



บทที่ 4

ระบบปรับอากาศ

(Air Conditioning System)

ความสำคัญ

การปรับอากาศมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อชีวิตประจำวัน โดยเฉพาะประเทศไทยที่ตั้งอยู่ในเขตซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น ภายในอาคารจำเป็นต้องมีการปรับอากาศ เพื่อให้เจ้าหน้าที่หรือบุคลากรสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ เป็นที่ทราบกันดีว่าการปรับอากาศโดยระบบปรับอากาศมีการใช้พลังงานและค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่สูง

ระบบปรับอากาศ ประกอบด้วยเครื่องจักร และอุปกรณ์จำนวนมาก อุปกรณ์เหล่านี้หลายส่วนสามารถปรับปรุงเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นซึ่งจะช่วยให้ประหยัดพลังงาน และลดค่าใช้จ่ายสืบนี้องของระบบปรับอากาศลงได้ อนึ่ง การใช้งานระบบปรับอากาศอย่างมีประสิทธิภาพก็เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่สามารถลดการใช้พลังงานลงได้อย่างมีประสิทธิภาพ

วัตถุประสงค์

วัตถุประสงค์หลักของบทที่ 4 ระบบปรับอากาศ ต้องการให้ผู้เข้ารับการอบรมมีความรู้เบื้องต้นและทราบแนวทางการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศโดยวัตถุประสงค์ย่อยของบทนี้มีดังต่อไปนี้

1. รู้จักอุปกรณ์ และหลักการทำงานของระบบปรับอากาศ
2. ทราบปัจจัยที่มีผลต่อการทำงานของระบบปรับอากาศ
3. เข้าใจวิธีตรวจวัด และประเมินประสิทธิภาพพลังงานของระบบปรับอากาศ
4. ทราบมาตรการปรับปรุงประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

4.1 บทนำ

การปรับอากาศเป็นกระบวนการควบคุมสภาวะของอากาศเพื่อให้เป็นไปตามความต้องการ โดยทั่วไปปัจจัยหรือพารามิเตอร์ของอากาศที่ต้องควบคุมประกอบด้วย อุณหภูมิ ความชื้น ความสะอาด การกระจายลม และปริมาณลม การปรับอากาศมุ่งให้เกิดความรู้สึกสบายต่อผู้อยู่อาศัย อย่างไรก็ตามในอุตสาหกรรม การปรับอากาศอาจใช้เพื่อควบคุมสภาวะอากาศในกระบวนการผลิต

สำหรับประเทศไทยซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น หน้าที่หลักของระบบปรับอากาศ คือ การทำความเย็นหรือการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่ด้วยวิธีการดึงอากาศออกไปโดยตรง หรือด้วยการหมุนเวียนอากาศภายในห้องผ่านคอยล์เย็นโดยใช้พัดลม น้ำยาหรือสารทำความเย็นที่อยู่ในระบบปรับอากาศจะทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการขนถ่ายความร้อนเพื่อออกไประบายทิ้งภายนอกผ่านคอยล์ร้อน

โดยปกติไม่ว่าจะเป็นอาคารพาณิชย์หรือโรงงานอุตสาหกรรม ระบบปรับอากาศมีการใช้พลังงานที่สูงมาก การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศจึงสามารถประหยัดพลังงาน และลดค่าใช้จ่ายโดยรวมได้เป็นอย่างมาก

4.2 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ

สำหรับโรงงาน และอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ ระบบปรับอากาศที่นิยมติดตั้ง และใช้มักเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central Air-conditioning System) โดยเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งมีประสิทธิภาพการทำงานสูงกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (รูปที่ 4-1)

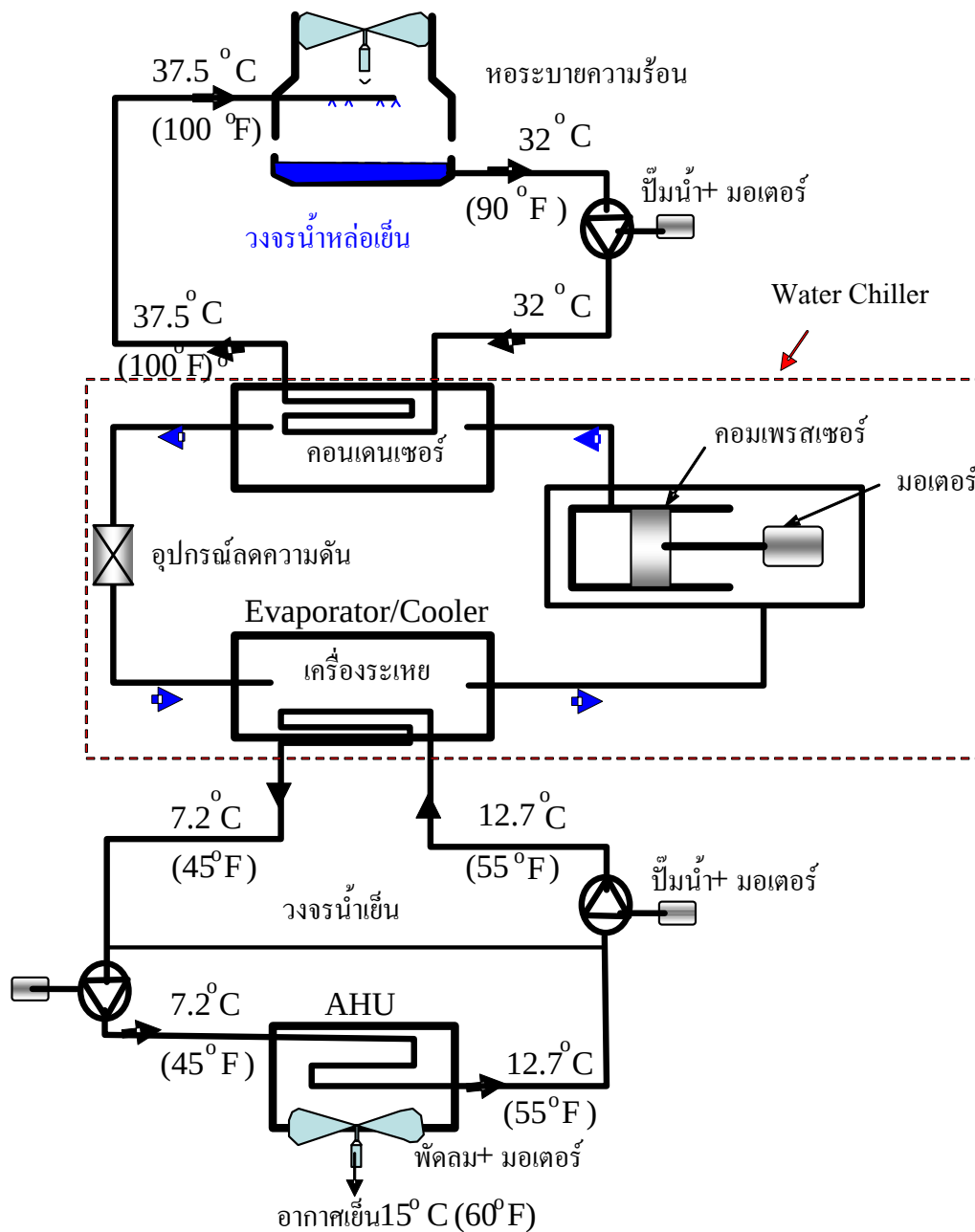
ดังแสดงในรูปที่ 4-1 เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอนเดนเซอร์ (Condenser) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) และเอ็กแพนชันวาล์ว (Expansion Valve) โดยมีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134 a บรรจุอยู่ในวงจรสารทำความเย็น

เมื่อป้อนไฟฟ้าให้คอมเพรสเซอร์ คอมเพรสเซอร์จะดูดไอสารทำความเย็นจากอีวาพอเรเตอร์แล้วอัดส่งไปที่คอนเดนเซอร์ ที่อีวาพอเรเตอร์ สารทำความเย็นจะมีความดัน และอุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นจะดูดความร้อนจากน้ำเย็นที่ไหลผ่านอีวาพอเรเตอร์ และระเหยกลายเป็นไอ ในขณะเดียวกันที่คอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะมีความดัน และอุณหภูมิสูง ความร้อนจากสารทำความเย็นจะถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็นทำให้สารทำความเย็นกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวที่ความดันสูง เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านเอ็กแพนชันวาล์วความดันก็จะลดลงเท่ากับความดันต่ำที่ อีวาพอเรเตอร์ สารทำความเย็นก็จะไหลครบ **วัฏจักรสารทำความเย็น**

น้ำหล่อเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากคอนเดนเซอร์จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อถูกเครื่องสูบน้ำหล่อเย็นส่งไปที่หอทำความเย็น (Cooling Tower) ก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศโดยการระเหยน้ำ ทำให้น้ำที่เหลือเย็นลง แล้วไหลกลับไปรับความร้อนที่คอนเดนเซอร์อีกทำให้ครบ **วัฏจักรน้ำหล่อเย็น**

น้ำเย็นเมื่อถ่ายเทความร้อนให้กับอีวาพอเรเตอร์ก็มีอุณหภูมิต่ำลง เมื่อถูกเครื่องสูบน้ำเย็นส่งไปที่เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) ก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศทำให้น้ำร้อนขึ้นแล้วไหลกลับไปถ่ายเทความร้อนให้กับอีวาพอเรเตอร์อีกทำให้ครบ **วัฏจักรน้ำเย็น**

เครื่องส่งลมเย็นจะดูดอากาศร้อนจากห้องปรับอากาศผ่านระบบท่อลมไปถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็น ทำให้อากาศมีอุณหภูมิต่ำลงแล้วส่งกลับไปที่ห้องปรับอากาศทำให้ครบ **วัฏจักรลมเย็น**



รูปที่ 4-1 แผนภาพระบบปรับอากาศ

4.3 อุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศ

4.3.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller)

เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอ ประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอนเดนเซอร์ (Condenser) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) และเอ็กแพนชันวาล์ว (Expansion Valve) มีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134a บรรจุอยู่ภายใน โดยทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นส่งไปให้กับเครื่องส่งลมเย็น เครื่องทำน้ำเย็นใช้คอมเพรสเซอร์ได้หลายแบบ

- ก) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ประมาณ 500 ตันความเย็น (Ton) นิยมใช้คอมเพรสเซอร์แบบเซ็นทริฟิวเกิล (Centrifugal) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพสูง เช่น 0.6 kW/Ton
- ข) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลางประมาณ 300 ตันความเย็น จะใช้คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพปานกลาง เช่น 0.8 kW/Ton และ

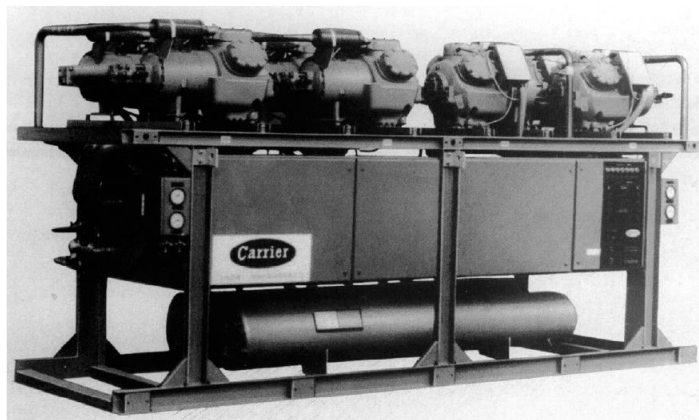
- ค) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็กประมาณ 100 ตันความเย็นจะใช้คอมเพรสเซอร์ลูกสูบ (Piston) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพต่ำ เช่น 1.0 kW/Ton



ก) เครื่องทำน้ำเย็นแบบเซ็นทริฟิวเกิล (Centrifugal)



ข) เครื่องทำน้ำเย็นแบบสกรู (Screw)



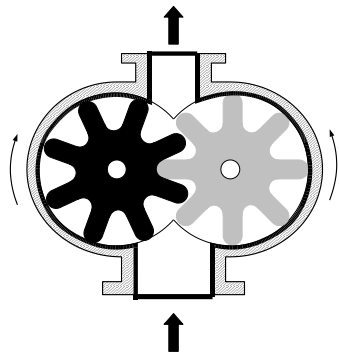
ค) เครื่องทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (Piston)

รูปที่ 4-2 เครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ ในระบบปรับอากาศ

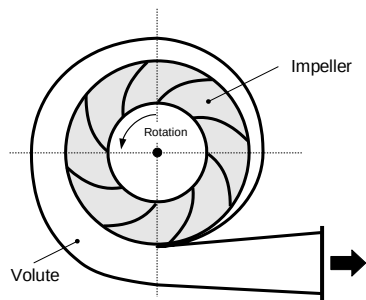
4.3.2 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

เป็นอุปกรณ์หลักในการขับเคลื่อนของเหลวซึ่งในที่นี้คือน้ำโดยการป้อนพลังงานเชิงกลเข้าไป ทำให้น้ำที่ถูกขับมีความดันสูงขึ้น ความดันดังกล่าวจะทำให้เกิดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากท่อ ข้อต่อ วาล์ว และอุปกรณ์ต่างๆ เพื่อให้ได้อัตราการไหลตามที่ต้องการ การขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำนั้นอาจใช้แรงจากคนหรือจะอาศัยมอเตอร์ไฟฟ้าซึ่งจะเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าให้เป็นพลังงานกล ในระบบปรับอากาศนั้นเครื่องสูบน้ำจะสามารถพบได้ในทั้งระบบน้ำเย็นและระบบน้ำระบายความร้อน (ระบบน้ำหล่อเย็น) เครื่องสูบน้ำจะสามารถแบ่งได้เป็น 2 แบบใหญ่ ๆ คือ

- ก) **แบบ Positive Displacement** เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะอาศัยการกักน้ำในบริเวณที่มีปริมาตรจำกัด แล้วอาศัยแรงดันเพื่อลดปริมาตรนั้นลง ส่งผลให้เกิดการไหลขึ้น ตัวอย่างได้แก่ แบบลูกสูบ แบบโรตารีเวน แบบไดอะแฟรม เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้ความดันสูงและอัตราการไหลต่ำ
- ข) **แบบ Rotodynamic** เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะอาศัยหลักการเหวี่ยงของใบพัด เพื่อให้ น้ำมีความเร็วเพิ่มขึ้นและพลังงานจลน์ที่ได้จะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของความดันของน้ำที่เพิ่มขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการไหลขึ้นเช่นกัน ตัวอย่าง ได้แก่ แบบหอยโข่ง ซึ่งมีใช้กันอย่างแพร่หลายในที่อยู่อาศัย อาคารพาณิชย์ และโรงงานอุตสาหกรรม เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้ความดันต่ำถึงปานกลาง และอัตราการไหลสูง



ก) เครื่องสูบน้ำแบบโรตารีเวน



ข) เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

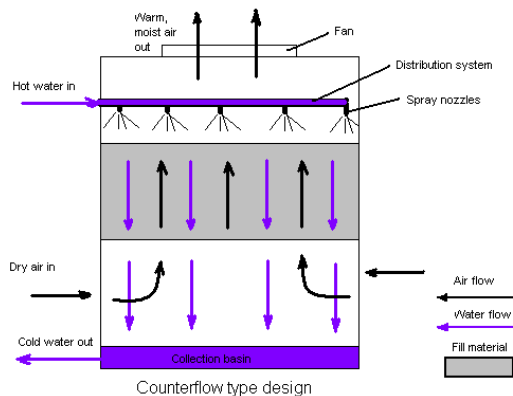
รูปที่ 4-3 เครื่องสูบน้ำ

4.3.3 หอทำความเย็น (Cooling Tower)

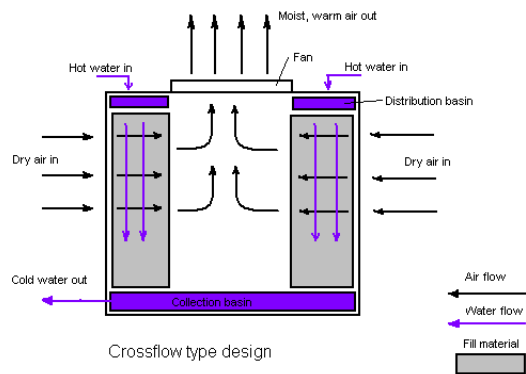
หอทำความเย็นเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำหล่อเย็น ซึ่งทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นสู่บรรยากาศ ดังนั้น ปริมาณของน้ำหล่อเย็นที่ผ่านหอทำความเย็นจะมีปริมาณลดลง จากการระเหย และ Drift Loss จึงต้องมีการเติมน้ำจากแหล่งน้ำภายนอกเข้าสู่ตัวหอทำความเย็นเพื่อรักษาปริมาณน้ำในระบบให้คงที่ หอทำความเย็นนั้นสามารถแบ่งตามลักษณะทิศทางการไหลระหว่างอากาศ และน้ำจะสามารถแบ่งหอทำความเย็นได้เป็น 2 ชนิดคือ

ก) แบบการไหลสวนทาง (Counter Flow)

ข) แบบการไหลตั้งฉาก (Cross Flow)



ก) แบบการไหลสวนทาง (Counter Flow)



ข) แบบการไหลตั้งฉาก (Cross Flow)

รูปที่ 4-4 หอทำความเย็นจำแนกตามการไหลของน้ำและอากาศ

4.3.4 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit)

เครื่องส่งลมเย็นเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำเย็น ซึ่งทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นที่มาจากเครื่องทำน้ำเย็นกับอากาศส่งผลให้อากาศที่ผ่านออกไปมีอุณหภูมิต่ำลง และนำไปใช้เพื่อปรับอากาศต่อไป เครื่องส่งลมเย็นเป็นเครื่องชุดคอยล์ทำลมเย็นที่ประกอบด้วย พัดลม คอยล์ทำความเย็น แดมเปอร์ และแผงกรองอากาศรวมอยู่ในตัวเครื่องเดียวกัน เครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มักจะนิยมเรียกสั้น ๆ ว่า AHU (Air Handling Unit) สำหรับเครื่องขนาดเล็ก จะเรียกว่า FCU (Fan Coil Unit) การติดตั้งเครื่องมักจะติดตั้งอยู่ภายในอาคาร โดยถ้าเป็นเครื่องขนาดเล็ก มักจะติดตั้งโดยการแขวนใต้ฝ้าเพดาน ยึดติดกับผนัง ตั้งพื้น หรือซ่อนในฝ้าเพดาน สำหรับเครื่องขนาดใหญ่ มักจะจัดให้มีห้องเครื่อง และนำเครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มาตั้งภายในห้องนี้ หากมีการใช้ระบบท่อลมในการส่งลมเย็น ก็จะต่อท่อลมมาเข้ากับเครื่อง ท่อลมที่ออกจากเครื่องเรียกว่า ท่อลมส่ง (Supply Air Duct) ท่อลมที่นำลมภายในห้องกลับมาที่เครื่อง เรียกว่า ท่อลมกลับ (Return Air Duct)



(ก) FCU (Fan Coil Unit)



(ข) AHU (Air Handling Unit)

รูปที่ 4-5 เครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ ในระบบปรับอากาศ

4.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

โดยส่วนใหญ่ ระบบปรับอากาศจะใช้หน่วยทำความเย็น (Refrigeration Unit) ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) จากรูปที่ 4-6 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว ได้แก่

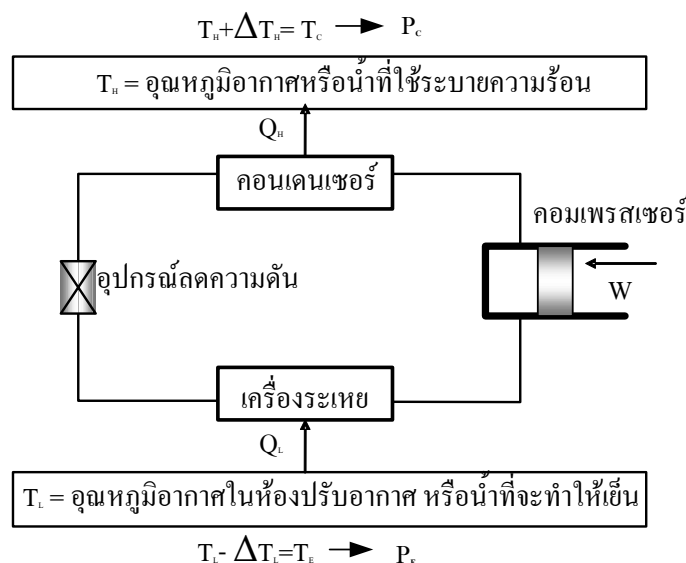
1. **อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น (Evaporator)** ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากอากาศ (หรือน้ำในกรณีของเครื่องทำน้ำเย็น) ที่เคลื่อนผ่านคอยล์เย็น โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลว และไอที่มีความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ไปเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่มีความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

2. **คอมเพรสเซอร์ (Compressor)** ทำหน้าที่เพิ่มความดัน และอุณหภูมิของสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์จะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดัน และอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบ และมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม

3. **คอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน (Condenser)** ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูง การระบายความร้อนอาจใช้วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำก็ได้

4. **วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)** ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่มาจากคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของผสมระหว่างของเหลวและไอที่มีความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่อีวาโปเรเตอร์ต่อไป

ไม่ว่าจะเป็นเครื่องปรับอากาศ ฮีตปั๊ม ตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องทำน้ำแข็ง และอีกหลายอย่าง จะมีหลักการเดียวกันหมด ดังแสดงในรูปที่ 4-6 คือ อาศัยกฎธรรมชาติทำให้สารเปลี่ยนแปลงสถานะ เช่น ถ้าเป็นของเหลวที่มีความดันสูงอยู่ ก็ทำให้ความดันลดลงถึงค่าหนึ่ง สารทำความเย็นจะกลายเป็นไอ วิธีการลดความดันก็ให้ไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน เช่น ท่อทองแดงขนาดเล็กเรียกว่า หลอดรูเล็ก (Capillary tube) หรือวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) มวลที่กลายเป็นไอส่วนหนึ่ง เช่น ในเครื่องปรับอากาศจะประมาณ 20-30 % สารทำความเย็นจะต้องเอาความร้อนแฝงใส่ตัวเองจำนวนมาก ก็โดยการดูดจากมวลส่วนที่ยังเป็นของเหลวอยู่ประมาณ 70-80 % ทำให้ของเหลวเย็นลงอย่างมาก (ไอก็เย็นตามไปด้วย) ของเหลวที่เหลือซึ่งเย็นนี้ คือ ส่วนที่ใช้ในการทำความเย็น โดยจะให้ไหลเข้าไปในเครื่องระเหย (Evaporator) หรือคอยล์ทำความเย็น ของเหลวที่เย็นนี้จะดูดความร้อนจำนวน Q_L จากสิ่งที่ต้องการทำให้เย็น จนตัวเองกลายเป็นไอไปหมด



รูปที่ 4-6 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

โดยอาศัยกฎธรรมชาติ ในทางกลับกัน คือ ถ้าสารนั้นเป็นไออยู่ เมื่อเพิ่มความดันถึงค่าหนึ่ง สารทำความเย็นต้องกลายเป็นของเหลว การเพิ่มความดันก็โดยใช้คอมเพรสเซอร์อัด การอัด คือ การเพิ่มพลังงานให้กับไอ ไอจะร้อนขึ้นมาก จะยังเปลี่ยนเป็นของเหลวไม่ได้ จึงต้องปล่อยไอร้อนนี้เข้าไประบายความร้อนออกที่ที่คอนเดนเซอร์ จนอุณหภูมิไอร้อนลดลงถึงจุดจุดหนึ่ง ธรรมชาติจะบังคับให้เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว การเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลวได้ จะต้องคายความร้อนแฝงออกมามาก ซึ่งความร้อนทั้งหมดที่คอนเดนเซอร์นี้คือที่ต้องระบายทิ้งจำนวน Q_H ของเหลวความดันสูงก็จะไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดันอีกวนเวียนเป็นวัฏจักร

