติดตั้งอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศ และนำน้ำเย็นที่รับความร้อนจากเครื่องส่งลมเย็นกลับมาทำความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็น
5.3 เครื่องส่งลมเย็น	เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศกับน้ำเย็น
5.4 เครื่องสูบน้ำหล่อเย็น	ทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำหล่อเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นไปยังหอระบายความร้อน และนำน้ำหล่อเย็นจากหอระบายความร้อนกลับมายังเครื่องทำน้ำเย็น
5.5 หอระบายความร้อน	ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเครื่องทำน้ำเย็น โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นกับอากาศภายนอก

6. สมรรถนะของระบบปรับอากาศจะแสดงด้วย	
6.1 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance: COP)	ซึ่งนิยามด้วย อัตราส่วนของความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศในหน่วยวัตต์ ต่อกำลังไฟฟ้าที่เครื่องใช้ (วัตต์)
6.2 ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio: EER)	ซึ่งหมายถึง อัตราส่วนของความสามารถในการทำความเย็นในหน่วย บีทียูต่อชั่วโมง ต่อกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ (วัตต์)
6.3 ค่ากิโลวัตต์ต่อตันทำความเย็น (kW/TR)	ซึ่งหมายถึง อัตราส่วนระหว่างกำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ (กิโลวัตต์) กับความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องในหน่วยตันทำความเย็น

7. ปัจจัยหลักที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศ ได้แก่	
อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในเครื่องระเหย และอุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ ระบบปรับอากาศจะมีสมรรถนะสูงหากอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นมีค่าสูง และอุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นมีค่าต่ำ	

8. การทำความเย็น (Cooling Load)	
หมายถึง ปริมาณหรืออัตราของพลังงานความร้อนที่ดูดซับโดยคอยล์เย็นหรือเครื่องระเหยในพื้นที่ปรับอากาศหนึ่งๆ ซึ่งประกอบด้วย	
8.1 แหล่งความร้อนภายใน (Internal Heat Source) ได้แก่ คน ระบบแสงสว่าง และอุปกรณ์ต่างๆ	

8.2 แหล่งความร้อนภายนอก (External Heat Source) ได้แก่ การถ่ายเทความร้อนผ่านกรอบอาคาร เนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิภายนอกและภายใน และการแผ่รังสีความร้อนโดยตรงจากแสงอาทิตย์ผ่านกรอบอาคารที่เป็นกระจก

8.3 อากาศระบายและอากาศรั่วไหล (Ventilation and Infiltration Air) ได้แก่ อากาศภายนอกที่ป้อนเข้ามาในพื้นที่ปรับอากาศเพื่อรักษาคุณภาพของอากาศ และอากาศภายนอกที่รั่วไหลเข้ามาตามรอยแยกของกรอบอาคารหรือวงกบประตูหน้าต่าง

9. การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศ

จำเป็นต้องทราบภาระการทำความเย็นและกำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ โดยสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น ข้อมูลที่ต้องการประกอบด้วย อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านเครื่องทำน้ำเย็น อุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกจากเครื่องทำน้ำเย็น และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขณะนั้น ๆ ของเครื่องทำน้ำเย็น

10. มาตรการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศมีมากมายหลายวิธี ซึ่งสามารถปรับใช้ให้เหมาะกับแต่ละสถานการณ์โดยพอสรุปได้ดังนี้

- การเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายออกจากเครื่องทำน้ำเย็น (การเพิ่มอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น)
- การลดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าเครื่องทำน้ำเย็น (การลดอุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็น)
- การใช้ระบบส่งน้ำเย็นแบบปริมาตรแปรเปลี่ยน (Variable Water Volume: VVV)
- การใช้ระบบส่งลมเย็นแบบปริมาตรแปรเปลี่ยน (Variable Air Volume: VAV)
- การใช้ท่อความร้อน (Heat Pipe)
- การปรับปรุงตัวอาคาร
- การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพสูง
- การควบคุมการทำงานที่เหมาะสม
- การบำรุงรักษาที่เหมาะสม

เอกสารอ้างอิง
[1] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, (2547), ตำราฝึกอบรมหลักสูตรผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (ผชพ.) สามัญ
[2] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, (2551), คู่มือประกอบการฝึกอบรมหลักสูตร “พัฒนาบุคลากรภาคปฏิบัติด้านเทคโนโลยีการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ
[3] วัชร มิ่งวิฑิตกุล (2544), กระบวนการและเทคนิคการลดค่าใช้จ่ายพลังงาน สำหรับอาคารและโรงงานอุตสาหกรรม, ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย, กรุงเทพฯ.
[4] ศุภชัย ปัญญาวิทย์และจตุพรสากุลเจริญ,การลดต้นทุนการผลิตด้านพลังงาน,สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น),กรุงเทพฯ,2549
[5] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, (2554), ตำราฝึกอบรมหลักสูตรการตรวจวิเคราะห์การอนุรักษ์พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารธุรกิจ
[6] Chirarattananon, S. (2005), Building for Energy Efficiency, Asian Institute of Technology and Energy Policy and Planning Office, Bangkok, Thailand.
[7] Kreider, J. F., Curtiss, P. S., and Rabl, A. (2002), Heating and Cooling of Buildings: Design for Efficiency, Second Edition, McGraw-Hill, Inc., USA.
[8] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., and Van Wylen, G. J. (2 0 0 3), Fundamentals of Thermodynamics, ixth Edition, John Wiley & Sons, New York, USA.
[9] Stoecker, W. F. and Jones, J. W. (1 9 8 2), Refrigeration and Air Conditioning, Second Edition, McGraw- Hill, Inc., Singapore.
[1 0] Vangtook, P. and Chirarattananon, S. (2 0 0 7), “Application of Radiant Cooling as a Passive Cooling Option in Hot Humid Climate”, Building and Environment, Vol. 42, No. 2, pp. 543-556.
[11] http://cipco.apogee.net/ces/library/cws.asp (พฤศจิกายน 2551).
[12] http://www.co2sensor.co.kr/new/eng/images/product4_01.gif (พฤศจิกายน 2551).
[13] http://www.corgi-irect.com/shopassets/ui/products/normal/4b4879ab350x350.jpg (พฤศจิกายน 2551).
[1 4] http://www1.eere.energy.gov/femp/new_technology/techdemo_comp1.html (พฤศจิกายน 2551).