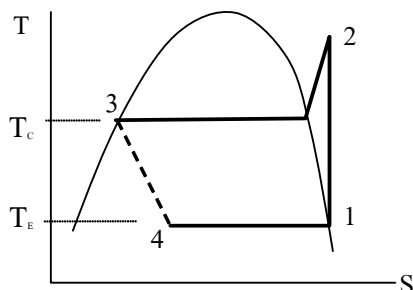
จะเห็นว่าระบบทำความเย็นเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น คือ ความดันสูงก็จะกลายเป็นของเหลวแม้จะร้อน (อุณหภูมิสูง) สำหรับความดันต่ำก็จะกลายเป็นไอได้แม้จะเย็น (อุณหภูมิต่ำ) นั่นคือ ในวัฏจักรทำความเย็นจะมีส่วนความดันต่ำและส่วนความดันสูง ซึ่งคอมเพรสเซอร์ คือ หัวใจในการดูดสารทำความเย็นจากความดันต่ำอัดให้เป็นความดันสูง ซึ่งเป็นตัวสำคัญที่ใช้พลังงานส่วนใหญ่ ถ้าต้องการอัดมวลจำนวนเดียวกัน ความดันด้านสูงยิ่งสูงก็จะใช้พลังงานในการอัดยิ่งมาก หรือความดันด้านต่ำหรือความดันระเหยยิ่งต่ำก็จะใช้พลังงานในการอัดยิ่งมากเช่นกัน

4.4.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแบบอุดมคติ

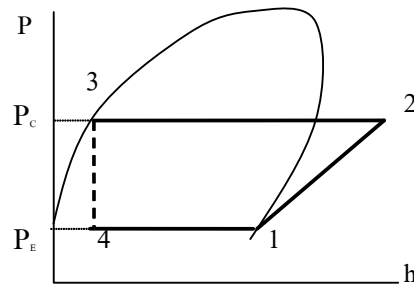
วัฏจักรเครื่องทำความเย็นอุดมคติ เป็นวัฏจักรที่เป็นต้นแบบของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอหรือเครื่องปรับอากาศที่ใช้กันอยู่ทุกวันนี้ วัฏจักรนี้ประกอบด้วยกระบวนการย้อนกลับได้ภายในเกือบหมด ยกเว้นเพียงกระบวนการเดียวที่ย้อนกลับไม่ได้ คือ กระบวนการลดความดัน

วัฏจักรนี้ประกอบด้วยกระบวนการต่างๆ คือ

1-2	การอัดแบบย้อนกลับได้โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนหรือกระบวนการไอเซนโทรปิก
2-3	การถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์(หรือทำความร้อนกรณีใช้เป็นฮีตปั๊ม) ไม่มีความเสียหายภายในระบบ ความดันจึงคงที่ หรือย้อนกลับได้ภายใน (ภายนอกย้อนกลับไม่ได้)
3-4	การลดความดันโดยไม่มีการทำงาน จึงเป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ แต่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน
4-1	การถ่ายเทความร้อน (ทำความเย็น) ในเครื่องระเหย ไม่มีความเสียหายภายในระบบ ความดันจึงคงที่หรือย้อนกลับได้ภายใน (ภายนอกย้อนกลับไม่ได้)



(ก)



(ข)

รูปที่ 4-7 T-S และ P-h ไดอะแกรมของวัฏจักรเครื่องทำความเย็นอุดมคติ

สมมุติข้อที่ต่อระหว่างอุปกรณ์หรือเครื่องทั้งหมดไม่มีความเสียหาย นั่นคือ ความดันคงที่ขณะไหลผ่านท่อ และสมมุติไม่มีการถ่ายเทความร้อน

จุดมุ่งหมายของวัฏจักรอุณหภูมิตั้งขึ้นเพื่อใช้ในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงภาวะต่าง ๆ ในวัฏจักร หรือการเปลี่ยนชนิดสารทำความเย็น และเป็นการบอกถึงขอบเขตของประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นจริงที่ใช้กันอยู่

จากวัฏจักรทางอุณหพลวัต รูปที่ 4-7 (ข) จะเห็นได้ว่ามีตัวแปรที่สำคัญ 2 ตัวเท่านั้น คือ P_C และ P_E ส่วนอีก 2 ตัวนั้นซึ่งต่างก็ขึ้นกับมัน ซึ่งมีชื่อเรียกอื่น ๆ ดังต่อไปนี้

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) คืออุณหภูมิอิ่มตัว (Saturated Temperature) ที่ตรงกับความดันด้านสูง (P_C)

T_E - อุณหภูมิอิ่มตัวด้านความดันต่ำหรือด้านดูด (Evaporating Temperature or Saturated Suction Temperature) คืออุณหภูมิอิ่มตัวที่ตรงกับความดันด้านต่ำ (P_E)

ตามที่กล่าวมาแล้วว่า ในทางปฏิบัติจะสะดวกกว่าถ้ากล่าวถึง T_C และ T_E แทนการกล่าวถึง P_C และ P_E ดังนั้น ตารางไอรอนยิ่งยวดหรือไอซูเปอร์ฮีทบางตาราง จึงนำด้วยค่าอุณหภูมิอิ่มตัวแทนความดัน โดยความดันพิมพ์ไว้ในวงเล็บ

เราสามารถคำนวณสมรรถนะการทำความเย็นของวัฏจักรความเย็นแบบอัดไอโดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยสมมติให้มีสารทำความเย็นไหลผ่าน 1 หน่วยมวล เช่น 1 kg (กก.) ถ้าต้องการพลังงานต่อหน่วยเวลา ($\text{kJ/s} = \text{kW}$) ก็เอาอัตราไหลของมวลคูณกับพลังงานต่อหน่วยมวลนั้น จากรูปที่ 4-7

$$q_L = h_1 - h_4$$

และที่อุปกรณ์ลดความดัน $h_4 = h_3$

$$q_L = h_1 - h_3$$

ถ้า m = อัตราไหลของมวล

$$Q_L = m q_L = m (h_1 - h_3)$$

ขนาดกำลังของมอเตอร์ที่ดูดคอมเพรสเซอร์

$$w_C = h_1 - h_2$$

$$w_C = m w_C = m (h_1 - h_2)$$

ความร้อนที่ต้องระบายทิ้งที่คอนเดนเซอร์

$$q_H = h_3 - h_2$$

$$Q_H = m q_H = m (h_3 - h_2)$$

และ $Q_H = Q_L + W_C$

ประสิทธิภาพ (Coefficient of Performance)

$$\text{COP} = Q_L / W_C = q_L / w_C = (h_1 - h_3) / (h_1 - h_2)$$

4.4.2 วัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัติ

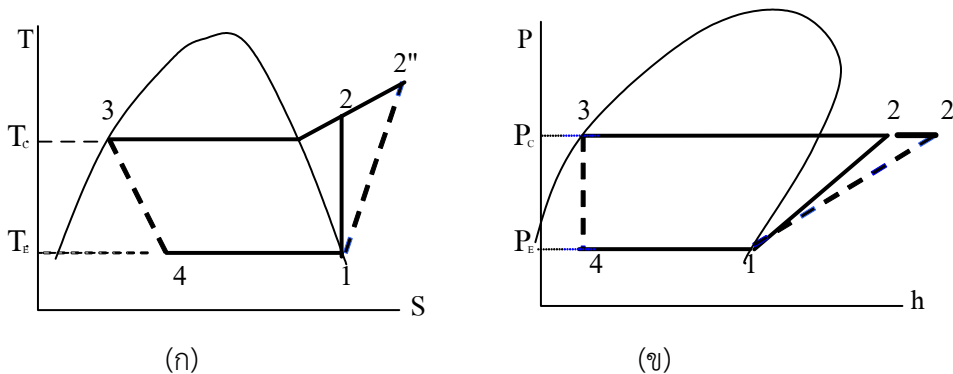
ในทางปฏิบัติคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ มักจะเป็นแบบหุ้มปิดชิด (Hermetic Compressor) คือ ทั้งคอมเพรสเซอร์ และมอเตอร์ขับเคลื่อนหุ้มปิดชิดในกล่องหรือถังโลหะ โดยไอสารทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์จะดูดความร้อนที่ถ่ายออกจากมอเตอร์ และคอมเพรสเซอร์เองกลับเข้าไปสู่สารทำความเย็น นั่นก็เปรียบเหมือนในกระบวนการ 1-2 ไม่มีการถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปที่ 4-7 และในทางปฏิบัติจะมีความเสียดทาน จึงทำให้ไม่สมบูรณ์ เมื่อไม่สมบูรณ์ และก็ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

เอนโทรปีจะเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับเอนทัลปี นั่นก็หมายความว่า สภาวะที่ 2' จะร้อน (มีอุณหภูมิสูง) กว่าทางทฤษฎีที่สมบูรณ์หรืออุดมคติ (สภาวะที่ 2) ดังนั้นกำลังที่ต้องใช้จริงในทางปฏิบัติ $W_{C-ACTUAL}$ ที่วัดออกมาได้ก็จะมากกว่ากำลังทางทฤษฎีที่สมบูรณ์ หรือ

$$W_{C-ACTUAL} = h_{2'} - h_1$$

นิยมให้นิยาม ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ η_c ดังนี้

$$\eta_c = W_C / W_{C-ACTUAL} = (h_2 - h_1) / (h_{2'} - h_1)$$



รูปที่ 4-8 T-S และ P-h ไดอะแกรมของวัฏจักรเครื่องทำความเย็นทางปฏิบัติ

4.5 แผนภูมิไซโครเมตริก

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

แผนภูมิไซโครเมตริกยังสามารถใช้เพื่อแสดงสภาวะของอากาศที่เกิดขึ้นในกระบวนการปรับอากาศต่างๆ และสามารถประเมินภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ของระบบปรับอากาศ ซึ่งจะนำไปสู่การประเมินค่าของพลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศได้ต่อไป

จากรูปที่ 4-9 แผนภูมิไซโครเมตริกสามารถแสดงค่าสมบัติที่สำคัญของอากาศชื้นได้ดังนี้

1. อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry-bulb Temperature) แสดงบนแกนนอนของแผนภูมิ อุณหภูมิกระเปาะแห้งสามารถวัดและอ่านได้ด้วยเทอร์โมมิเตอร์แบบธรรมดา

2. อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb Temperature) แสดงบนเส้นแนวทแยงของแผนภูมิ อุณหภูมิกระเปาะเปียกสามารถวัดและอ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์ที่มีผ้าหรือสำลีชุบน้ำหุ้มอยู่ที่กระเปาะ

3. อุณหภูมิจุดกลั่นตัว (Dew-point Temperature) คือ ค่าของอุณหภูมิที่ทำให้ไอน้ำเริ่มกลั่นตัว อุณหภูมิจุดกลั่นตัวที่ภาวะหนึ่งๆ อ่านได้โดยการลากเส้นแนวนอนจากสภาวะนั้นๆ ไปทางซ้ายของแผนภูมิจนตัดเส้นโค้งความชื้นสัมพัทธ์ 100% และค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่อ่านได้ ณ จุดนั้นคืออุณหภูมิจุดกลั่นตัว

4. ความชื้น

4.1 ความชื้นสัมบูรณ์ (Absolute Humidity) หมายถึง มวลของไอน้ำต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรอากาศ (กรัม/ลบ.ม.)

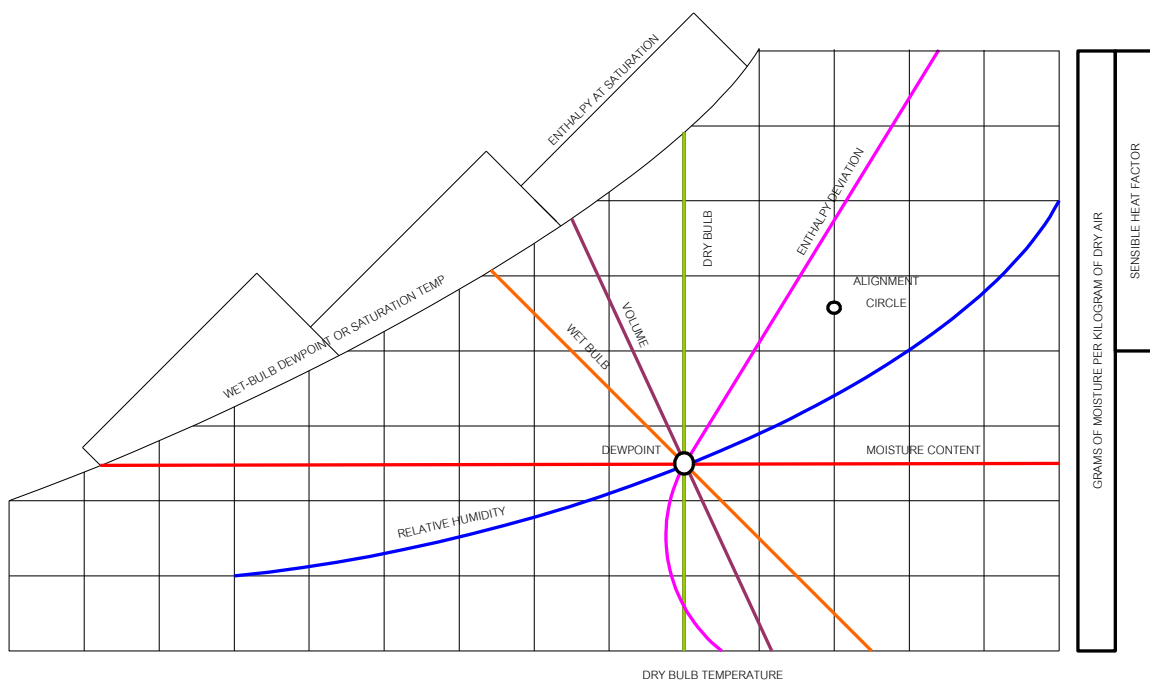
4.2 ความชื้นจำเพาะหรือสัดส่วนความชื้น (Humidity Ratio) หมายถึง มวลของไอน้ำต่อมวลของอากาศแห้งหนึ่งหน่วย (g/kg) แสดงบนแกนตั้งของแผนภูมิ

4.3 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity) หมายถึง อัตราส่วนของความดันไอที่ปริมาณไอน้ำจริงในอากาศต่อความดันไอที่ปริมาณไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน ค่าความชื้นสัมพัทธ์แสดงบนเส้นโค้งของแผนภูมิ

5. เอนทาลปี (Enthalpy) คือ ปริมาณพลังงานความร้อนในอากาศ ซึ่งสามารถอ่านได้จากเส้นทแยงในแผนภูมิที่มีความชันใกล้เคียงกับเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียก ค่าความร้อนภายในของอากาศประกอบด้วย 2 ส่วน คือ

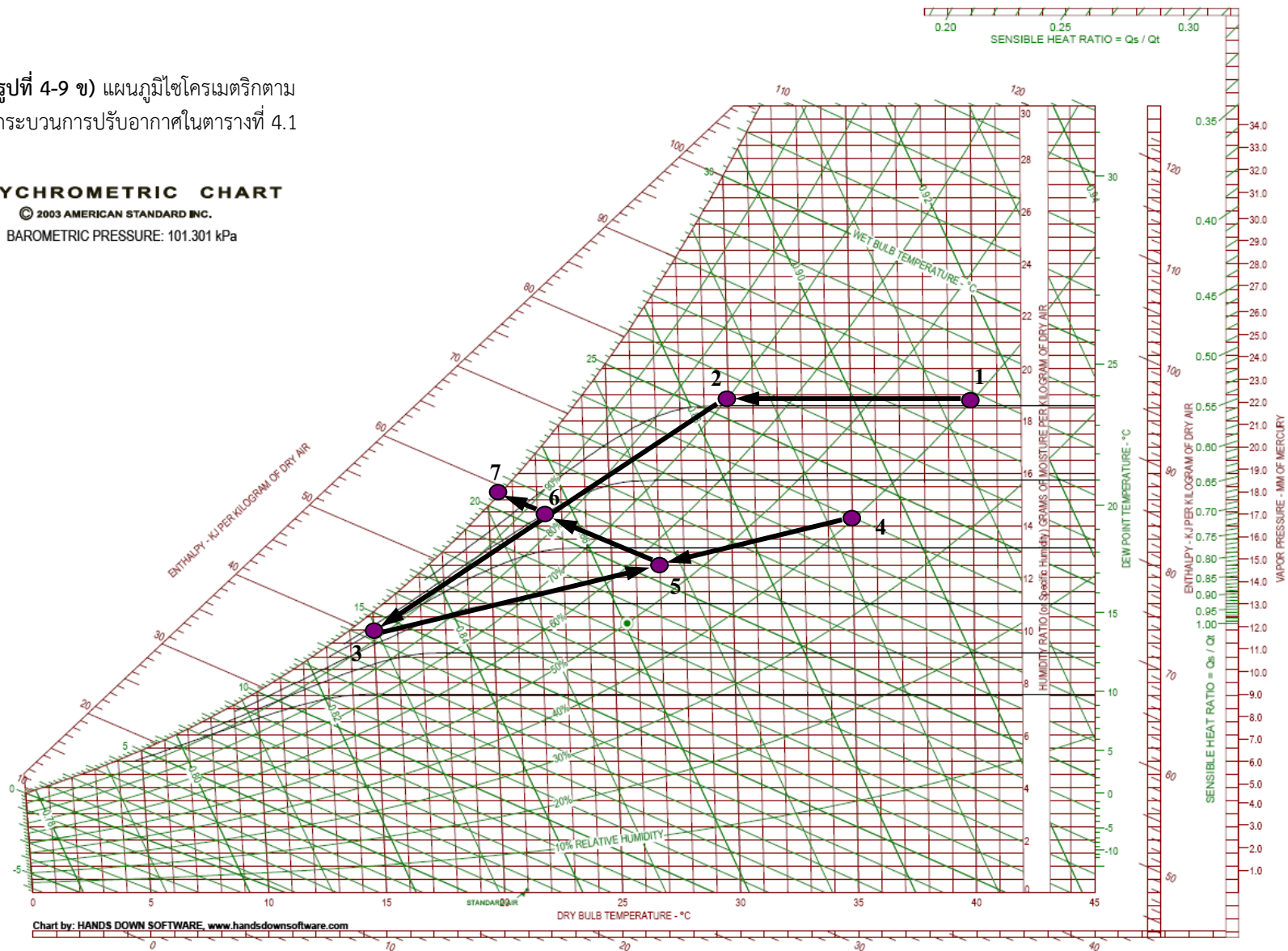
5.1 ความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ความชื้นจำเพาะคงที่

5.2 ความร้อนแฝง (Latent Heat) การเปลี่ยนแปลงปริมาณความชื้นในอากาศที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งคงที่



รูปที่ 4-9 ก) ค่าสมบัติของอากาศขึ้นบนแผนภูมิไซโครเมตริก

4-12



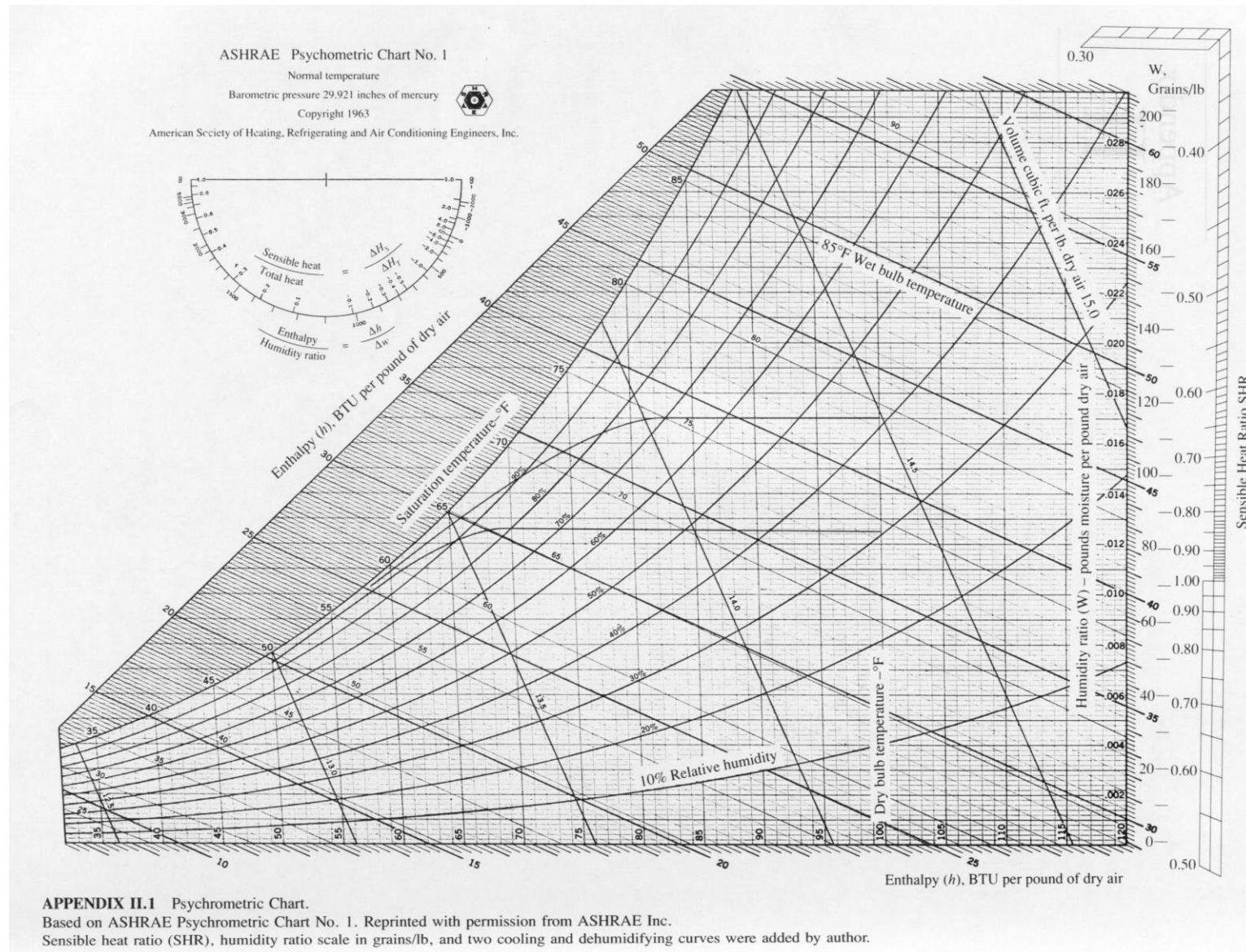


Table A-1a Properties of Refrigerant 718 (Water–Steam)—English Units

Temp., ^a F	Pressure, psia	Density, Liquid, lb/ft ³	Volume, Vapor, ft ³ /lb	Enthalpy, Btu/lb		Entropy, Btu/(lb-F)		Specific Heat c_p , Btu/(lb-F)		Viscosity, lbm/(ft-hr)		Thermal Cond., Btu/(hr-ft F)		Temp., ^a F
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
32.02	0.089	62.41	3299.6	0.0	1075.0	0.0000	2.1864	1.0100	0.4461	4.336	0.0223	0.3241	0.00986	32.02
40.00	0.122	62.42	2443.5	8.0	1078.5	0.0162	2.1586	1.0037	0.4467	3.740	0.0226	0.3290	0.01000	40.00
50.00	0.178	62.41	1703.1	18.1	1082.9	0.0361	2.1254	1.0003	0.4476	3.161	0.0229	0.3351	0.01018	50.00
60.00	0.256	62.37	1200.3	28.0	1087.3	0.0555	2.0938	0.9993	0.4480	2.713	0.0232	0.3411	0.01037	60.00
70.00	0.363	62.30	867.45	38.0	1091.7	0.0745	2.0637	0.9992	0.4497	2.360	0.0236	0.3469	0.01057	70.00
80.00	0.507	62.21	632.67	48.0	1096.0	0.0932	2.0351	0.9992	0.4511	2.075	0.0240	0.3524	0.01078	80.00
90.00	0.699	62.11	467.66	58.0	1100.3	0.1116	2.0078	0.9991	0.4525	1.842	0.0244	0.3576	0.01100	90.00
100.00	0.950	61.99	350.05	68.0	1104.6	0.1296	1.9818	0.9990	0.4542	1.648	0.0248	0.3625	0.01123	100.00
110.00	1.276	61.86	265.16	78.0	1108.9	0.1473	1.9569	0.9989	0.4560	1.486	0.0252	0.3670	0.01147	110.00
120.00	1.694	61.71	203.11	88.0	1113.2	0.1646	1.9332	0.9988	0.4580	1.348	0.0256	0.3710	0.01171	120.00
130.00	2.224	61.55	157.23	98.0	1117.4	0.1817	1.9105	0.9988	0.4602	1.230	0.0260	0.3747	0.01197	130.00
140.00	2.891	61.38	122.93	108.0	1121.6	0.1985	1.8888	0.9990	0.4627	1.129	0.0264	0.3781	0.01224	140.00
150.00	3.720	61.19	97.021	118.0	1125.7	0.2150	1.8680	0.9995	0.4654	1.040	0.0269	0.3810	0.01252	150.00
160.00	4.743	61.00	77.262	128.0	1129.8	0.2313	1.8481	1.0002	0.4683	0.963	0.0273	0.3836	0.01281	160.00
170.00	5.994	60.80	62.046	138.0	1133.9	0.2473	1.8290	1.0011	0.4715	0.894	0.0278	0.3859	0.01311	170.00
180.00	7.513	60.58	50.224	148.0	1137.9	0.2631	1.8107	1.0023	0.4750	0.834	0.0282	0.3879	0.01342	180.00
190.00	9.341	60.36	40.962	158.0	1141.9	0.2787	1.7930	1.0036	0.4788	0.781	0.0287	0.3896	0.01374	190.00
200.00	11.526	60.12	33.546	168.1	1145.8	0.2940	1.7761	1.0052	0.4829	0.733	0.0291	0.3910	0.01408	200.00
210.00	14.122	59.88	27.826	178.2	1149.6	0.3091	1.7598	1.0069	0.4873	0.690	0.0296	0.3922	0.01443	210.00
212.00	14.696	59.83	26.809	180.2	1150.4	0.3121	1.7566	1.0072	0.4882	0.682	0.0297	0.3924	0.01450	212.00
220.00	17.184	59.63	23.159	188.2	1153.4	0.3241	1.7441	1.0087	0.4921	0.651	0.0300	0.3931	0.01478	220.00
230.00	20.774	59.37	19.393	198.3	1157.0	0.3388	1.7289	1.0108	0.4973	0.616	0.0305	0.3939	0.01516	230.00
240.00	24.960	59.10	16.332	208.5	1160.6	0.3534	1.7143	1.0129	0.5029	0.585	0.0310	0.3944	0.01555	240.00
250.00	29.814	58.82	13.830	218.6	1164.1	0.3678	1.7001	1.0153	0.5089	0.556	0.0314	0.3948	0.01595	250.00
260.00	35.411	58.54	11.772	228.8	1167.6	0.3820	1.6861	1.0177	0.5155	0.530	0.0319	0.3950	0.01636	260.00
270.00	41.835	58.24	10.069	239.0	1170.9	0.3960	1.6732	1.0203	0.5225	0.506	0.0324	0.3950	0.01679	270.00
280.00	49.173	57.94	8.6520	249.2	1174.1	0.4099	1.6603	1.0231	0.5301	0.484	0.0328	0.3949	0.01723	280.00
290.00	57.516	57.63	7.4677	259.5	1177.2	0.4237	1.6478	1.0261	0.5383	0.464	0.0333	0.3946	0.01769	290.00

^a Temperatures are on the IPTS-68 scale.

Source: Reprinted by permission from *ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume*, 1997.

Table A-1b Properties of Refrigerant 718 (Water–Steam)—SI Units

Temp., ^a C	Absolute Pressure, MPa	Density, Liquid, kg/m ³	Volume, Vapor, m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c_p , kJ/(kg·K)		Viscosity, μ Pa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Temp., ^a C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0.01	0.00061	999.8	205.98	0.0	2500.5	0.0000	9.1541	4.229	1.868	1792.4	9.22	561.0	17.07	0.01
5.00	0.00087	999.9	147.02	21.0	2509.7	0.0763	9.0236	4.200	1.871	1519.1	9.34	570.5	17.34	5.00
10.00	0.00123	999.7	106.32	42.0	2518.9	0.1510	8.8986	4.188	1.874	1306.6	9.46	580.0	17.62	10.00
15.00	0.00171	999.1	77.900	62.9	2528.0	0.2242	8.7792	4.184	1.878	1138.2	9.59	589.3	17.92	15.00
20.00	0.00234	998.2	57.777	83.8	2537.2	0.2962	8.6651	4.183	1.882	1002.1	9.73	598.4	18.23	20.00
25.00	0.00317	997.0	43.356	104.8	2546.3	0.3670	8.5558	4.183	1.887	890.5	9.87	607.1	18.55	25.00
30.00	0.00425	995.6	32.896	125.7	2555.3	0.4365	8.4513	4.183	1.892	797.7	10.01	615.4	18.88	30.00
35.00	0.00563	994.8	25.221	146.6	2564.4	0.5050	8.3511	4.183	1.898	719.6	10.16	623.2	19.23	35.00
40.00	0.00738	992.2	19.528	167.5	2573.4	0.5723	8.2550	4.182	1.905	653.2	10.31	630.5	19.60	40.00
45.00	0.00959	990.2	15.263	188.4	2582.3	0.6385	8.1629	4.182	1.912	596.3	10.46	637.3	19.97	45.00
50.00	0.01234	988.0	12.037	209.3	2591.2	0.7037	8.0745	4.182	1.919	547.0	10.62	643.5	20.36	50.00
55.00	0.01575	985.6	9.5730	230.2	2600.0	0.7680	7.9896	4.182	1.928	504.1	10.77	649.2	20.77	55.00
60.00	0.01993	983.2	7.6746	251.2	2608.8	0.8312	7.9080	4.183	1.937	466.5	10.93	654.3	21.18	60.00
65.00	0.02502	980.5	6.1996	272.1	2617.5	0.8935	7.8295	4.184	1.947	433.4	11.10	658.9	21.62	65.00
70.00	0.03118	977.8	5.0447	293.0	2626.1	0.9549	7.7540	4.187	1.958	404.0	11.26	663.1	22.07	70.00
75.00	0.03856	974.8	4.1333	314.0	2634.6	1.0155	7.6813	4.190	1.970	377.8	11.42	666.7	22.53	75.00
80.00	0.04737	971.8	3.4088	334.9	2643.1	1.0753	7.6112	4.194	1.983	354.5	11.59	670.0	23.01	80.00
85.00	0.05781	968.6	2.8289	355.9	2651.4	1.1343	7.5436	4.199	1.996	333.4	11.76	672.8	23.50	85.00
90.00	0.07012	965.3	2.3617	376.9	2659.6	1.1925	7.4784	4.204	2.011	314.5	11.93	675.3	24.02	90.00
95.00	0.08453	961.9	1.9828	398.0	2667.7	1.2501	7.4154	4.210	2.027	297.4	12.10	677.4	24.55	95.00
100.00	0.10132	958.4	1.6736	419.1	2675.7	1.3069	7.3545	4.217	2.044	281.2	12.27	679.1	25.09	100.00
105.00	0.12079	954.8	1.4200	440.2	2683.6	1.3630	7.2956	4.224	2.062	267.7	12.44	680.6	25.66	105.00
110.00	0.14324	951.0	1.2106	461.3	2691.3	1.4186	7.2386	4.232	2.082	254.8	12.61	681.7	26.24	110.00
115.00	0.16902	947.1	1.0370	482.5	2698.8	1.4735	7.1833	4.240	2.103	243.0	12.78	682.6	26.84	115.00
120.00	0.19848	943.2	0.89222	503.8	2706.2	1.5278	7.1297	4.249	2.126	232.1	12.96	683.2	27.46	120.00
125.00	0.23201	939.1	0.77089	525.1	2713.4	1.5815	7.0777	4.258	2.150	222.2	13.13	683.6	28.10	125.00
130.00	0.27002	934.9	0.66872	546.4	2720.4	1.6346	7.0272	4.268	2.176	213.0	13.30	683.7	28.76	130.00
135.00	0.31293	930.6	0.58234	567.8	2727.2	1.6873	6.9780	4.278	2.203	204.5	13.47	683.6	29.44	135.00
140.00	0.36119	926.2	0.50898	589.2	2733.8	1.7394	6.9302	4.288	2.233	196.6	13.65	683.3	30.13	140.00
145.00	0.41529	921.7	0.44643	610.8	2740.2	1.7910	6.8836	4.300	2.265	189.3	13.82	682.8	30.85	145.00

^aTemperatures are on the IPTS-68 scale.

Source: Reprinted by permission from ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume, 1997.

4.5.1 กระบวนการปรับอากาศ

กระบวนการปรับอากาศมีอยู่หลายลักษณะขึ้นอยู่กับจุดประสงค์ของการใช้งาน ตารางที่ 4-1 และแผนภูมิไซโครเมตริกในรูปที่ 4-9 ข) แสดงกระบวนการปรับอากาศในลักษณะต่างๆ

ตารางที่ 4-1 กระบวนการปรับอากาศ

ตำแหน่ง ในรูปที่ 4.9 ข	กระบวนการ	วิธีการ	อุณหภูมิ กระเปาะแห้ง (°C)	ความชื้น สัมพัทธ์ (%)	เอนทาลปี (kJ/kg)	การ เปลี่ยนแปลง 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 7 อยู่ระหว่าง 5 และ 6 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 แบบระเหยและ เกิดการกลั่นตัว	บนเส้นอิ่มตัว	27→20.5	56→100	59	0

ประโยชน์สำคัญประการหนึ่งของแผนภูมิไซโครเมตริก คือ การใช้คำนวณภาระการทำความเย็น หรือปริมาณความร้อนที่ต้องดึงออกจากอากาศในพื้นที่ปรับอากาศ ตัวอย่างเช่น จากตารางที่ 4-1 อากาศที่ผ่านกระบวนการทำความเย็น และลดความชื้น (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 Btuh)

ค่าอัตราการทำความเย็นหรือความสามารถในการทำความเย็นนี้ สามารถนำไปใช้คำนวณปริมาณพลังงานที่ใช้ และประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศต่อไปได้

4.6 การตรวจวัด และประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศ

ในการประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ และระบบปรับอากาศแบบอัดไอ เราต้องทราบภาระการทำความเย็น และความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศหรือระบบปรับอากาศนั้น ๆ

4.6.1 เครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียว

ในทางปฏิบัติการประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียว เราจะวัดภาระการทำความเย็นจากอากาศที่หมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น และความต้องการไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ร่วมกับพัตลมของอีวาโพเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ อย่างไรก็ตาม ความต้องการไฟฟ้าของพัตลมอีวาโพเรเตอร์และคอนเดนเซอร์จะมีค่าต่ำเมื่อเทียบกับของคอมเพรสเซอร์

ก) การตรวจวัดภาระการทำความเย็น

ภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ในที่นี้หมายถึง ปริมาณหรืออัตราของพลังงานความร้อนที่ดูดซับโดยคอยล์เย็นหรืออีวาโพเรเตอร์ ในพื้นที่ปรับอากาศหนึ่งๆ ซึ่งประกอบด้วย

1. แหล่งความร้อนภายใน (Internal Heat Source) ได้แก่ คน ระบบแสงสว่าง และอุปกรณ์ต่างๆ
2. แหล่งความร้อนภายนอก (External Heat Source) ได้แก่ การถ่ายเทความร้อนผ่านกรอบอาคารเนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิภายนอก และภายใน และการแผ่รังสีความร้อนโดยตรงจากแสงอาทิตย์ผ่านกรอบอาคารที่เป็นกระจก
3. อากาศระบายและอากาศรั่วไหล (Ventilation and Infiltration Air) ได้แก่ อากาศภายนอกที่ป้อนเข้ามาในพื้นที่ปรับอากาศเพื่อรักษาคุณภาพของอากาศ และอากาศภายนอกที่รั่วไหลเข้ามาตามรอยแยกของกรอบอาคารหรือวงกบประตูหน้าต่าง

อัตราการทำความเย็นที่คอยล์เย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (4.1)

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_a (h_i - h_e) \quad (4.1)$$

เมื่อ $\dot{Q}_L$ = อัตราการทำความเย็น, kW
 $\dot{m}_a$ = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น, kg/s
 h_i = เอนทาลปีของอากาศที่เข้าคอยล์เย็น, kJ/kg
 h_e = เอนทาลปีของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น, kJ/kg

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศผ่านคอยล์เย็นคำนวณได้จาก

$$\dot{m}_a = \rho_a \dot{V}_a = \rho_a v_a A_{diff} \quad (4.2)$$

เมื่อ ρ_a = ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m³
 $\dot{V}_a$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น, m³/s
 v_a = ความเร็วของอากาศที่หัวจ่ายลม, m/s
 A_{diff} = พื้นที่ของหัวจ่ายลม, m²

และจากสมการที่ (4.1) และ (4.2) ขนาดการทำความเย็นในหน่วยตันความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบหน่วยเดียวสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (4.3) และ (4.4)

$$\dot{Q}_L = 5.707 \times 10^{-3} \times \dot{V}_a \times (h_i - h_e) \quad (4.3)$$

เมื่อ $\dot{Q}_L$ = ความสามารถในการทำความเย็น, Ton of Refrigeration (TR)
 $\dot{V}_a$ = ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น, m³/min

$$\dot{Q}_L = 4.5 \times \dot{V}_a \times (h_i - h_e) \quad (4.4)$$

เมื่อ $\dot{V}_a$ = ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น, ft³/min

หมายเหตุ $\dot{Q}_L$ มีหน่วยเป็น Ton of Refrigeration โดย 1 TR = 12,000 Btu/h = 3.517 kW

สำหรับสมการที่ (4.1) ถึง (4.4) สามารถใช้คำนวณภาระความเย็นของพัดลม (Fan Coil Unit) และเครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) ของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ได้เช่นกัน

ข) การตรวจวัดความต้องการไฟฟ้า

เราสามารถตรวจวัดความต้องการไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (E_{comp}) พัดลมที่อิวาโพเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์ได้จากเครื่องมือวัดทางไฟฟ้าโดยตรงในขณะที่เครื่องปรับอากาศกำลังทำงาน

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

- บันทึกค่าความเร็วลมผ่านหน้าตัดของช่องลมกลับ ในหน่วย m/s โดยควรวัดหลาย ๆ จุดให้ทั่วทั้งหน้าตัดแล้วหาค่าเฉลี่ย
- วัดขนาดพื้นที่หน้าตัดของช่องลมกลับ แล้วนำไปคูณกับค่าความเร็วลมเฉลี่ยเพื่อหาปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็นได้
- บันทึกค่าอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่าย (Supply Air) เพื่อนำไปหาค่าเอนทัลปีของลมจ่าย (h_e) จากแผนภูมิ Psychrometric
- บันทึกค่าอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของลมกลับ (Return Air) เพื่อนำไปหาค่าเอนทัลปีของลมกลับ (h_i) จากแผนภูมิ Psychrometric
- บันทึกค่าการใช้กำลังไฟฟ้าของพัดลมเป็น kW ด้วย Power Meter

ค) สมรรถนะการทำความเย็น

ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแสดงในรูปของค่าสมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance, COP) ซึ่งนิยามด้วย อัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ถูกดูดซับโดยคอยล์เย็น (ปริมาณความเย็นที่ทำได้) ต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{E_{comp}} \quad (4.5)$$

เมื่อ $\dot{Q}_L$ = อัตราการทำความเย็น, kW

E_{comp} = ความต้องการไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ, 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 ซึ่งมีหน่วยเป็น บีทียูต่อชั่วโมง/วัตต์ นิยมใช้แสดงค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องชนิดไคเร็คเอ็กส์แพนชั่นหรือ

เครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก ส่วนค่ากิโลวัตต์ต่อตันความเย็น นิยมใช้แสดงค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่ เช่น ระบบน้ำเย็น

$$EER = 3.415 \cdot COP \quad (4.6)$$

เมื่อ COP = สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

ตัวอย่างที่ 1 ในการตรวจวัดเครื่องปรับอากาศแบบ Split type เครื่องหนึ่ง บันทึกค่าความเร็วลมกลับเฉลี่ยบริเวณช่องลมกลับได้เท่ากับ 0.5 m/s วัดขนาดของช่องลมกลับได้พื้นที่เท่ากับ 0.9 m² ค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่ายเท่ากับ 15.8°C และ 78.7%RH สำหรับลมกลับวัดได้ 25.1°C และ 58.2%RH ค่าการใช้ไฟของเครื่องปรับอากาศวัดได้เท่ากับ 2.4 kW คำนวณหาขนาดการทำความเย็น และสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

วิธีการคำนวณ

จากข้อมูลของลมจ่าย และลมกลับ นำไปพล็อตในแผนภูมิอากาศ จะได้ค่าเอนทัลปีของลมจ่ายเท่ากับ 38.1 kJ/kg ส่วนของลมกลับเท่ากับ 54.8 kJ/kg

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

ขนาดทำความเย็นของเครื่องส่งลมเย็นตัวนี้จะเท่ากับ

$$\dot{Q}_L = 5.707 \times 10^{-3} \times \dot{V}_a \times (h_i - h_e)$$

$$\begin{aligned} Q_L &= 5.708 \times 10^{-3} \times 27.0 \times (54.8 - 38.1) = 2.6 && \text{TR} \\ \text{หรือ } 2.6 \times 12000 &= 30,879 && \text{Btu/h} \\ \text{หรือ } 30,879 \times 0.2928 / 1000 &= 9.05 \text{ kW} && (1 \text{ Btu/h} = 0.2928 \text{ W}) \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

$$\begin{aligned} EER &= (30,879) / (2.4 \times 1000) = 12.9 \\ COP &= (9.05) / (2.4) = 3.77 \end{aligned}$$

4.6.2 เครื่องทำน้ำเย็น

เครื่องทำน้ำเย็น คือ เครื่องปรับอากาศที่ผลิตครบชุดในตัวจากโรงงาน โดยทำน้ำหรือน้ำเกลือให้เย็นก่อนแล้วจึงใช้ปั๊มสูบน้ำหรือน้ำเกลือที่เย็นไปทำอากาศให้เย็นอีกทอดหนึ่ง อุณหภูมิโดยประมาณที่ใช้งานดังแสดงตามรูปที่ 4-1 สำหรับเครื่องทำน้ำเย็น อัตราการทำความเย็นสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (4.7)$$

เมื่อ $\dot{Q}_L$ = อัตราการทำความเย็น, kW

$\dot{m}_w$ = อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น, kg/s

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

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

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

อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{m}_w = \rho_w \dot{V}_w \quad (4.8)$$

เมื่อ ρ_w = ความหนาแน่นของน้ำ, kg/m³
 $\dot{V}_w$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น, m³/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 Btu/lb.°F)
 การทำความเย็นในหน่วยอังกฤษ ต้นความเย็น สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{V}_w (T_{w,in} - T_{w,out})}{24} \quad (4.9)$$

เมื่อ $\dot{Q}_L$ = อัตราการทำความเย็น, TR
 $\dot{V}_w$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น, gpm
 $T_{w,in}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น, °F
 $T_{w,out}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น, °F

จากสมการข้างต้น ในการวิเคราะห์อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น สิ่งที่จะต้องทำการตรวจวัด ได้แก่

- อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น โดยอ่านจากมิเตอร์ หรือใช้เครื่องมือวัดแบบอัลตราโซนิก เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น
- อุณหภูมิน้ำเย็นด้านเข้าของเครื่องทำน้ำเย็น
- อุณหภูมิน้ำเย็นด้านออกของเครื่องทำน้ำเย็น

ตัวอย่างที่ 2 จากรูปที่ 4-1 น้ำเย็นไหลเข้าเครื่องทำน้ำเย็นวัดได้ในอัตรา 480 gpm อุณหภูมิน้ำเข้า 55°F และไหลออก 45°F และวัดความต้องการไฟฟ้าได้ 120 kW จงหาขนาดทำความเย็นและสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น

วิธีการคำนวณ

$$\begin{aligned} \text{ขนาดทำความเย็น} \quad \dot{Q}_L &= \frac{\dot{V}_w (T_{w,in} - T_{w,out})}{24} \\ &= 480 * (55 - 45) / 24 \\ &= 200 \text{ TR} \\ &= 2,400,000 \text{ Btu/h} \quad (= 200 \times 12000) \\ &= 702.7 \text{ kW} \quad (= 2,400,000 \times 0.2928 / 1000) \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น

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

4.7 มาตรการการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ

แนวทางในการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศด้วยการลดปริมาณการใช้พลังงาน และเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ สามารถทำได้หลายประการดังต่อไปนี้

4.7.1 การเพิ่มอุณหภูมิระเหยด้านดูดหรือความดันด้านต่ำ (T_E/P_E)

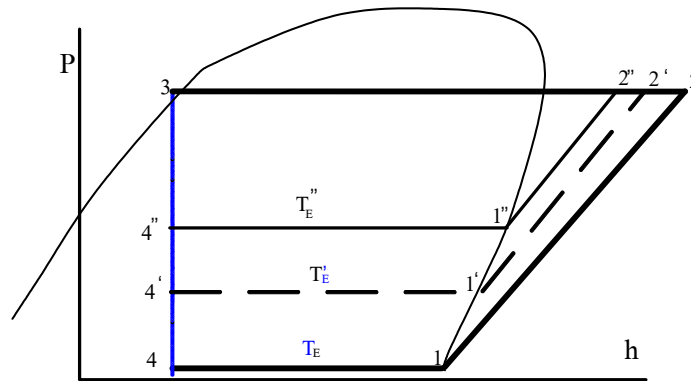
เราสามารถใช้แผนภูมิ P-h ของวัฏจักรอัดมคตวิเคราะห์ให้เห็นว่า อุณหภูมิระเหยหรืออุณหภูมิอัดด้านดูดหรือความดันด้านต่ำมีค่าสูงประสิทธิภาพซีโอพียิ่งดี

จากแผนภูมิ P-h จะเห็นว่า ประสิทธิภาพที่ T_E ต่างๆดังนี้

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

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

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



รูปที่ 4-10 การเพิ่มอุณหภูมิระเหยด้านดูดหรือความดันด้านต่ำ

จากแผนภูมิจะเห็นว่า $(h_1 - h_3) < (h_1' - h_3) < (h_1'' - h_3)$ และ $(h_2 - h_1) > (h_2' - h_1') > (h_2'' - h_1'')$

ประสิทธิภาพดีขึ้น เพราะ $COP'' > COP' > COP$

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

4.7.2 การลดอุณหภูมิควบแน่นความดันด้านสูง

เราสามารถวิเคราะห์ได้เช่นกันว่า ถ้าลดอุณหภูมิควบแน่นหรือความดันด้านสูง ประสิทธิภาพ ซีโอพียิ่งสูงขึ้น และความสามารถในการทำความเย็นก็เพิ่มขึ้น

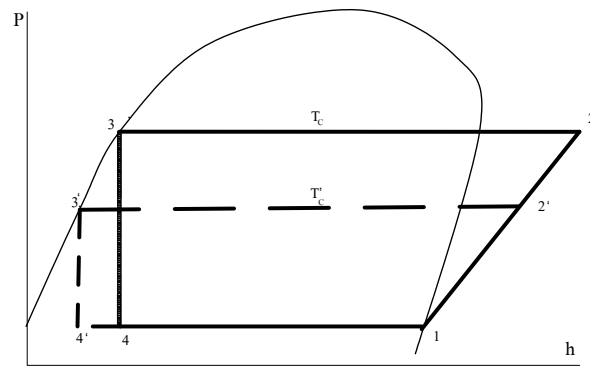
จากแผนภูมิ P-h จะเห็นได้ว่า

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

$$\text{และ } COP' = (h_1 - h_3') / (h_2' - h_1) \text{ สำหรับ } T_c' \text{ (อุณหภูมิควบแน่นลดลง)}$$

$$\text{ซึ่ง } (h_1 - h_3') > (h_1 - h_3) \text{ และ } (h_2' - h_1) < (h_2 - h_1)$$

$$\text{ดังนั้น } COP' > COP$$



รูปที่ 4-11 การลดอุณหภูมิควบแน่นความดันต่ำสูง

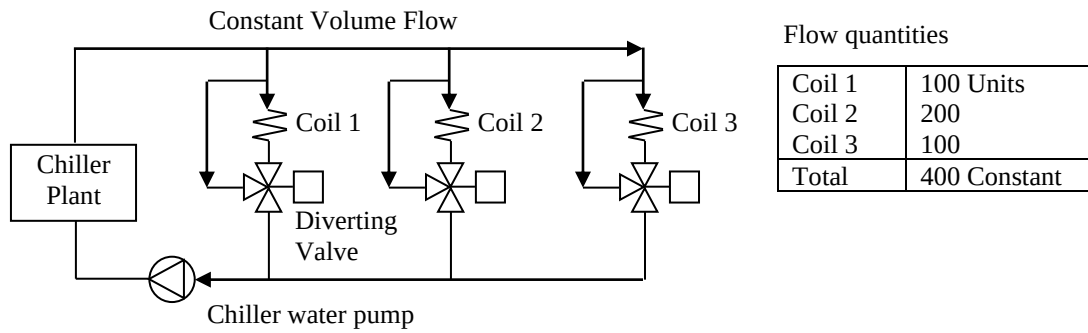
4.7.3 ระบบส่งน้ำเย็นแบบปริมาตรแปรเปลี่ยน (Variable Water Volume (VWV) System)

ในระบบปรับอากาศขนาดใหญ่จะใช้น้ำเย็นเป็นตัวกลางในการดูดความร้อนที่ห้องปรับอากาศรวมกับการใช้เครื่องส่งลมเย็น แล้วนำความร้อนกลับไประบายทิ้งที่เครื่องทำน้ำเย็น ในการหมุนเวียนน้ำเย็นจะใช้เครื่องสูบน้ำขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า ซึ่งจะใช้กำลังไฟฟ้าตามสมการ

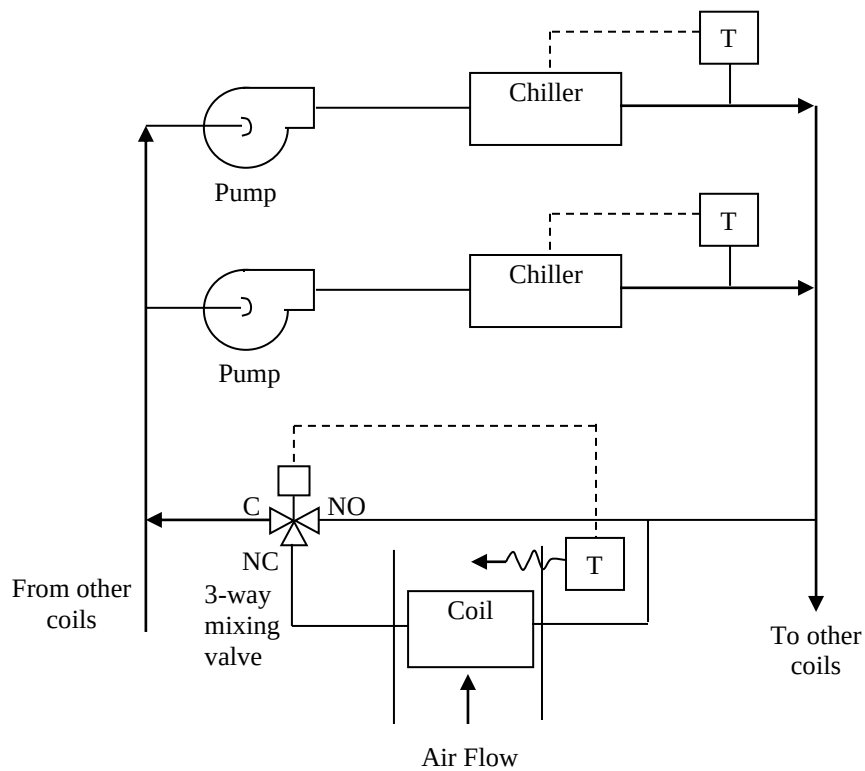
$$P_p = \frac{\gamma Q_w H}{\eta_m \eta_p} \quad (4.10)$$

โดย	P_p	=	กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำ, W
	γ	=	น้ำหนักจำเพาะของน้ำ, N/m ³
	Q_w	=	อัตราการไหลของน้ำเย็น, m ³ /s
	H	=	ความดันรวมของน้ำ (Total Dynamic Head), m
	η_m	=	ประสิทธิภาพของมอเตอร์
	η_p	=	ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ

จากสมการที่ 4.10 เมื่อ Q_w และ H มีค่าสูง ระบบจะต้องการกำลังไฟฟ้าสูง ในระบบที่อัตราการไหลของน้ำเย็นจะคงที่ โดยไม่ขึ้นกับภาระการทำความเย็น ระบบนี้เรียกว่า ระบบปริมาตรคงที่ และเป็นระบบที่ใช้พลังงานมาก ส่วนระบบที่ใช้วาล์ว 2 ทาง อัตราการไหลจะเปลี่ยนไปตามภาระในการทำความเย็น เรียกว่า ระบบปริมาตรน้ำแปรเปลี่ยน (ดังแสดงในรูปที่ 4-13) ระบบนี้จะมีระบบควบคุมการทำงานของเครื่องสูบน้ำเพื่อปรับลดความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ และสามารถประหยัดพลังงานได้เมื่อภาระในการทำความเย็นลดลง นอกจากนี้การออกแบบระบบท่อน้ำและอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบท่อน้ำที่ดี จะช่วยลด H ของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งเป็นการลดพลังงานที่ใช้กับเครื่องสูบน้ำด้วย



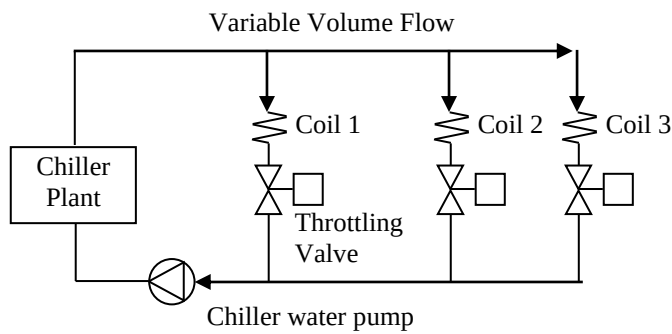
Three-way valve control to a cooling coil



Note:

- Constant chilled water flow at all conditions
- Must use all pumps regardless of load
- Difficult to keep chillers on line at light load

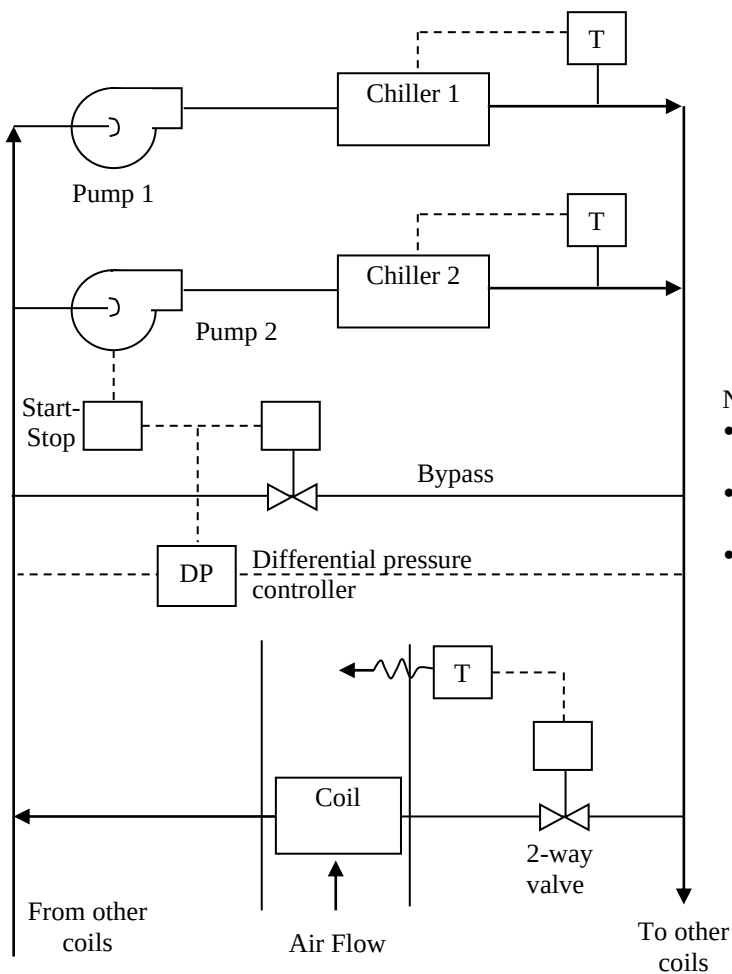
รูปที่ 4-12 Three-Way Valve Control of a Coil



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	<u>80</u>	<u>100</u>	80
Simultaneous flow	310	350	<u>370</u>	360	300

System with two-way control valves



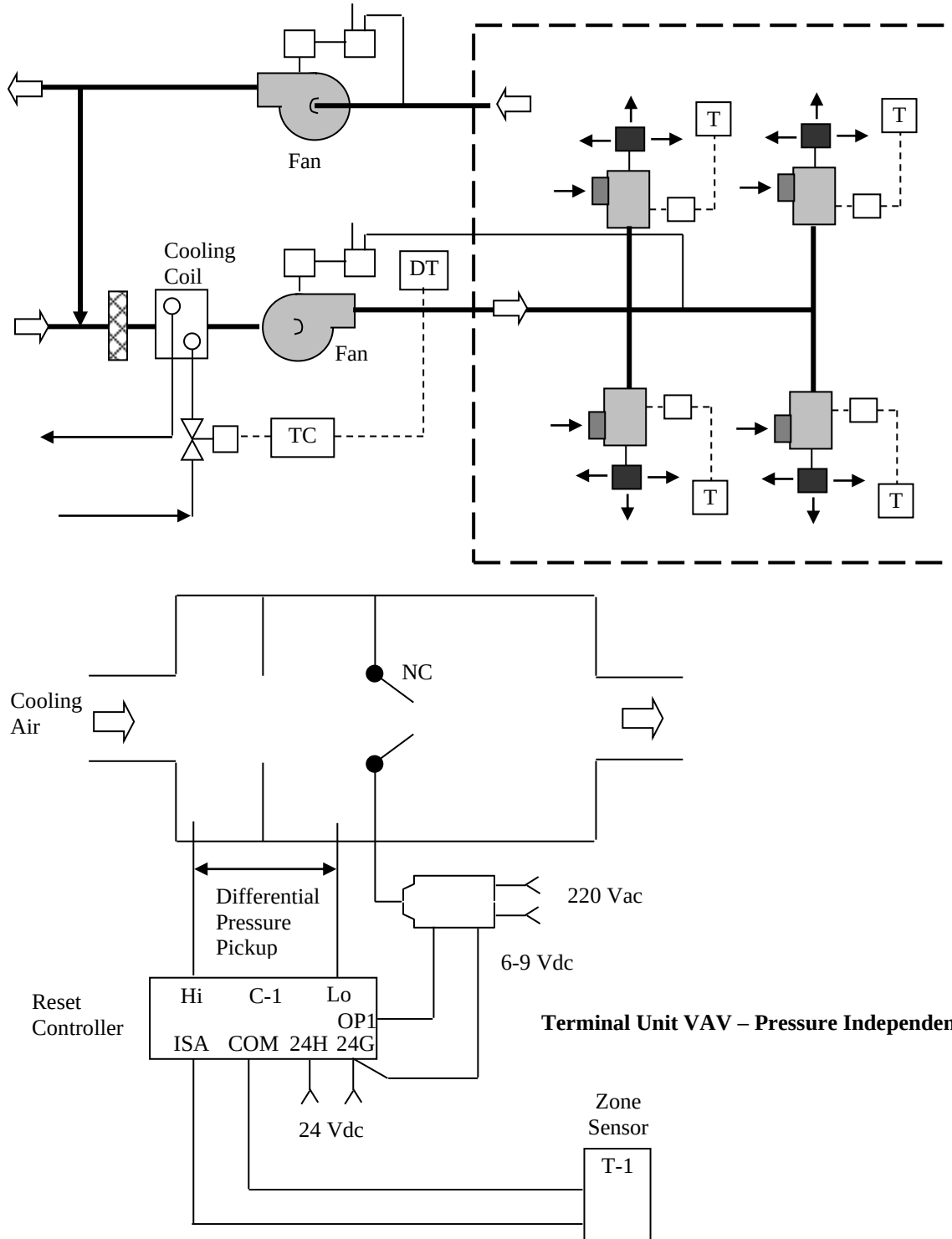
Note:

- 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

รูปที่ 4.13 Two-Way Value with Pump Bypass

4.7.4 ระบบส่งลมเย็นแบบปริมาตรแปรเปลี่ยน (Variable Air Volume (VAV) System)

ในระบบส่งลมเย็นจะใช้อากาศเย็นเป็นตัวกลางในการดูดความร้อนในห้องหรือโซนต่าง ๆ โดยใช้หัวจ่ายลมดังแสดงในรูปที่ 4-14 จากนั้นจะนำความร้อนกลับไปที่เครื่องส่งลมเย็น ในการหมุนเวียนลมเย็นจะใช้พัดลมที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อภาระการทำความเย็นของห้องต่าง ๆ ลดลง ระบบควบคุมจะปรับลดความเร็วรอบของมอเตอร์ และปริมาณลมตาม ทำให้เกิดการประหยัดพลังงาน



รูปที่ 4-14 VAV System Control

4.7.5 การใช้ท่อความร้อน (Heat Pipe)

งานบางประเภท เช่น อุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ อุตสาหกรรมยา ฯลฯ จำเป็นต้องมีการควบคุมทั้งอุณหภูมิ และความชื้นของอากาศไปพร้อมกัน วิธีการดั้งเดิม ได้แก่ วิธีลดอุณหภูมิให้ต่ำแล้วให้ความร้อนซ้ำ (Overcool and Reheat) ซึ่งมีหลักการทำงาน คือ คอยล์เย็นจะลดอุณหภูมิของอากาศให้ต่ำกว่าค่าที่ต้องการก่อนเพื่อดึงความชื้นออกจนถึงระดับที่ต้องการ จากนั้น จะใช้ขดลวดความร้อนทำการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศเพื่อให้ลมจ่ายมีอุณหภูมิสูงกลับขึ้นมาถึงค่าที่ต้องการ

ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ไม่ต้องใช้พลังงานในการขับเคลื่อน ส่วนประกอบมีเพียงท่อทองแดงหรือท่อโลหะอื่นปลายปิดสองข้าง ภายในบรรจุสารทำความเย็นปริมาณเล็กน้อย สารทำความเย็นที่ปลายด้านที่ต่ำกว่าจะมีสถานะเป็นของเหลว ทำหน้าที่ดูดความร้อนจากภายนอก ซึ่งจะทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอลอยขึ้นไปสู่ปลายด้านที่สูงกว่าและคายความร้อนสู่ภายนอก จากนั้น สารทำความเย็นจะควบแน่นกลายเป็นของเหลวไหลกลับลงสู่ปลายด้านที่ต่ำกว่า วงเวียนอยู่อย่างนี้เป็นวัฏจักร

เมื่อนำท่อความร้อนไปติดตั้งภายในเครื่องส่งลมเย็น จะใช้สำหรับนำความร้อนจากอากาศที่เข้าคอยล์เย็นหรือลมกลับ (Return Air) ไปถ่ายเทให้กับอากาศที่ออกจากคอยล์เย็นหรือลมจ่าย (Supply Air) เพื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศในลักษณะที่คล้ายกับวิธีดั้งเดิม แต่จะประหยัดพลังงานกว่าเพราะไม่ต้องลดอุณหภูมิทำงานของคอยล์เย็นให้ต่ำกว่าปกติ และไม่ต้องใช้ขดลวดความร้อนซึ่งต้องการพลังงานไฟฟ้า ตัวอย่างการทำงานของท่อความร้อนที่ติดตั้งในเครื่องส่งลมเย็นแสดงไว้ในรูปที่ 4-15



รูปที่ 4-15 การติดตั้งท่อความร้อนในเครื่องส่งลมเย็น

4.7.6 การปรับปรุงตัวอาคาร

การปรับปรุงที่ตัวอาคารเป็นการลดภาระของการปรับอากาศลง อาจเป็นการออกแบบอาคารใหม่หรือปรับปรุงอาคารเก่าโดยคำนึงถึงสิ่งต่อไปนี้ (อย่างไรก็ตาม การประหยัดพลังงานจะได้ผลมากที่สุดถ้าคำนึงถึงตั้งแต่ช่วงเริ่มออกแบบ)

- อาคารหันในทิศทางที่ถูกต้อง
- ฉนวนที่ใช้ถูกต้อง และเหมาะสม
- อุดช่องรอยรั่วทั้งหมด
- ติดตั้งชุดปิดประตู (Door Closer) ที่ประตู
- หน้าต่างต้องมีการบังแดดที่ดี
- ปริมาณอากาศจาก
- ภายนอกที่เข้ามาในระบบปรับอากาศต้องไม่เกินความต้องการ

- การออกแบบที่เหมาะสมจะทำให้สามารถลดขนาดของเครื่องปรับอากาศ ลดต้นทุนในการติดตั้ง และลดค่าใช้จ่ายในการเดินระบบ

4.7.7 การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพ

การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพอาจทำได้หลายแนวทาง เช่น

- เลือกประเภทและขนาดให้ถูกต้องตามประเภทของงาน
- ใช้มอเตอร์ประสิทธิภาพสูง
- ใช้อุปกรณ์ปรับความเร็วรอบในการควบคุมภาระที่เปลี่ยนแปลงของเครื่องสูบน้ำ และพัดลม
- จัดอุปกรณ์ และการควบคุมตามพื้นที่หรือโซนที่แตกต่างกัน (ไม่ควรให้มีพื้นที่คาบเกี่ยวกัน)

4.7.8 การควบคุมการทำงานที่เหมาะสม

แนวทางการการควบคุมการทำงานให้เหมาะสมอาจทำได้หลายประการ เช่น

- ตั้งค่าอุณหภูมิให้ถูกต้อง และเหมาะสม (อย่าให้เย็นเกินไป)
- อย่าเดินระบบถ้าไม่จำเป็น
- ติดตั้งอุปกรณ์ส่งสัญญาณช่วยในการควบคุม
- ใช้อุปกรณ์ส่งสัญญาณที่มีคุณภาพดี
- ใช้โปรแกรมควบคุมเวลา 365 วัน สำหรับอุปกรณ์ที่ง่ายหรือเล็ก
- สำหรับระบบที่มีความซับซ้อน ใช้การควบคุมที่มีประสิทธิภาพสูง ในการตรวจสอบ บันทึกข้อมูล ของระบบพร้อมรายงานผล

4.7.9 การบำรุงรักษาที่เหมาะสม

อุปกรณ์ทั้งหมดต้องทำการดูแลรักษาเป็นประจำ ซึ่งความถี่ในการดูแลตรวจสอบจะแตกต่างกันไป ขึ้นอยู่กับอุปกรณ์ การบำรุงรักษาที่ดีควรจะต้อง

- ถูกต้องตามความต้องการของอุปกรณ์
- ยึดอายุการใช้งาน
- ป้องกันประสิทธิภาพไม่ให้ต่ำลง
- ใช้พลังงานน้อย

โดยทั่วไปการบำรุงรักษาขึ้นอยู่กับ

- ช่วงระยะเวลาที่กำหนดตามคำแนะนำของผู้ผลิต
- จำนวนชั่วโมงในการทำงาน
- ผลการตรวจสอบ

4.8 กรณีศึกษา

กรณีศึกษาที่ 1: การปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจาก 7°C เป็น 10°C (เพิ่มความดัน และอุณหภูมิสารทำความเย็นในฮีวโปเรเตอร์) และลดการเดินเครื่องทำน้ำเย็น และปั้มน้ำเย็นลงอย่างละ 1 ชุด ในช่วง 8:00–12:00 น. (การใช้พลังงานอย่างเหมาะสม)

โรงงานแห่งหนึ่งมีระบบทำน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศ ประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooled water chiller) 2 ชุด แต่ละตัวมีค่าพิกัด 55 kW และปั้มน้ำเย็น (Chilled water pump) ขนาด 7.5 kW จำนวน 2 ชุด เดินใช้งาน 8–9 ชั่วโมง/วัน 312 วัน/ปี ตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7°C

จากการตรวจวัดพบว่าในช่วงเวลา 8:00–12:00 น. ภาระการทำความเย็นของระบบต่ำ แต่โรงงานยังทำการเดินเครื่องทำน้ำเย็นทั้งหมดตลอดเวลา ซึ่งทำให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าเป็นจำนวนมาก

แนวคิดและขั้นตอนการดำเนินการ

หยุดเดินเครื่องทำน้ำเย็นและปั้มน้ำเย็นลงอย่างละ 1 ชุด ในช่วง 8:00–12:00 น. และปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจาก 7°C เป็น 10°C โดยทดสอบว่าระบบทำน้ำเย็นยังสามารถทำงานได้หรือไม่ ซึ่งจากการทดสอบพบว่ามาตรการข้างต้นสามารถดำเนินการได้โดยไม่มีผลกระทบต่อผู้ใช้อาคารในโรงงาน

ก่อนปรับปรุง

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



ภาพเครื่องทำน้ำเย็นสำหรับปรับอากาศและการตรวจวัดค่ากระแสไฟฟ้า

หลังปรับปรุง

เดินเครื่องทำน้ำเย็นเพียง 1 เครื่องในเวลา 08.00 – 12.00 น. หรือ 4 ชั่วโมง/วัน คิดเป็น 1,248 ชั่วโมง/ปี ซึ่งเครื่องทำน้ำเย็นและปั้มน้ำใช้พลังงานไฟฟ้าดังแสดงในตาราง

รายละเอียด	พิกัดพลังไฟฟ้า (kW)	พลังไฟฟ้า ที่ใช้ (kW)	รายละเอียด	พิกัดพลังไฟฟ้า (kW)	พลังไฟฟ้า ที่ใช้ (kW)
เครื่องทำน้ำเย็น 1	55	64.4	ปั้มน้ำเย็น 1	7.5	5.97
เครื่องทำน้ำเย็น 2	55	0.0	ปั้มน้ำเย็น 2	7.5	0.0
รวม	110	64.4	รวม	15.0	5.97



ภาพแสดงการตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น และการเดิน Comp. และปั้มน้ำเย็นอย่างละเอียด



ภาพการตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น และการเดิน Comp. และปั้มน้ำเย็นอย่างละเอียด

การวิเคราะห์ทางเทคนิค

จำนวนวันทำงาน	=	312	วัน/ปี
พลังไฟฟ้าที่ใช้เดิม	=	99.67	kW (87.80+11.87=99.67)
พลังไฟฟ้าที่ใช้ใหม่	=	70.37	kW (64.4+9.97=70.73)
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 x 1,000	
	=	29,300.00	kWh/ปี
พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ช่วง Off peak	=	29.30 x 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

การวิเคราะห์ผลความคุ้มค่าทางการลงทุน

เงินที่ประหยัดได้	=	112,076.86	บาท/ปี
พลังงานที่ประหยัดได้	=	36,566.40	kWh/ปี
เงินลงทุน	=	-	บาท
ระยะเวลาคืนทุน	=	-	ปี
*ไม่มีการลงทุน			

กรณีศึกษาที่ 2: การลดการใช้เครื่องปรับอากาศในอาคาร

มาตรการนี้เป็นการลดการใช้งานของเครื่องปรับอากาศเมื่อไม่จำเป็น เช่น เวลาไม่มีคนอยู่หรือช่วงพักรับประทานอาหารกลางวันซึ่งพนักงานส่วนใหญ่ไม่อยู่ในห้อง มาตรการดังกล่าวสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในส่วนของสำนักงานค่อนข้างมาก อีกทั้งยังไม่มีการลงทุน

บริเวณสำนักงานของโรงงานแห่งหนึ่งมีการใช้ระบบปรับอากาศ หลังจากเริ่มโครงการอนุรักษ์พลังงานได้มีการกำหนดให้ปิดเครื่องปรับอากาศในช่วงเวลาพักเที่ยงระหว่าง 12.00-13.00 และปรับลดเวลาปิดเครื่องให้เร็วขึ้นอีก 1 ชั่วโมง รวมเวลาการปิด 2 ชั่วโมง โรงงานมีเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจำนวน 29 เครื่อง

ก่อนปรับปรุง

โรงงานใช้เครื่องปรับอากาศตั้งแต่ 8:00 และไม่มีการปิดกระทั่งเลิกงานเวลา 17:30 ทำให้มีการใช้พลังงานที่มากเกินไปจนความจำเป็น



เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในสำนักงาน

จากการตรวจวัดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศทั้งหมดมีการใช้พลังงานดังนี้

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	2.3	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
		พลังไฟฟ้ารวม	55.57

หลังปรับปรุง

การดำเนินการทำได้ทันทีโดยการออกระเบียบให้มีการปิดเครื่องปรับอากาศทั้ง 29 ชุดในช่วงเวลาเที่ยงถึงบ่ายโมงและในช่วงเย็นจะมีการปิดเครื่องตอน 16:30 รวมเวลาปิดเครื่อง 2 ชั่วโมงครึ่งต่อวัน การกำหนดให้ปิดเครื่องทั้ง 29 เครื่อง ลดการใช้พลังงานรวม 55.57 kW

การวิเคราะห์

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของเครื่องปรับอากาศ = (พลังไฟฟ้ารวมของเครื่อง) x (ชั่วโมงทำงานต่อปี) x (เปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่อง)

เปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่อง = 0.8 x (ข้อมูลจากการตรวจวัดเครื่องปรับอากาศ)

ชั่วโมงการหยุดทำงานของเครื่อง = 297 x 2.5

= 742.5 ชั่วโมง/ปี

พลังงานไฟฟ้าใช้ของเครื่องปรับอากาศ = 55.7 kW x 742.5 ชั่วโมง/ปี x 0.8

= 33,085.8 kWh/ปี

ผลประหยัดต่อปี = 33,085.8 kWh/ปี x 2.5 บาท/kWh

= 82,714.5 บาท/ปี

ความคุ้มค่าทางการลงทุน

เงินที่ประหยัดได้ = 82,714.5 บาท/ปี

พลังงานที่ประหยัดได้ = 33,085.8 kWh/ปี

เงินลงทุน = - บาท

ระยะเวลาคืนทุน = - ปี

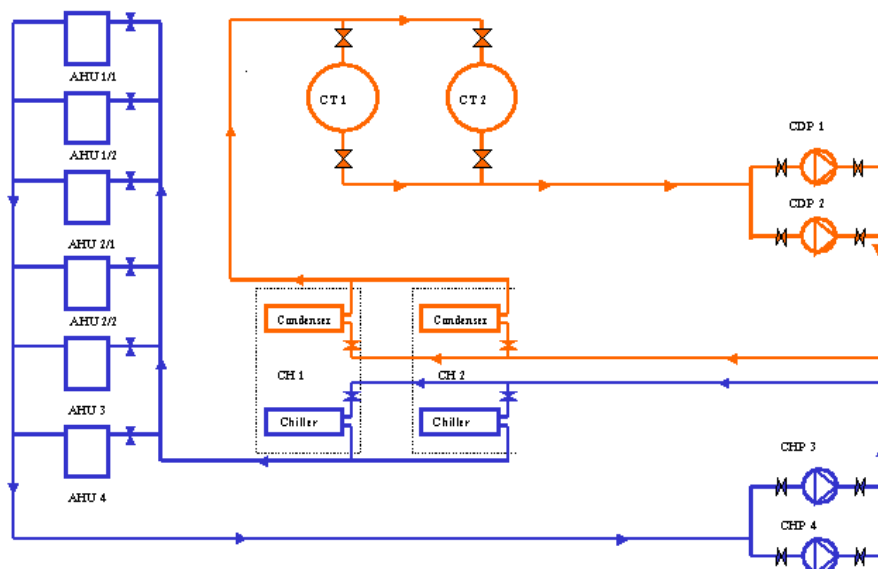
*ไม่มีการลงทุน

กรณีศึกษาที่ 3: การปรับปรุงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นของระบบปรับอากาศ

จากการสำรวจโรงงานแห่งหนึ่งพบว่า โรงงานมีระบบทำน้ำเย็นซึ่งประกอบด้วยเครื่องส่งลม 6 ชุด หอระบายความร้อน 2 ชุด เครื่องสูบน้ำเย็น 2 ชุด เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน 2 ชุด เครื่องทำน้ำเย็น 2 ชุด ซึ่งปกติเปิดใช้งานทั้งหมด โรงงานนี้ทำงาน 8 ชั่วโมงต่อวัน 25 วันต่อเดือน และ 300 วันต่อปี

ก่อนปรับปรุง

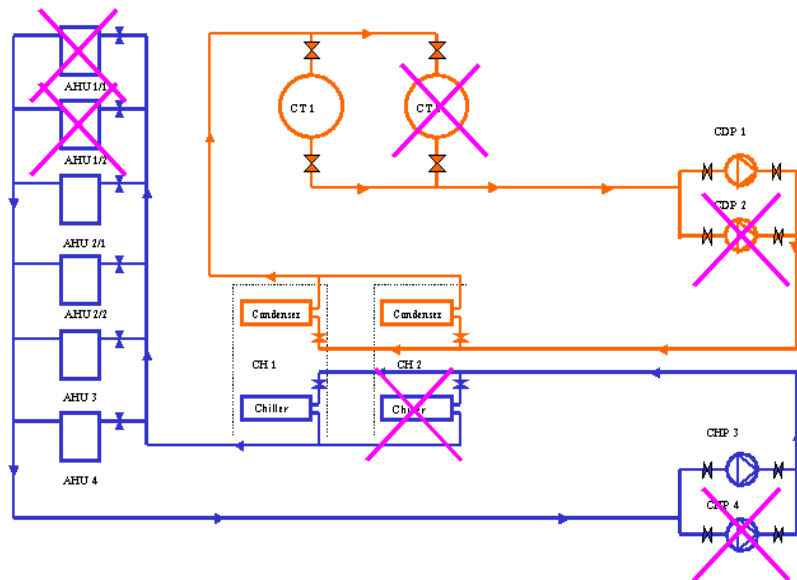
เครื่องทำน้ำเย็นยังทำงานได้ไม่เหมาะสมเท่าที่ควรเพราะขาดการบำรุงรักษาที่ดี ท่อมีการรั่ว และอุดตัน อุณหภูมิน้ำที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็นต่ำเกินไป



แผนภาพการทำงานของระบบปรับอากาศ (ก่อนปรับปรุง)

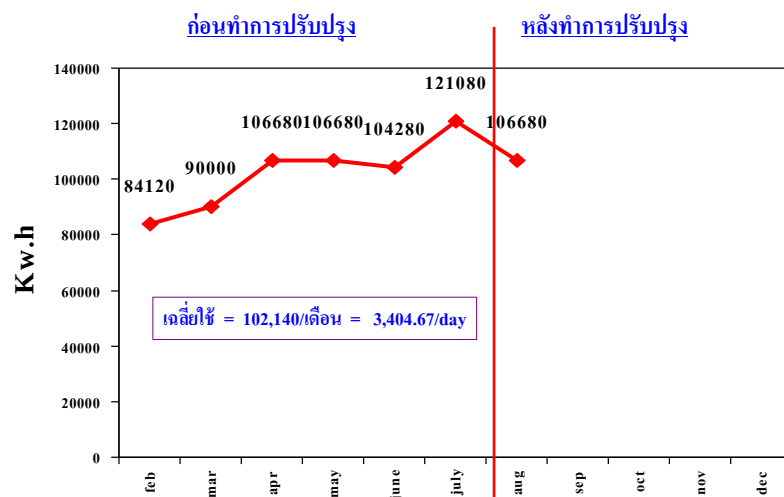
หลังปรับปรุง

เพื่อลดการสูญเสียพลังงานของเครื่องทำน้ำเย็น ควรมีการปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็นให้สูงขึ้นอีก จากการเก็บข้อมูลพบว่าเครื่องทำน้ำเย็นสามารถลดการใช้พลังงานลงได้จาก 121,080 kWh เหลือ 106,680 kWh ภายใน 15 วัน ซึ่งเกิดจากการหยุดเครื่องทำน้ำเย็น 1 ชุด ตั้งแต่ 17:00 น. จนถึง 7:00 น. ของอีกวัน และปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำ จาก 44°F เป็น 46°F ดังนั้น สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้ 28,800 kWh / เดือน (เป็นข้อมูลจากการวัดไฟฟ้าจริงของโรงงาน เนื่องจากมีการใช้ระบบการวัดแสดงปริมาณการใช้ไฟฟ้าผ่านเครื่องคอมพิวเตอร์ตรวจวัดไว้ตลอดเวลา)



แผนภาพแสดงระบบการทำงานของ Air Chiller (หลังปรับปรุง)

แสดงดังรูปข้างล่าง ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลงจากการปรับปรุงการทำงานของระบบปรับอากาศเท่ากับ 28,800 kWh/เดือน $[(121,080 - 106,680) \times 2] = 28,800 \text{ kWh}$



การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ Air Chiller หลังปรับปรุง 15 วัน

มาตรการนี้เป็นมาตรการบำรุงรักษาเครื่องทำน้ำเย็นให้มีประสิทธิภาพดี และลดการใช้ไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ

$$\begin{aligned}
 \text{พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง} &= \text{พลังไฟฟ้าที่ระบบ Chiller ใช้ ต่อเดือน} \times 12 \text{ เดือน} \\
 &= 28,800 \text{ kWh} / \text{เดือน} \times 12 \text{ เดือน} / \text{ปี} \\
 &= 345,600 \text{ kWh} / \text{ปี}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{คิดเป็นค่าไฟฟ้า (หน่วยละ 3 บาท)} &= 345,600 \times 3 \\
 &= 1,036,800 \text{ บาท/ปี}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{สามารถประหยัดพลังงานได้} &= 345,600 / 11,628 \times 10^3 \\
 &= 0.0297 \text{ ktoe/ปี}
 \end{aligned}$$

การวิเคราะห์ผลความคุ้มค่าทางการลงทุน

เงินที่ประหยัดได้	=	1,036,800	บาท/ปี
พลังงานที่ประหยัดได้	=	345,600	kWh/ปี
เงินลงทุน	=	-	บาท
ระยะเวลาคืนทุน	=	-	ปี
*ไม่มีการลงทุนเนื่องจากใช้บุคลากรของทางโรงงานดำเนินการ			

บทสรุป

ระบบปรับอากาศเป็นระบบที่มีใช้งานที่แทบทุกสถานประกอบการไม่ว่าจะเป็นโรงงานหรืออาคาร อีกทั้งเป็นระบบที่มีสัดส่วนการใช้พลังงานที่สูง ระบบปรับอากาศมีหลากหลายประเภท และรูปแบบ ขึ้นอยู่กับการออกแบบของวิศวกรผู้ออกแบบ สำหรับหนังสือเล่มนี้ให้ความสำคัญกับระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ซึ่งเป็นระบบปรับอากาศขนาดใหญ่

ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ประกอบด้วยอุปกรณ์หลักดังนี้ เครื่องทำน้ำเย็น เครื่องส่งลมเย็น (AHU และ FCU) หอผึ่งลมเย็น เครื่องสูบน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 4-1

ในระบบปรับอากาศ อุปกรณ์ที่มีการใช้พลังงานสูงได้แก่ เครื่องทำน้ำเย็น เครื่องทำน้ำเย็นทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็น เพื่อส่งจ่ายไปยังพื้นที่ปรับอากาศต่างๆ โดยเครื่องสูบน้ำเย็น การทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นอาศัยหลักการวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ ดังแสดงในรูปที่ 4-7 และ 4-8 กระบวนการทำงานของวัฏจักรประกอบด้วย

1-2	การอัดแบบย้อนกลับได้โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนหรือกระบวนการไอเซนโทรปิก
2-3	การถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์(หรือทำความร้อนกรณีใช้เป็นฮีตปั๊ม) ไม่มีความเสียหายภายในระบบ ความดันจึงคงที่ หรือย้อนกลับได้ภายใน (ภายนอกย้อนกลับไม่ได้)
3-4	การลดความดันโดยไม่มีการทำงาน จึงเป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ แต่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน
4-1	การถ่ายเทความร้อน (ทำความเย็น) ในเครื่องระเหย ไม่มีความเสียหายภายในระบบ ความดันจึงคงที่หรือย้อนกลับได้ภายใน (ภายนอกย้อนกลับไม่ได้)

การประเมินสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นที่ใช้งานอยู่จำเป็นต้องมีการจัดเก็บข้อมูล โดยข้อมูลที่ต้องการประกอบด้วย อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านเครื่องทำน้ำเย็น และอุณหภูมิเข้า และออกของน้ำเย็น ข้อมูลทั้ง 3 ค่านี้สามารถใช้คำนวณอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น (โดยใช้สมการที่ 4.7 และ 4.8) ข้อมูลที่ต้องการอีกตัวหนึ่งคือกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในขณะนั้น ๆ ของเครื่องทำน้ำเย็น ข้อมูลทั้งหมดนี้มักมีการแสดงผลผ่านจอแสดงผลของเครื่องทำน้ำเย็นรุ่นใหม่ เมื่อทราบอัตราการทำความเย็น และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในขณะนั้นๆ เราสามารถคำนวณค่า COP ของเครื่องทำน้ำเย็นได้

มาตรการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศมีมากมายหลายวิธี ซึ่งสามารถปรับใช้ให้เหมาะสมกับแต่ละสถานะการณ์โดยพอสรุปได้ดังนี้

- การเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายออกจากเครื่องทำน้ำเย็น (การเพิ่มอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น)

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

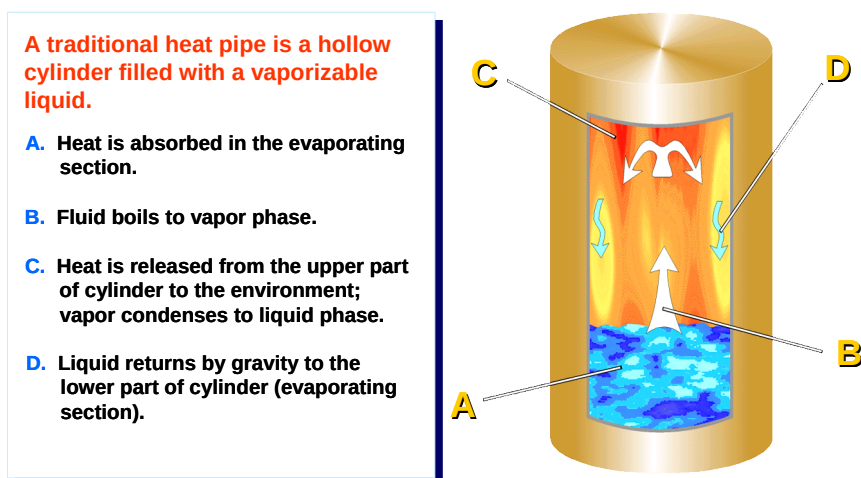
4.9 เทคโนโลยีการอนุรักษ์พลังงาน

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 1-1



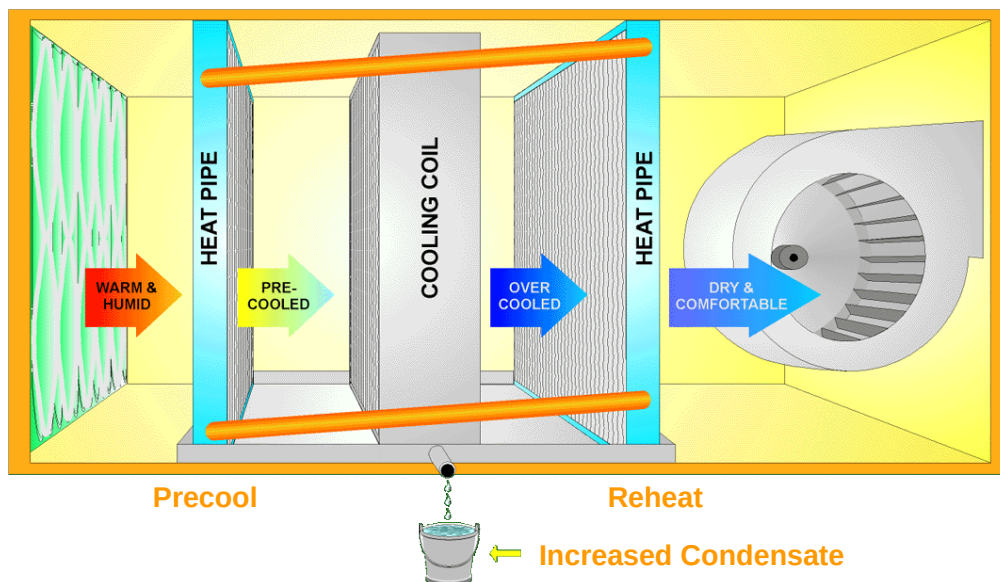
รูปที่ 1-1 แสดงโครงสร้างภายในของฮีทไปป์ ⁽¹⁾

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) เมื่ออากาศจากคอยล์เย็นผ่านฮีทไปป์ส่วนที่สอง ก็จะได้รับความร้อนจากฮีทไปป์ส่วนนี้ ทำให้อากาศที่ผ่านระบบมีอุณหภูมิที่พอเหมาะ

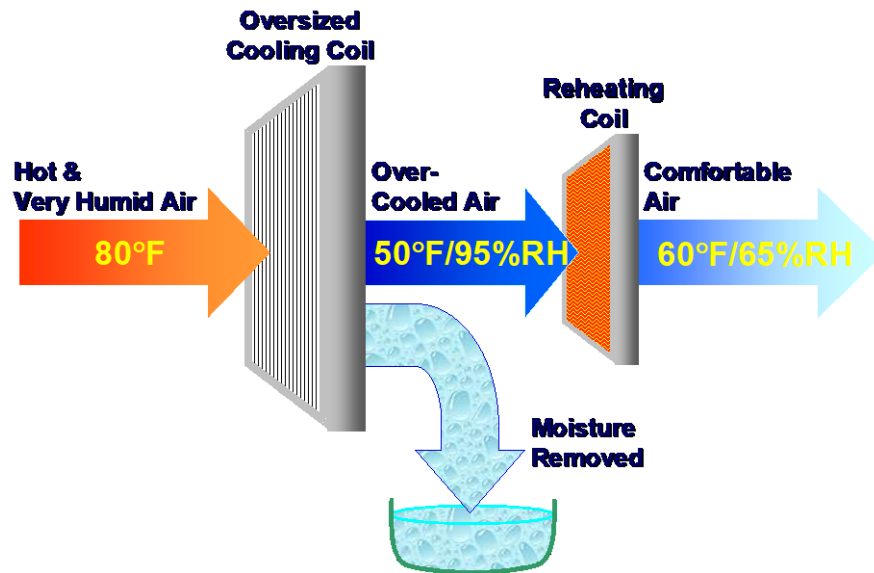
ขั้นตอนทั้งหมดเกิดขึ้นโดยไม่อาศัยพลังงานจากภายนอก และผลที่ได้คือ เครื่องปรับอากาศสามารถดึงเอาความชื้นจากอากาศได้สูงถึง 50%-100% กว่าปกติ



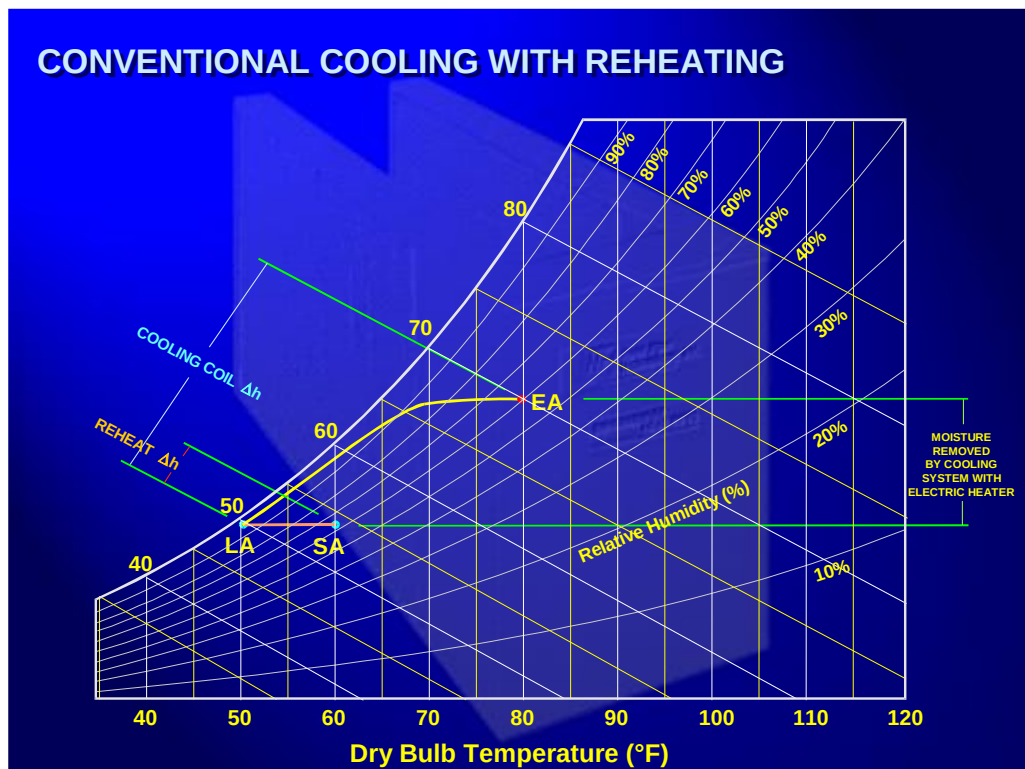
รูปที่ 1-2 ระบบลดความชื้นด้วยฮีทไปป์ ⁽¹⁾

2. การใช้ทดแทนเทคโนโลยีเดิม

การควบคุมความชื้นในระบบปรับอากาศโดยทั่วไปจะใช้คอยล์เย็นเพื่อทำหน้าที่ในการดึงความชื้นออกจากอากาศ โดยอากาศภายนอกที่ร้อนขึ้นเมื่อผ่านคอยล์เย็นก็จะคายความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) ทำให้อุณหภูมิต่ำลง ถ้าคอยล์เย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดกลั่นตัวของไอน้ำ (Dew Point) ไอน้ำบางส่วนจะคายความร้อนแฝง (Latent Heat) พร้อมทั้งควบแน่นเป็นหยดน้ำ ในกรณีนี้อากาศที่ผ่านการดึงความชื้นออกแล้วจะเย็นจัด (Overcooled Air) ไม่เหมาะสมที่จะส่งผ่านเข้าไปยังพื้นที่ทำงานได้ จึงต้องใช้ชุดลดไฟฟ้าหรือท่อแก๊สร้อนทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นกว่าเดิม เพื่อให้ได้อากาศที่อุณหภูมิสบาย (Comfortable Air) ทำให้ต้องใช้พลังงานสูงเพื่อทำให้อากาศเย็น และร้อนในภายหลัง ดังแสดงในรูปที่ 2-1 และแผนภูมิ Psychrometric ในรูปที่ 2-2

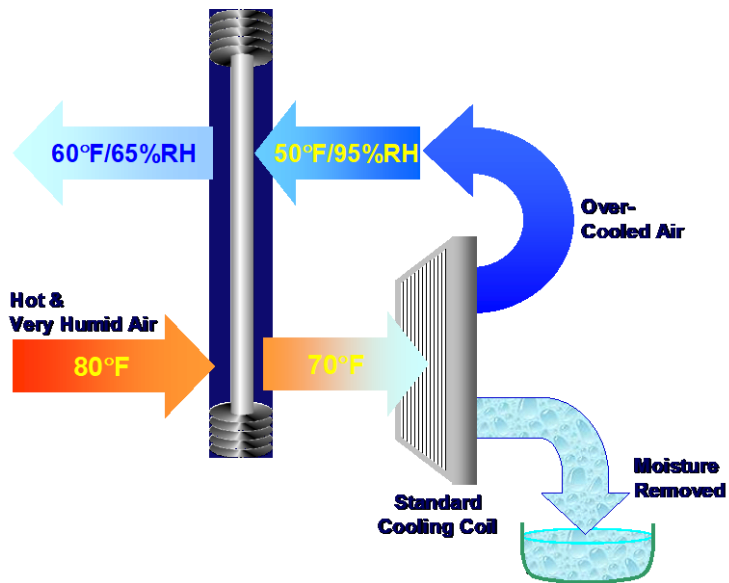


รูปที่ 2-1 แสดงการลดความชื้นในระบบปรับอากาศทั่วไป ⁽¹⁾

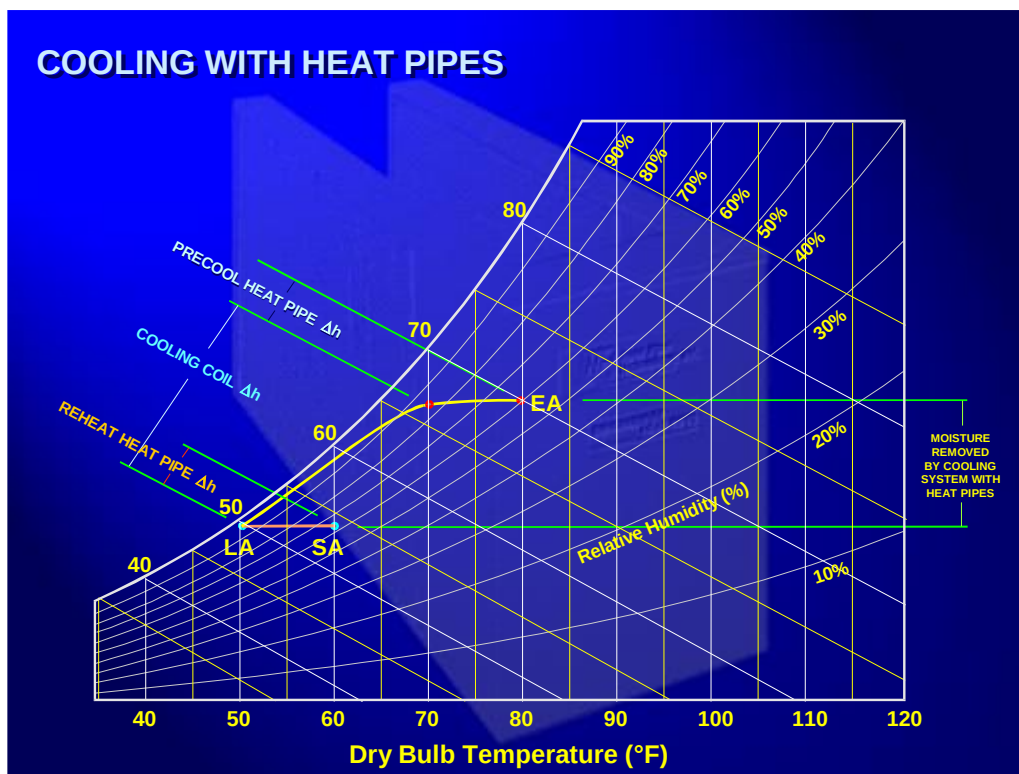


รูปที่ 2-2 แผนภูมิ Psychrometric ของการลดความชื้นในระบบปรับอากาศทั่วไป ⁽²⁾

เมื่อเปรียบเทียบกับระบบเดิม การติดตั้งฮีทปั๊มจึงสามารถลดความชื้นของอากาศ โดยไม่ต้องใช้พลังงานในการลดอุณหภูมิอากาศให้เย็นกว่าปกติเพื่อดึงความชื้น (Overcool) และไม่ต้องใช้ไฟฟ้าหรือพลังงานความร้อนในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ (Reheat) ให้เป็นไปตามที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 2-3 และแผนภูมิ Psychrometric ในรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-3 แสดงการลดความชื้นด้วยฮีทไปป์ ⁽¹⁾

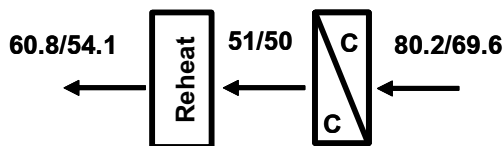
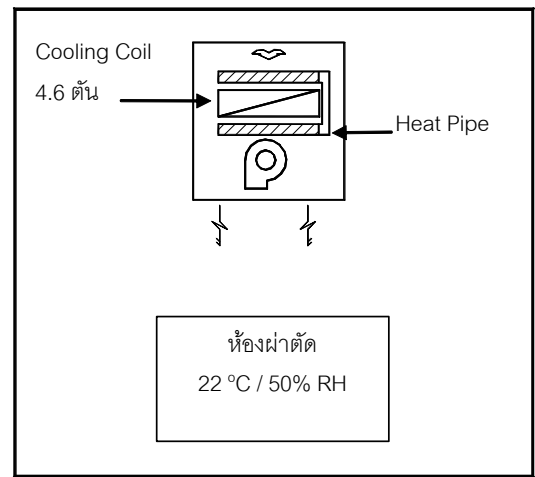
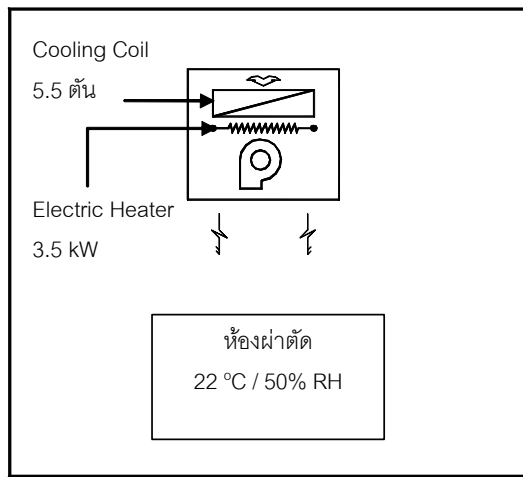


รูปที่ 2-4 แผนภูมิ Psychrometric ของการลดความชื้นด้วยฮีทไปป์ ⁽²⁾

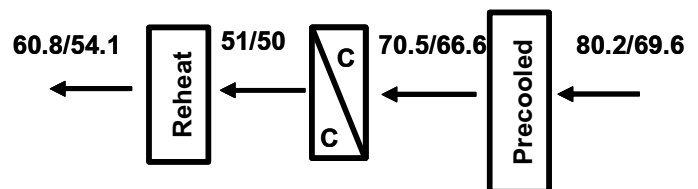
3. ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

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

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



ระบบเดิมที่ใช้ Electric Heater



ระบบที่ติดตั้ง Heat Pipe

	รายละเอียด	การปรับอากาศและควบคุมความชื้น	
		ระบบเดิมที่ติดตั้ง Heater	ระบบที่ติดตั้ง Heat Pipe
	อากาศเข้า (°FDB/°FWB)	-	80.2 / 69.6
PRECOOL	อากาศออก (°FDB/°FWB)	-	70.5 / 66.6
	ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (Btu/h)	-	11,807 (0.98 Ton)
	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW)	-	-
	อากาศเข้า (°FDB/°FWB)	80.2 / 69.6	70.5 / 66.6
COOLING COIL	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
	อากาศเข้า (°FDB/°FWB)	51 / 50	51 / 50
REHEAT	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%)

พลังงานที่ประหยัดได้เท่ากับพลังงานที่ลดลงในการทำความเย็น และพลังงานที่ลดลงในการให้ความร้อนกับอากาศ ซึ่งรวมกันได้เท่ากับ 4.6 kW หรือคิดเป็นประมาณ 46 % เมื่อเทียบกับระบบเดิม

4. สภาพที่เหมาะสมกับการใช้เทคโนโลยี

เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทไปป์เหมาะสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมหรืออาคารปรับอากาศที่ต้องการควบคุมความชื้นในพื้นที่หรือกระบวนการผลิตให้อยู่ในช่วงความชื้นสัมพัทธ์ 40 %-60 %RH เพื่อทดแทนระบบควบคุมความชื้นเดิมที่มีการใช้พลังงานสูง โดยสามารถออกแบบติดตั้งฮีทไปป์เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องเติมอากาศ (Fresh Air Unit) หรือเครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) ระบบปรับอากาศได้ทันที และยกเลิกการใช้ขดลวดความร้อนในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ

ในกรณีออกแบบติดตั้งระบบปรับอากาศใหม่การใช้ระบบฮีทไปป์ในการลดความชื้นก็จะช่วยให้ลดขนาดคอยล์เย็นลงได้ เนื่องจาก Cooling Load ที่ลดลง จากการ Precool อากาศด้วยฮีทไปป์



รูปที่ 4-1 แสดงการติดตั้งฮีทไปป์กับคอยล์เย็นของเครื่องเติมอากาศ ⁽¹⁾

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

กลุ่มของโรงงานอุตสาหกรรม และอาคารที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้แก่

- 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

จากการตรวจสอบกับผู้จำหน่าย และฐานข้อมูลโรงงานอาคารควบคุมของ พพ. ประมาณการว่ามีการนำเทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทปั๊มไปประยุกต์ใช้แล้วกับสถานประกอบการประมาณไม่เกิน 4 % ของจำนวนสถานประกอบการที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้ (ประมาณ 101 แห่งจาก 2,223 แห่ง)

โดยเมื่อพิจารณากลุ่มเป้าหมายการใช้เทคโนโลยีนี้ ในกลุ่มอุตสาหกรรม และอาคารที่มีศักยภาพแล้วพบว่าเทคโนโลยีนี้สามารถขยายผลในสถานประกอบการที่มีการใช้พลังงานรวมกันประมาณ 472 ktoe ตามข้อมูลการใช้พลังงานของประเทศไทยปี 2549⁽⁷⁾ และจากการประมาณการในกรณีที่ 20 % ของสถานประกอบการที่มีศักยภาพเหล่านี้นำเทคโนโลยีไปประยุกต์ใช้จะทำให้เกิดผลประโยชน์พลังงานให้กับประเทศได้ปีละประมาณ 756 ล้านบาท

10. ตัวอย่างกรณีศึกษา ⁽⁴⁾

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

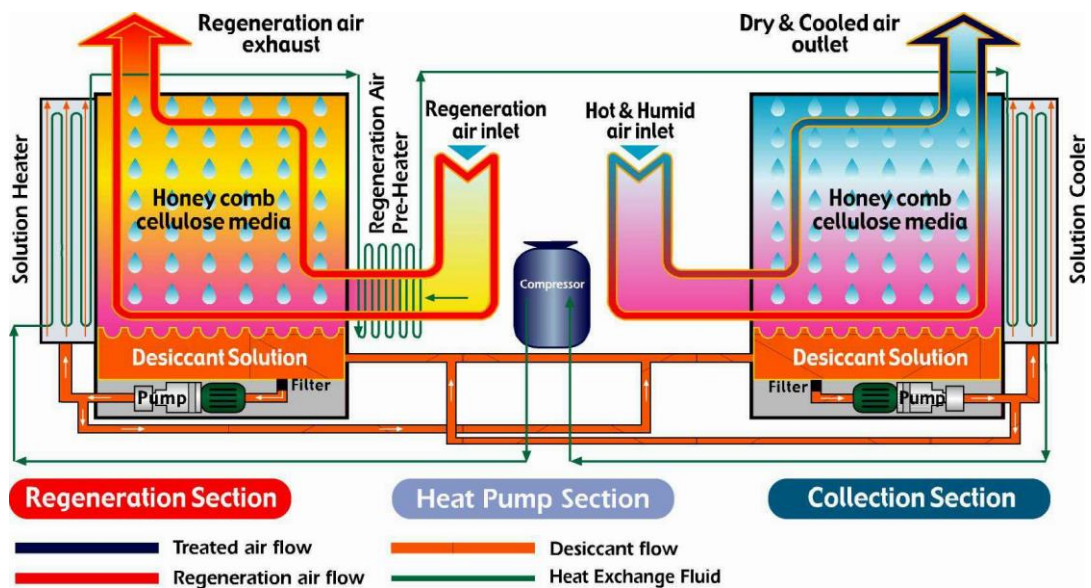
11. แหล่งข้อมูลอ้างอิง

- (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 เนเชอรัล กรีน อินโนเวชั่น จำกัด
- (6) เอกสารประกอบการนำเสนอ ระบบปรับอากาศ และระบบควบคุมความชื้น สำหรับห้องผ่าตัดกับการประหยัดพลังงาน, บริษัท เนเชอรัล กรีน อินโนเวชั่น จำกัด
- (7) รายงานพลังงานของประเทศไทยปี 2549, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน

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 1-1



รูปที่ 1-1 แสดงส่วนประกอบของระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว

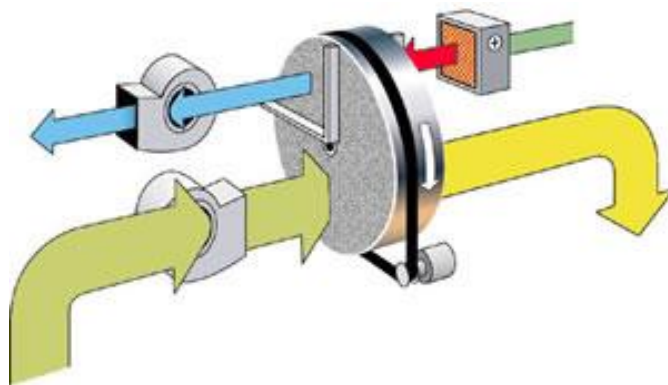
- ส่วนดูดความชื้น (Collection Section) จะดูดอากาศที่ต้องการลดความชื้นผ่านส่วนดูดความชื้นที่มีสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ซึ่งไหลผ่าน Heat Exchanger ฝั่งเย็น และได้รับการถ่ายเทความเย็นจาก Heat Exchanger จนมีอุณหภูมิต่ำ พ่นกระจายเป็นละอองฝอยอยู่ในส่วนดูดความชื้น เมื่ออากาศที่ต้องการลดความชื้นสัมผัสกับสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ตัวสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ก็จะดูดความชื้นในอากาศไว้พร้อม ๆ กับถ่ายเทความเย็นจากสารละลายให้แก่อากาศ จึงทำให้อากาศที่ผ่านส่วนดูดความชื้นมีคุณสมบัติแห้ง และเย็น สารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ที่ดูดความชื้นไว้ก็จะไหลลงมายังถาดรองรับ และไหลวนจากด้านดูดความชื้นไปยังส่วนคายความชื้น (Regeneration Section)
- ส่วนคายความชื้น (Regeneration Section) จะมีปั๊มซึ่งทำหน้าที่ดูดสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ไหลผ่าน Heat Exchanger ฝั่งร้อน 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 เพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อน และความเย็นให้แก่ Heat Exchanger ทั้งฝั่งร้อนและฝั่งเย็นซึ่งจะนำไปใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิ และลดอุณหภูมิของสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) จึงเห็นได้ว่ากระบวนการต่าง ๆ ของระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวจะมีการใช้พลังงานหลักที่ส่วนปั๊มความร้อนเท่านั้น และได้นำคุณสมบัติด้านความเย็น และความร้อนไปใช้ให้เกิดประโยชน์อย่างเต็มที่ จึงทำให้มีการใช้พลังงานที่น้อยกว่าระบบอื่น ๆ

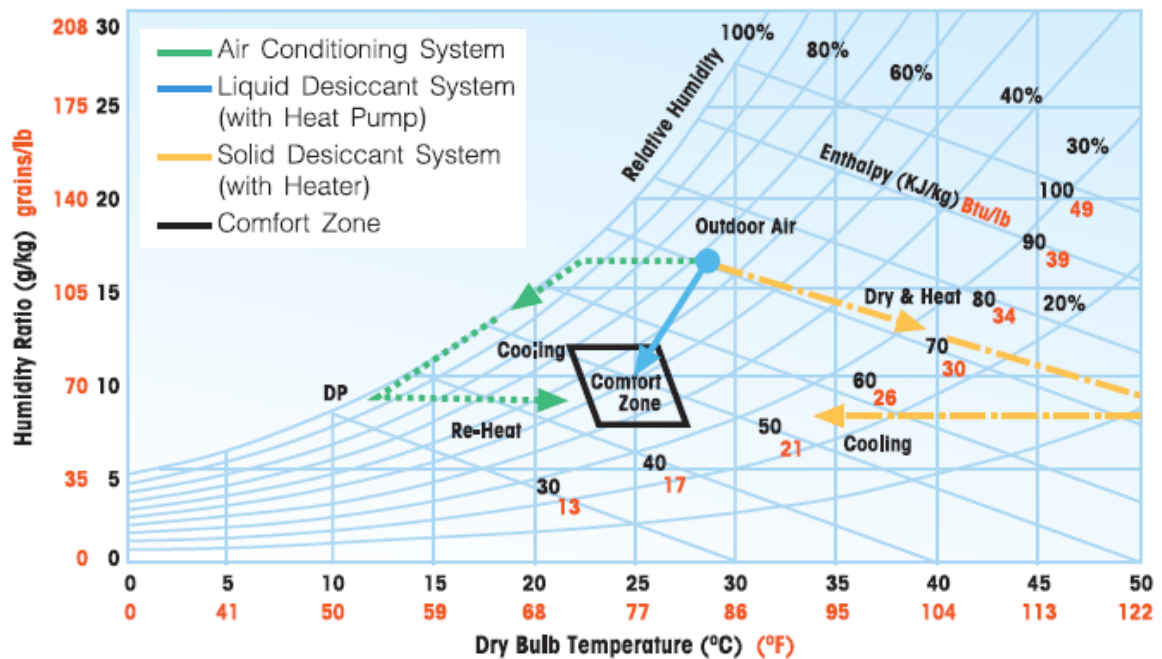
2. การใช้ทดแทนเทคโนโลยีเดิม ^{(2) (3)}

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

เครื่องลดความชื้นแบบเดิมที่นิยมใช้กันจะเป็นชนิดวงล้อดูดความชื้น (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 เทคโนโลยีในการควบคุมความชื้นแบบเดิมจึงจำเป็นที่จะต้องสิ้นเปลืองพลังงานเป็นอย่างมาก (ดูรูปที่ 2-1 และแผนภูมิ Psychrometric ในรูปที่ 2-2)



รูปที่ 2-1: แสดงระบบลดความชื้นด้วยวงล้อดูดความชื้นซึ่งใช้ Electric Heater



รูปที่ 2-2 แผนภูมิ Psychrometric เปรียบเทียบสภาวะอากาศสำหรับระบบควบคุมความชื้นแบบต่าง ๆ ⁽³⁾

ในปัจจุบันได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีสำหรับเครื่องลดความชื้น และอุปกรณ์ลดความชื้นสำหรับเครื่องปรับอากาศ ซึ่งสามารถลดการใช้พลังงานลงได้อย่างมาก เทคโนโลยีใหม่ที่กล่าวถึงนี้คือ เครื่องลดความชื้นแบบสารดูดซึมเหลว (Liquid Desiccant) ซึ่งใช้สารดูดความชื้นชนิดสารละลายลิเทียมคลอไรด์ (LiCl) ในการดึงความชื้นและลดอุณหภูมิของอากาศไปพร้อมกัน ข้อได้เปรียบอย่างหนึ่งของเทคโนโลยีนี้ คือ การออกแบบใช้งานร่วมกับระบบปั๊มความร้อนทำให้การใช้พลังงานของตัวเครื่องเหลือเพียง 1 ใน 3 เมื่อเปรียบเทียบกับเทคโนโลยีเดิม อากาศที่ผ่านการดึงความชื้นออกจะมีคุณสมบัติแห้ง และเย็น มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิก่อนเข้าเครื่องลดความชื้นประมาณ 5-7 °C จึงทำให้ขนาดของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทำความเย็นให้แก่อ้อมมีขนาดเล็กลงได้ 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 เพื่อควบคุมสภาวะอากาศของห้องดังกล่าวให้มีความชื้นสัมพัทธ์ที่ต่ำมาก คือ 30 %RH ที่อุณหภูมิห้อง 22.5 °C การเปรียบเทียบการลงทุน และการประหยัดพลังงานระหว่างระบบปรับอากาศ และควบคุมความชื้นแบบเดิมกับแบบใหม่ ดังตารางต่อไปนี้

รายละเอียดงบประมาณการลงทุน	ระบบ Liquid Desiccant	ระบบ Desiccant Wheel	ส่วนต่าง
1. ระบบ Air-Cooled Split Type (บาท)	1,250,000 (25 tons)	1,750,000 (35 tons)	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 (kW/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/ton

จากตารางข้างต้นสามารถเห็นได้ว่าการใช้ระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลว สามารถลดงบประมาณรวมในการลงทุนได้ประมาณ 10 % – 15 % รวมทั้งยังสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าได้มากถึง 50 %

4. สภาพที่เหมาะสมกับการใช้เทคโนโลยี

เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวเหมาะสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมหรืออาคารปรับอากาศที่ต้องการควบคุมความชื้นในพื้นที่หรือกระบวนการผลิตให้อยู่ในช่วงความชื้นสัมพัทธ์ต่ำกว่า 40 %RH เพื่อทดแทนระบบควบคุมความชื้นแบบกล้อดูดความชื้นที่มีการใช้พลังงานสูง

5. กลุ่มเป้าหมายการประยุกต์ใช้เทคโนโลยี

กลุ่มของโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้แก่

- โรงงานผลิต และบรรจุอาหารอบแห้ง
- โรงงานผลิตอาหารแช่แข็ง
- โรงงานผลิตภัณฑ์นม
- โรงงานผลิตยา
- โรงงานผลิตภัณฑ์พลาสติก
- โรงงานผลิตชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์
- โรงงานผลิตเคมีภัณฑ์
- ฯลฯ



รูปที่ 5-1 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

จากการตรวจสอบกับผู้จำหน่าย และฐานข้อมูลโรงงานอาคารควบคุมของ พ.พ. ประมาณการว่ามีการนำเทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวไปประยุกต์ใช้แล้วกับสถานประกอบการประมาณไม่เกิน 3 % ของจำนวนสถานประกอบการที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้ (ประมาณ 40 แห่งจาก 1,218 แห่ง)

โดยเมื่อพิจารณากลุ่มเป้าหมายการใช้เทคโนโลยีนี้ ในกลุ่มอุตสาหกรรม และอาคารที่มีศักยภาพแล้วพบว่า เทคโนโลยีนี้สามารถขยายผลในสถานประกอบการที่มีการใช้พลังงานรวมกันประมาณ 472 ktoe ตามข้อมูลการใช้พลังงานของประเทศในปี 2549 ⁽⁵⁾ และจากการประมาณการในกรณีที่ 20 % ของสถานประกอบการที่มีศักยภาพเหล่านี้ นำเทคโนโลยีไปประยุกต์ใช้จะทำให้เกิดผลประหยัดพลังงานให้กับประเทศได้ปีละประมาณ 378 ล้านบาท

10. ตัวอย่างกรณีศึกษา ⁽³⁾

กรณีศึกษา:	โรงงานบริษัท โรงงานเภสัชกรรมแอตแลนติก จำกัด
ประเภทโรงงาน:	ผลิตยา
การใช้เทคโนโลยี:	ติดตั้งระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวชนิดใช้ปั๊มความร้อนทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศของโรงงาน เพื่อควบคุมสภาพความดันอุณหภูมิ และความชื้นของพื้นที่กระบวนการผลิต
เงินลงทุน:	600,000 บาท (เครื่องลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวชนิดใช้ปั๊มความร้อนขนาด 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:	ติดตั้งระบบลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นเหลวชนิดใช้ปั๊มความร้อนทำงานร่วมกับระบบเติมอากาศควบคุมความชื้น (ฮีทไปป์) เพื่อควบคุมสภาพอุณหภูมิ และความชื้นภายในตู้ฉีดยาสถิตสำหรับผลิตบรรจุภัณฑ์ให้อยู่ในช่วงที่เหมาะสม
เงินลงทุน:	1,654,000 บาท (แบ่งเป็น ค่าเครื่องลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นขนาด 1,000 CFM 592,000 บาท, ค่าระบบเครื่องเติมอากาศ 476,000 บาท, ค่าติดตั้งงานระบบและค่าอุปกรณ์อื่น ๆ 586,000 บาท)
ผลประหยัดพลังงาน:	ไฟฟ้า 207,360 kWh/ปี
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้:	570,240 บาท/ปี
ค่าใช้จ่ายอื่นที่ประหยัดได้:	-
ระยะเวลาคืนทุน:	2.9 ปี

11. แหล่งข้อมูลอ้างอิง

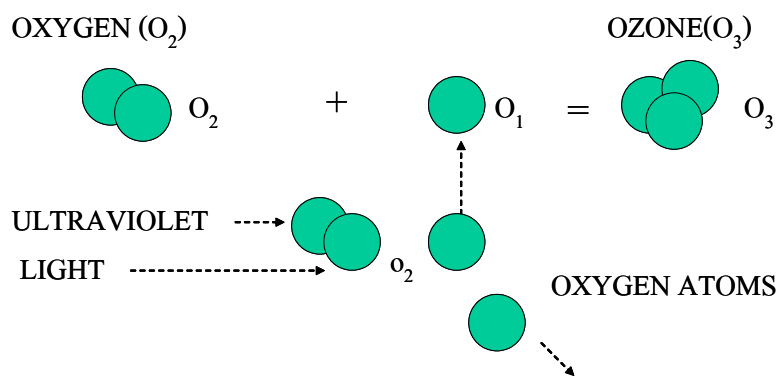
- (1) 1996 ASHRAE Handbook: HVAC System and Equipment, Chapter 22 Desiccant Dehumidification and Pressure Drying Equipment.
- (2) เอกสาร การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศและควบคุมความชื้นระดับต่ำโดยใช้เทคโนโลยีใหม่, บริษัท เนเชอรัล กรีน อินโนเวชั่น จำกัด
- (3) กรณีศึกษา 027 การใช้เครื่องลดความชื้นแบบสารดูดซึมเหลว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

เทคโนโลยีการบำบัด และปรับสภาพน้ำด้วยโอโซน (Ozone Water Treatment)

1. หลักการทำงานของเทคโนโลยี ⁽³⁾⁽⁴⁾

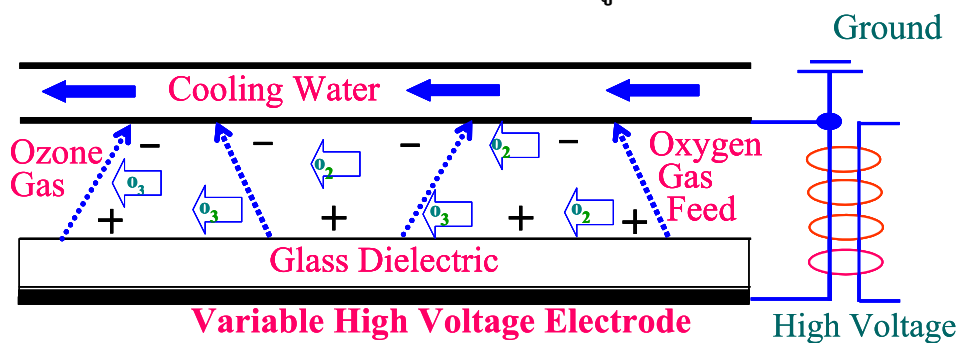
โอโซน คือ อะไร

โอโซนเป็นโมเลกุลที่ประกอบไปด้วยออกซิเจนสามอะตอม มีสัญลักษณ์ทางเคมีเป็น O_3 โอโซนเป็นก๊าซที่ไม่เสถียร และสลายได้ด้วยตัวเอง โดยปกติโอโซนจะเกิดขึ้นได้เองตามธรรมชาติจากการที่รังสีอัลตราไวโอเลตในแสงอาทิตย์ทำให้โมเลกุลของออกซิเจนในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ ที่ระดับความสูง 15-50 กิโลเมตรเหนือระดับน้ำทะเลแตกตัวออกเป็นอะตอมของออกซิเจน และไปทำปฏิกิริยารวมตัวกับออกซิเจนกลายเป็นโอโซน ดังแสดงในรูปที่ 1-1



รูปที่ 1-1 การเกิดโอโซนตามธรรมชาติ ⁽⁴⁾

นอกจากการเกิดขึ้นเองตามธรรมชาติแล้ว โอโซนยังสามารถเกิดขึ้นได้จากการผ่านอากาศแห้งและมีคุณสมบัติที่เหมาะสมเข้าไปยังสนามไฟฟ้าแบบ Corona Discharge ทำให้ออกซิเจนในอากาศบางส่วนแตกตัวเกิดอะตอมออกซิเจน ซึ่งจะรวมตัวกับออกซิเจนเกิดเป็นโอโซนได้ ดังแสดงในรูปที่ 1-2



รูปที่ 1-2: แสดงรูปแสดงการเกิดโอโซนจากสนามไฟฟ้าแบบ Corona Discharge ⁽⁴⁾

โอโซนมีคุณสมบัติที่สามารถเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันได้อย่างรุนแรง สามารถทำลายเซลล์เนื้อเยื่อของเชื้อโรคได้แบบเฉียบพลัน มีฤทธิ์ในการฆ่าเชื้อโรคได้เร็วกว่าคลอรีน 3,125 เท่า

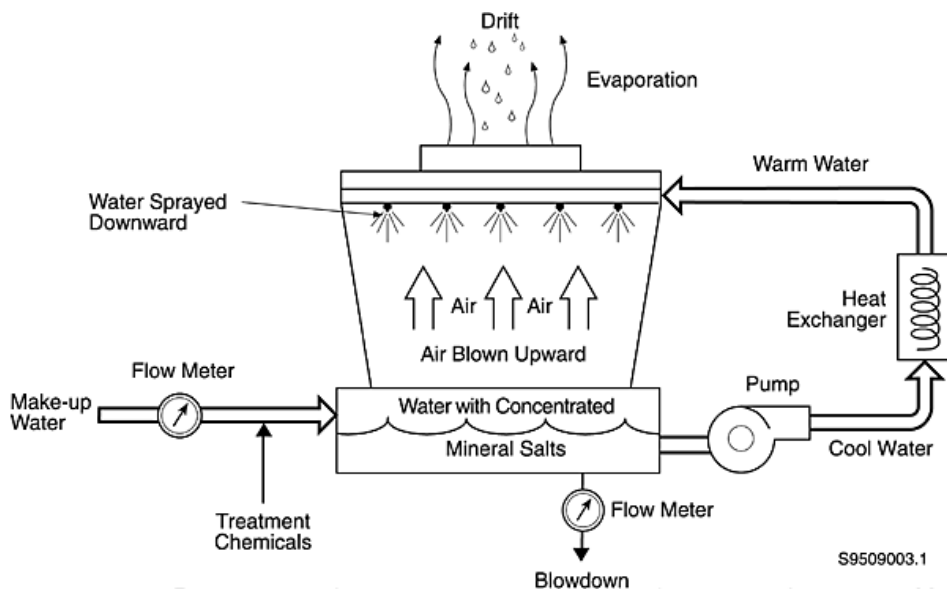
การประยุกต์ใช้โอโซน

โอโซนได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้ในงานด้านต่างๆ เช่น ใช้ปรับสภาพอากาศ เพื่อขจัดกลิ่นอับ และฆ่าเชื้อโรค ใช้ประกอบกับเครื่องทำน้ำดื่ม ใช้ประกอบการล้างผักผลไม้ และอาหารสด ใช้ในการแพทย์ เช่น ฆ่าเชื้อโรคในห้องผ่าตัด ใช้บำบัดน้ำในสระว่ายน้ำ ใช้ในกระบวนการซักผ้า รวมถึงใช้เพื่อฆ่าเชื้อโรค และปรับสภาพน้ำในระบบน้ำระบายความร้อนสำหรับระบบปรับอากาศ และกระบวนการผลิต

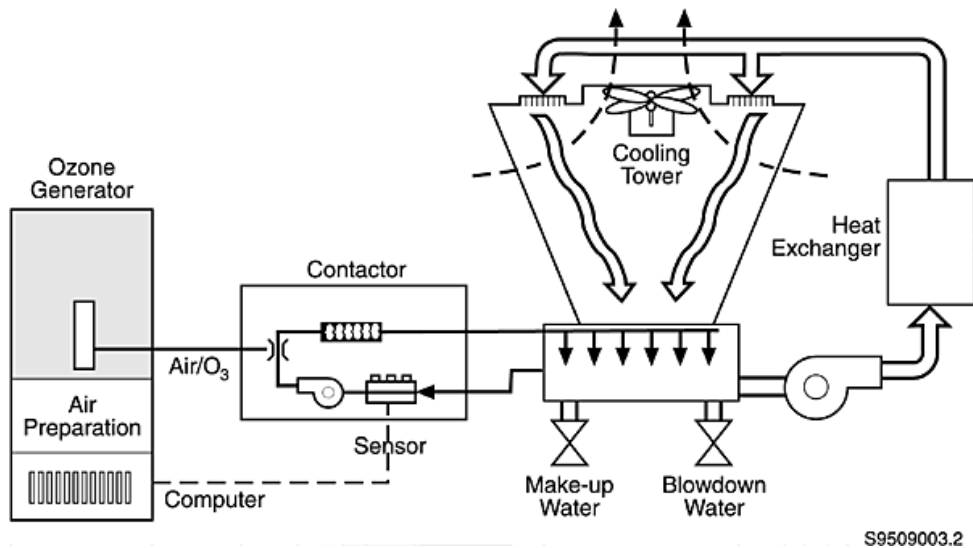
2. การใช้ทดแทนเทคโนโลยีเดิม

โอโซนสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในงานด้านการอนุรักษ์พลังงานในกระบวนการบำบัดและปรับสภาพน้ำ เพื่อลดค่าใช้จ่ายในการใช้สารเคมีเพื่อฆ่าเชื้อโรคหรือปรับสภาพน้ำ และลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ดังต่อไปนี้

- การใช้โอโซนในระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น เพื่อฆ่าเชื้อโรคและปรับสภาพน้ำซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดการกัดกร่อนและตะกอนในระบบแทนการใช้สารเคมีในการปรับสภาพน้ำ ระบบโอโซนเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงในการฆ่าเชื้อโรคที่อยู่ในน้ำ ทำให้ลดการใช้สารเคมี และความจำเป็นในการโบว์ดาวน์เพื่อรักษาคุณภาพน้ำของระบบระบายความร้อน และที่สำคัญช่วยลดการเกิดตะกอนทำให้เพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของหอระบายความร้อน ส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นดีอยู่ตลอดเวลา ทำให้การใช้พลังงานของระบบการทำความเย็นลดลง

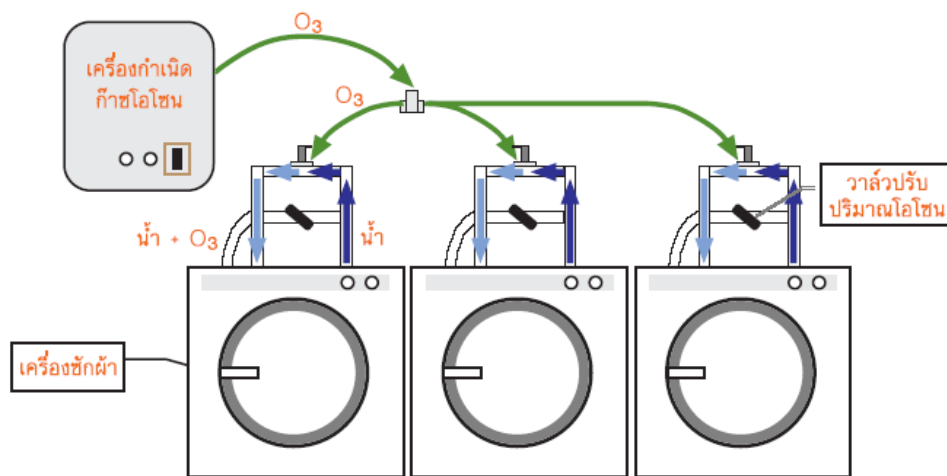


รูปที่ 2-1 แสดงการใช้สารเคมีและการโบว์ดาวน์ในระบบน้ำระบายความร้อนสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น ⁽¹⁾



รูปที่ 2-2 แสดงการใช้โอโซนในระบบน้ำระบายความร้อนสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น ⁽¹⁾

- การใช้โอโซนในกระบวนการซักผ้า ระบบโอโซนสามารถติดตั้งกับระบบเครื่องซักผ้าทดแทนการใช้น้ำร้อน และลดการใช้ผงซักฟอก ทำให้สามารถลดปริมาณการใช้น้ำ ผงซักฟอก สารเคมีและพลังงานที่ใช้ในการผลิตน้ำร้อนในระบบลงได้



รูปที่ 2-3 แสดงการใช้โอโซนในระบบเครื่องซักผ้า ⁽⁴⁾

3. ศักยภาพการประหยัดพลังงาน

การใช้โอโซนในการบำบัดและปรับสภาพน้ำ มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานดังนี้

- **กรณีการใช้โอโซนในระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น**
จากข้อมูลการติดตั้งใช้งานระบบโอโซนกับระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นในประเทศสหรัฐอเมริกา⁽¹⁾ การใช้โอโซนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นเพิ่มขึ้นประมาณ 10%-20% ช่วยลดปริมาณการใช้สารเคมี ลดปริมาณการ

ใช้น้ำ และการโบลว์ดาวน์น้ำทิ้ง 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%)
ค่าใช้จ่ายจากการโบลว์ดาวน์	\$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 ปริมาณการใช้สารเคมี และผงซักฟอก ทำให้ลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงสำหรับผลิตน้ำร้อนในการกระบวนการซักได้ประมาณ 80 % ลดปริมาณการใช้น้ำได้ประมาณ 5 % - 20 % และลดปริมาณสารเคมีสำหรับซักล้างได้ประมาณ 5 % - 30 % นอกจากนี้การซักผ้าที่ใช้น้ำอุณหภูมิต่ำลงยังส่งผลต่อคุณภาพของผ้าที่ซักด้วย

จากข้อมูลการวิจัยการใช้ระบบโอโซนกับระบบเครื่องซักผ้าขนาดใหญ่กับโรงแรมแห่งหนึ่งในประเทศไทย⁽³⁾ ได้แสดงผลประหยัดไว้ดังนี้

ตารางที่ 3-1 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 3-2 แสดงตัวอย่างเปรียบเทียบค่าใช้จ่าย และผลประโยชน์ในการติดตั้งระบบโอโซน (3)

พลังงาน ที่ประหยัดได้	ค่าใช้จ่าย ก่อนติดตั้ง (บาท/ปี)	ค่าใช้จ่าย หลังติดตั้ง (บาท/ปี)	ค่าใช้จ่าย ที่ลดลง (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

เทคโนโลยีการบำบัด และปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนเหมาะสำหรับการติดตั้งใช้กับโรงงานอุตสาหกรรมหรืออาคารที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำเพื่อใช้ทดแทนระบบปรับสภาพน้ำด้วยสารเคมี และเหมาะกับการติดตั้งกับกระบวนการซักล้างของโรงงานหรืออาคารขนาดกลางถึงขนาดใหญ่ เพื่อทดแทนการใช้ผงซักฟอก สารเคมี และพลังงานความร้อน

5. กลุ่มเป้าหมายการประยุกต์ใช้เทคโนโลยี

กลุ่มของโรงงานอุตสาหกรรม และอาคารที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ ได้แก่

- อุตสาหกรรมอาหาร เช่น โรงงานผลิตอาหารและเครื่องดื่ม
- อุตสาหกรรมสิ่งทอ ในกระบวนการซักฟอกย้อม
- โรงงานอุตสาหกรรม และอาคารที่ใช้เครื่องปรับอากาศ หรือระบบทำความเย็นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ
- อาคารโรงแรม และโรงพยาบาลขนาดใหญ่ ที่มีกระบวนการซักผ้า
- ฯลฯ

6. ราคาของเทคโนโลยี

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

7. ระยะเวลาคืนทุนของเทคโนโลยี

จากข้อมูลกรณีศึกษาการติดตั้งใช้เทคโนโลยีการบำบัด และปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนในประเทศไทย⁽¹⁾ แสดงผลประหยัดซึ่งมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 3-5 ปี

8. ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

เทคโนโลยีการบำบัด และปรับสภาพน้ำด้วยโอโซน ช่วยควบคุมคุณภาพน้ำระบายความร้อน ทำให้ลดความถี่ และปริมาณการใช้สารเคมีและน้ำเพื่อล้างทำความสะอาดระบบน้ำระบายความร้อน การใช้โอโซนในระบบซัก

ผ้าช่วยลดปริมาณการใช้น้ำ ลดปริมาณการใช้ผงซักฟอก สารเคมี และทำให้น้ำทิ้งจากกระบวนการซักผ้ามีคุณภาพที่ดีขึ้นเป็นผลดีต่อสิ่งแวดล้อม

9. ความแพร่หลายและศักยภาพการขยายผลในประเทศไทย

จากการตรวจสอบกับผู้จำหน่าย และฐานข้อมูลโรงงานอาคารควบคุมของ พพ. ประเมินการว่ามีการนำเทคโนโลยีการบำบัด และปรับสภาพน้ำด้วยโอโซนไปประยุกต์ใช้แล้วกับสถานประกอบการประมาณไม่เกิน 1 % ของจำนวนสถานประกอบการที่สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนี้ได้ (ประมาณ 11 แห่งจาก 2,972 แห่ง)

โดยเมื่อพิจารณากลุ่มเป้าหมายการใช้เทคโนโลยีนี้ ในกลุ่มอุตสาหกรรม และอาคารที่มีศักยภาพแล้วพบว่า เทคโนโลยีนี้สามารถขยายผลในสถานประกอบการที่มีการใช้พลังงานรวมกันประมาณ 450 ktoe ตามข้อมูลการใช้พลังงานของประเทศในปี 2549 ⁽⁵⁾ และจากการประมาณการในกรณีที่ 20% ของสถานประกอบการที่มีศักยภาพเหล่านี้ นำเทคโนโลยีไปประยุกต์ใช้จะทำให้เกิดผลประหยัดพลังงานให้กับประเทศได้ปีละประมาณ 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 เครื่อง ของโรงแรม
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

เทคโนโลยีระบบปรับอากาศแบบ VRF (VRV)

แนวคิดและหลักการทำงาน

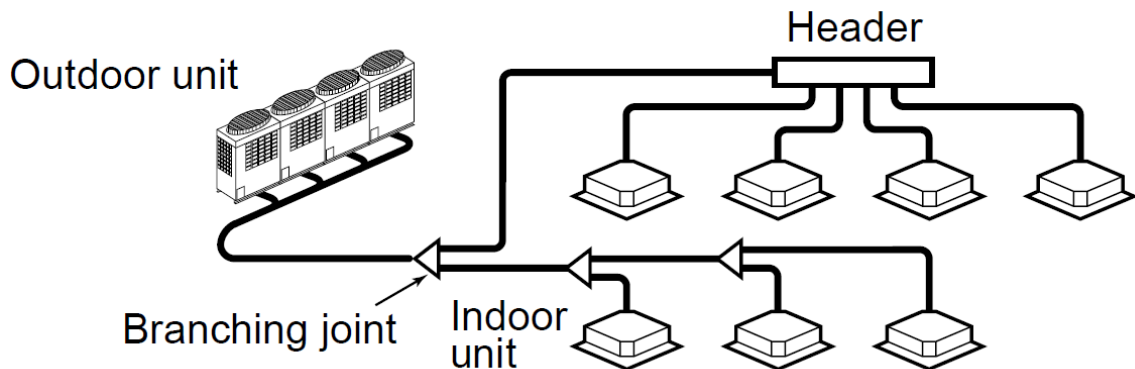


ภาพแสดงตัวอย่างระบบ VRF (VARIABLE REFRIGERANT VOLUME)

ระบบปรับอากาศแบบ VRF (VARIABLE REFRIGERANT FLOW SYSTEM) ได้ถูกออกแบบขึ้นในประเทศญี่ปุ่นเมื่อ 20 กว่าปีที่ผ่านมา และได้ขยายออกมาสู่ประเทศต่างๆ ทั้งในประเทศสหรัฐอเมริกา ยุโรป และประเทศอื่น ๆ ทั่วโลก ในประเทศญี่ปุ่นเองมีการใช้ระบบ VRF ประมาณ 50 % ของอาคารพาณิชย์ขนาดกลาง (พื้นที่ไม่เกิน 6,500 ตารางเมตร) และประมาณ 33 % ของอาคารพาณิชย์ขนาดใหญ่ (พื้นที่มากกว่า 6,500 ตารางเมตร) ถึงแม้ว่าระบบ VRF ในบางประเทศเช่นประเทศสหรัฐอเมริกายังเพิ่มเริ่มต้นมีการใช้ระบบนี้ไม่กี่ปีที่ผ่านมาแต่ก็มีแนวโน้มเติบโต และมีการใช้มากขึ้นบริษัทผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศจากประเทศต่าง ๆ 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

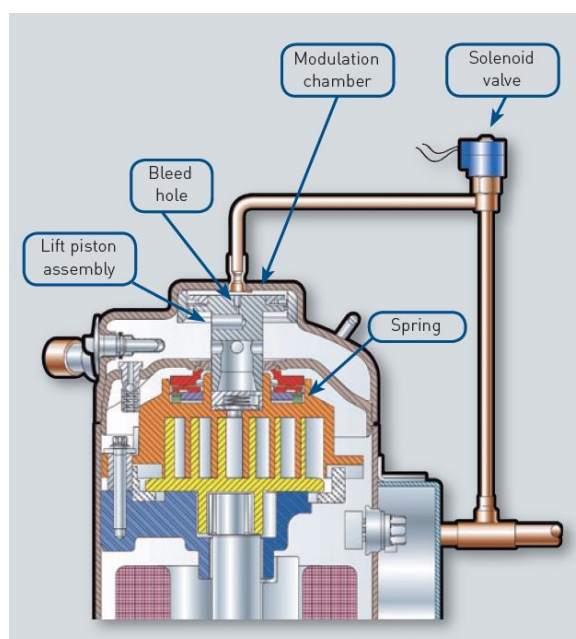
คนที่ทำงานกับเครื่องปรับอากาศโดยส่วนใหญ่ ไม่ว่าจะเป็นผู้ใช้ ผู้ออกแบบ ผู้ติดตั้ง ผู้ดูแลรักษา ค่อนข้างคุ้นเคยระบบแบบแยกส่วน SPLIT TYPE หรือไม่กี่ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ หรือ CENTRAL WATER CHILLER สำหรับความหมายของระบบ VRF อาจพิจารณาได้ว่าเป็นแบบ SPLIT TYPE ที่มี EVAPORATOR หรือ FAN COIL UNIT หลายตัว ต่ออยู่กับ CONDENSING UNIT ตัวเดียว



ภาพแสดงการเชื่อมต่อระหว่าง CONDENSING UNIT และ EVAPORATORS

ถ้าเปรียบเทียบระหว่าง ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ กับ ระบบ VRF จะพบว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ จะต้องอาศัยทั้งระบบท่อน้ำและระบบท่อลม ในการหมุนเวียนถ่ายเทความร้อนออกจากอาคาร ในขณะที่ VRF จะใช้การอาศัยระบบน้ำยาโดยตรง ในการหมุนเวียนถ่ายเทความร้อนออกจากอาคาร แต่ทั้งนี้ระบบเองก็จะต้องใช้ระบบท่อน้ำยาและการควบคุมที่ซับซ้อนกว่า

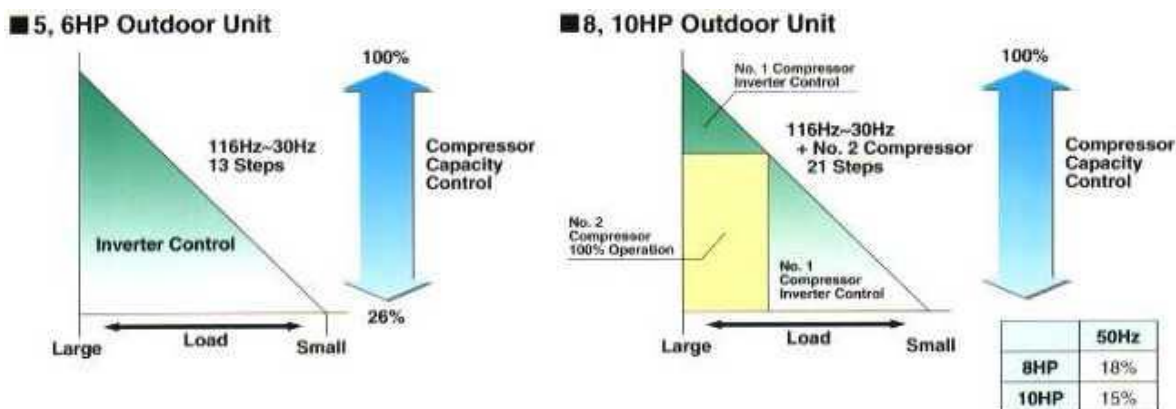
คำว่า VARIABLE REFRIGERANT VOLUME หมายถึงการที่ระบบจะต้องสามารถควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยา ไปยัง EVAPORATOR แต่ละตัวได้อย่างอิสระ ซึ่งจะทำให้ระบบปรับอากาศ ทำงานได้หลายสถานะในขณะเดียวกัน ขึ้นกับพื้นที่ และการใช้งาน ตัวอย่างเช่นพื้นที่ที่ต้องการควบคุมอุณหภูมิ และความชื้นที่แตกต่างกัน หรือพื้นที่สองโซนทำงานพร้อมกัน โดยโซนหนึ่งต้องการความร้อน อีกโซนหนึ่งต้องการความเย็น อีกทั้งยังสามารถนำความร้อน และความเย็นมาแลกเปลี่ยนกันได้อีกด้วย การควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยาโดยใช้ VARIABLE SPEED COMPRESSOR เป็นหัวใจสำคัญของการทำงานของระบบ VRF



ภาพแสดงตัวอย่างเทคโนโลยี VARIABLE SPEED COMPRESSOR

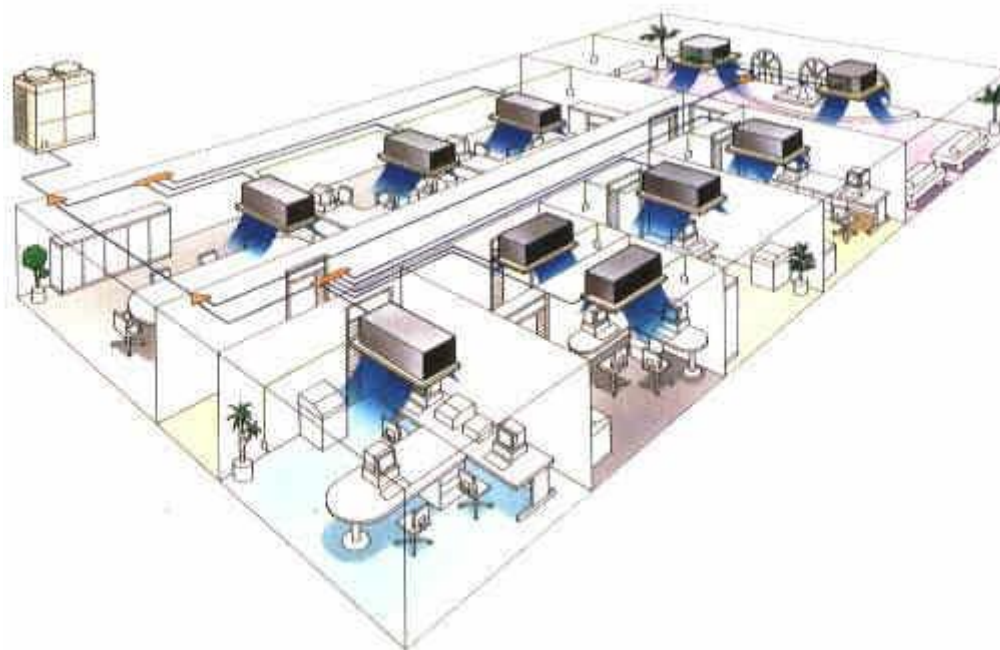
ตอนที่ 3 บทที่ 4 ระบบปรับอากาศ

การปรับเปลี่ยนระดับการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ระบบ VRF ซึ่งเป็นระบบหลักของเครื่องระบบนี้ ทำงานผ่านอุปกรณ์ที่เรียกว่า VARIABLE SPEED COMPRESSOR ทำให้ คอมเพรสเซอร์ ของระบบนี้ สามารถปรับเปลี่ยนการทำงานเป็นขั้น ๆ ตามภาระการทำความเย็นที่ต้องการ โดยตัวอย่างของผู้ผลิตรายหนึ่ง เริ่มต้นจากรุ่นเล็กซึ่งมีขนาด 6 แรงม้า (ประมาณ 5 ตัน ความเย็น) สามารถควบคุมการทำงานขึ้นลงได้ 13 ขั้น ส่วนในรุ่นใหญ่ขนาด 10 แรงม้า (ประมาณ 9 ตันความเย็น) สามารถควบคุมรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์ได้ 21 ขั้น

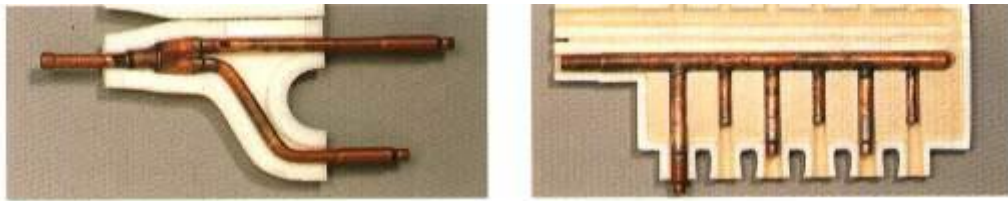


ภาพแสดงตัวอย่างการปรับเปลี่ยนระดับการทำงานของคอมเพรสเซอร์

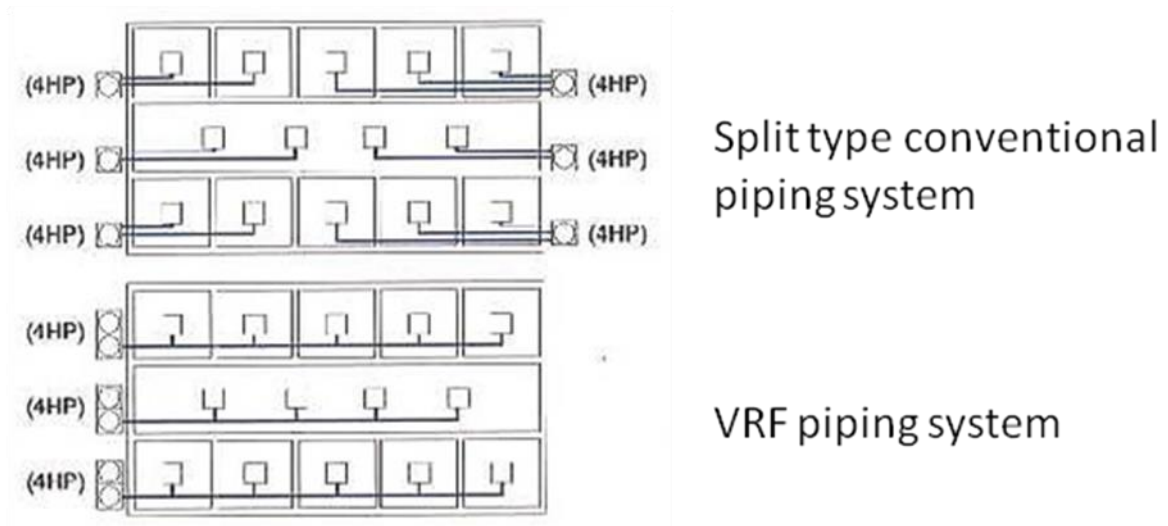
อุปกรณ์ท่อแบ่งจ่ายน้ำยา (REFRIGERANT PIPING) เป็นอุปกรณ์เสริมที่ทำให้สามารถเดินท่อน้ำยาแบบรวมท่อหรือแยกท่อได้เหมือนการเดินระบบท่อน้ำประปา ทำให้การติดตั้งท่อน้ำยาปรับอากาศ สะดวก ประหยัด และยืดหยุ่น กว่าเดินท่อน้ำยาในระบบเดิม ทำให้ระบบนี้สามารถติดตั้ง FCU หลายชุด กับ CDU เพียงตัวเดียวได้



ภาพแสดงการเดินท่อน้ำยาระหว่าง FCU และ CDU



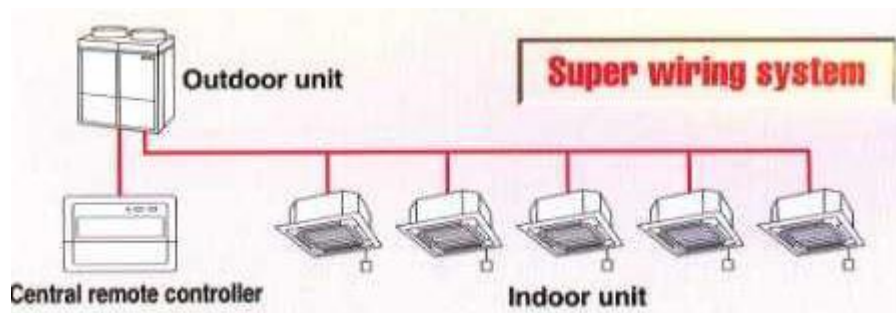
ภาพแสดงอุปกรณ์ท่อแบ่งจ่ายน้ำยา (REFRIGERANT PIPING)



ภาพแสดงการเดินท่อน้ำยาระหว่าง CONVENTIONAL SPLIT TYPE และ VRF SYSTEM

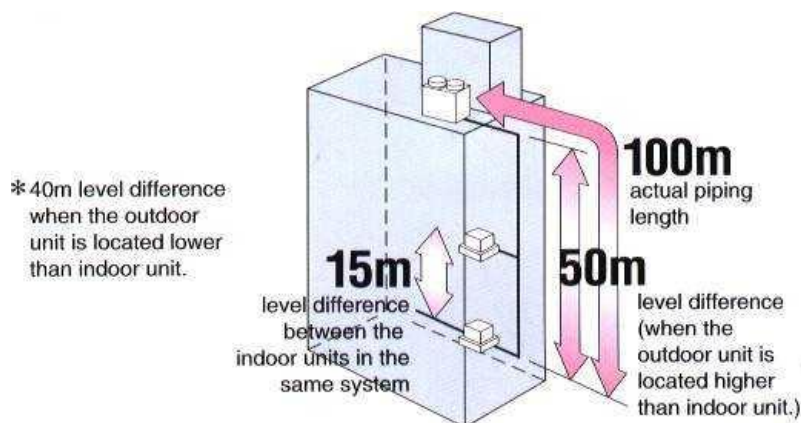
ผู้ใช้งานสามารถเลือกใช้อุปกรณ์ FCU หรือ INDOOR UNITS หลายชนิด ได้ตามความเหมาะสม เช่น แบบฝังฝ้าเพดาน (CEILING MOUNTED CASSETTE), แบบซ่อนในฝ้าเพดาน (CEILING MOUNTED DUCT TYPE) และ CEILING MOUNTED BUILT-IN TYPE), แบบแขวนใต้ฝ้า (CEILING SUSPENDED TYPE), แบบติดผนัง (WALL MOUNTED TYPE), แบบ ตั้งพื้นภายนอก (FLOOR STAND TYPE), แบบ ตั้งพื้นชนิดซ่อน (CONCEALED FLOOR STAND TYPE) เพื่อให้เกิด ความ หลากหลายในการใช้งาน

การควบคุมของระบบ VRF จะใช้ WIRING SYSTEM ลักษณะจะเป็นสายสัญญาณที่ต่อกันในรูปแบบอนุกรมจากเครื่อง FCU เข้าหากันแล้วต่อเข้าเครื่อง CDU การต่ออุปกรณ์ควบคุมสามารถต่อกับ CDU เพียงจุดเดียวจะสามารถควบคุมการทำงานของระบบทั้งหมดได้ (รายละเอียดเกี่ยวกับระบบควบคุมการทำงาน มีข้อปลีกย่อยอีกมาก สามารถ ศึกษาได้จากเอกสารของผู้ผลิตแต่ละราย) ระบบควบคุมการทำงาน และแจ้งความผิดพลาดในการทำงานของเครื่องตั้งแต่การตรวจสอบความผิดพลาดในการต่อเชื่อมสายเคเบิลความผิดพลาดในการเดินท่อน้ำยาปรับอากาศ และในบางผลิตภัณฑ์สามารถเชื่อมต่อบริการควบคุมนี้ เข้ากับระบบบริหารอาคาร (BMS) ส่วนกลางได้ด้วย



ภาพแสดงระบบ WIRING ของการควบคุมระหว่าง FCU และ CDU

การแก้ปัญหาเรื่องระบบน้ำมันหล่อลื่นระบบ VRF มีการพัฒนา และแก้ไขปัญหาระบบน้ำมันหล่อลื่นในคอมเพรสเซอร์ 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 ซึ่งผู้ออกแบบ และผู้ใช้จะต้องศึกษาข้อมูลจากผู้ผลิตแต่ละราย)



ภาพแสดงตัวอย่าง ระยะห่างระหว่าง CDU และ FCU

ข้อเปรียบเทียบระบบปรับอากาศ

ลักษณะการเปรียบเทียบ	ระบบ SPLIT TYPE แบบ CONSTANT REFRIGERANT FLOW SYSTEM	ระบบ WATER COOLED CHILLER SYSTEM	ระบบ VRF VARIABLE REFRIGERANT FLOW SYSTEM
อุปกรณ์และการใช้พื้นที่	ต้องมีพื้นที่วาง FCU โดย สามารถกระจายไปเป็นจุด ย่อย หรืออาจต่อเป็นท่อลม จากเครื่อง FCU ก็ได้ ต้องมีพื้นที่วาง CDU ตำแหน่งจะต้องอยู่ใกล้ FCU	ต้องมีพื้นที่วาง FCU โดย สามารถกระจายไปเป็นจุด ย่อย หรืออาจต่อเป็นท่อลม จากเครื่อง FCU ก็ได้ ต้องมีพื้นที่วาง CHILLER COOLING TOWER และปั๊ม น้ำส่วนกลาง	ต้องมีพื้นที่วาง FCU โดย สามารถกระจายไปเป็นจุด ย่อย หรืออาจต่อเป็นท่อลม จากเครื่อง FCU ก็ได้ พื้นที่วาง CDU รวมเป็นจุด ใหญ่จุดเดียว หรือแบ่งเป็น โซน
การวางอุปกรณ์แต่ละส่วน	ระยะห่างของ FCU กับ CDU ได้ประมาณ 15 เมตร	ระยะห่างระหว่าง FCU, CHILLER, COOLING TOWER อยู่ห่างกันได้มาก เนื่องจากใช้ระบบปั๊มน้ำและ ต้องใช้ระบบท่อน้ำเย็นในการ ทำงาน ซึ่งระบบท่อน้ำเย็นมัก มีขนาดใหญ่ และต้องการ พื้นที่ติดตั้งมากในอาคาร	ระยะห่างระหว่าง FCU, CDU อยู่ห่างกันได้มาก เนื่องจากใช้ ระบบ VARIABLE SPEED COMPRESSOR ไม่ต้องใช้ ระบบท่อน้ำเย็นในการทำงาน ส่วนระบบท่อน้ำยาที่ต้องเดิน ในอาคารมีขนาดเล็ก และ ต้องการพื้นที่ติดตั้งน้อยกว่า ระบบท่อน้ำ
การถ่ายเทความร้อน	การถ่ายเทความร้อน เกิดขึ้น ในชั้นตอนเดียวระหว่างน้ำยา ทำความเย็นและอากาศ	การถ่ายเทความร้อน เกิดขึ้น สองขั้นตอนประกอบไปด้วย 1) ชั้นตอนระหว่างน้ำยาทำ ความเย็นและน้ำเย็น 2) ชั้นตอนระหว่างน้ำเย็นและ อากาศ ส่งผลต่อความสูญเสีย ของพลังงาน	การถ่ายเทความร้อน เกิดขึ้น ในชั้นตอนเดียวระหว่างน้ำยา ทำความเย็นและอากาศ
ผลกระทบต่อรูปแบบ สถาปัตยกรรมภายนอก	ต้องมีสถานที่เปิดโล่งหรือมี เกล็ดระบายนํ้าอากาศ ทุก ตำแหน่งของการติดตั้ง CDU ซึ่งกระจายไปทั่วอาคาร	ไม่จำเป็นต้องมีสถานที่เปิด โล่งหรือมีเกล็ดระบายนํ้าอากาศ ทุกตำแหน่งของการติดตั้ง CDU ซึ่งกระจายไปทั่วอาคาร แต่จำเป็นต้องมีห้องเครื่อง สำหรับ CHILLER, ระบบปั๊ม น้ำ, ที่ตั้งของ COOLING TOWER	ต้องมีสถานที่เปิดโล่งหรือมี เกล็ดระบายนํ้าอากาศ ทุก ตำแหน่งของการติดตั้ง CDU ซึ่งกระจายไปทั่วอาคารแต่ จำนวนของ CDU จะน้อยกว่า ในกรณีของ ระบบ SPLIT TYPE แบบ CONSTANT REFRIGERANT FLOW SYSTEM อยู่มาก

การทำงานของ PART LOAD ของอุปกรณ์ทำความเย็น	การทำงานของ CDU เป็นแบบ ON/OFF CONTROL ไม่สามารถทำงานแบบขั้นได้	CHILLER ในระบบ CONSTANT WATER FLOW ทำงาน PART LOAD ไม่ได้ ต้องเปิดหรือปิดอย่างเดียว ในขณะที่ CHILLER ในระบบ VARIABLE WATER FLOW ทำงาน PART LOAD ได้ แต่ได้น้อยขึ้น	การทำงานของ CDU เป็นแบบ VARIABLE SPEED CONTROL สามารถทำงานแบบขั้นได้
	แบ่งส่วนการทำงานโดยกระจาย FCU ไปในพื้นที่ที่ต้องการ	แบ่งส่วนการทำงานโดยกระจาย FCU หรือ AHU ไปในพื้นที่ที่ต้องการ	แบ่งส่วนการทำงานโดยกระจาย FCU ไปในพื้นที่ที่ต้องการ
	เหมาะสำหรับการใช้งานที่มีการเปิดปิดระบบปรับอากาศไม่พร้อมกันและการควบคุมอุณหภูมิไม่เท่ากันในแต่ละส่วน	เหมาะสำหรับการใช้งานที่มีการเปิดปิดระบบปรับอากาศพร้อมกัน	เหมาะสำหรับการใช้งานที่มีการเปิดปิดระบบปรับอากาศไม่พร้อมกันและการควบคุมอุณหภูมิไม่เท่ากันในแต่ละส่วน
การแบ่งช่วงการติดตั้งระบบ	สามารถแบ่งการติดตั้งระบบเป็นส่วน ๆ ได้ตามการเปิดใช้งานของอาคาร	ต้องติดตั้งระบบทั้งหมดในครั้งเดียว	สามารถแบ่งการติดตั้งระบบเป็นส่วน ๆ ได้ตามการเปิดใช้งานของอาคาร
การควบคุมอุณหภูมิในส่วนพื้นที่ปรับอากาศ	ตัดการทำงานของ CDU ถ้าอุณหภูมิถึงจุดที่ต้องการและจะเริ่มทำงานอีกครั้งเมื่อเวลาผ่านไปไม่น้อยกว่า 3 นาที	ต้องใช้ระบบ VAV (VARIABLE AIR VOLUME) เข้ามาช่วยในการควบคุมปริมาณอากาศที่ไหลเข้าพื้นที่ใช้งาน	ทำงานร่วมกันระหว่าง FCU และ CDU สามารถควบคุมอุณหภูมิในแต่ละพื้นที่ได้แตกต่างกัน
	การทำงานของ CDU เป็นแบบรอบการหมุนคงที่		การทำงานของ CDU เป็นแบบ VARIABLE SPEED COMPRESSOR
การใช้งานและการบำรุงรักษา	มีจำนวนอุปกรณ์ที่ต้องดูแลรักษาน้อย สามารถใช้ช่างเครื่องปรับอากาศทั่วไปในการซ่อมบำรุง	มีจำนวนอุปกรณ์ที่ต้องดูแลรักษามาก และต้องใช้ช่างเครื่องปรับอากาศที่มีความรู้เฉพาะในการซ่อมบำรุง	มีจำนวนอุปกรณ์ที่ต้องดูแลรักษาน้อย แต่ยังคงต้องใช้ช่างเครื่องปรับอากาศที่มีความรู้เฉพาะในการซ่อมบำรุง

ประโยชน์ของระบบ VRF

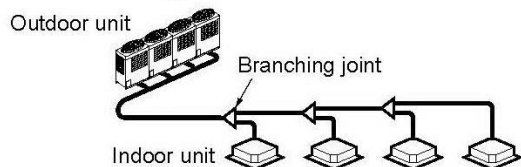
การติดตั้ง : ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ หรือ CENTRAL WATER CHILLER มีการใช้ WATER CHILLER ซึ่งเป็นอุปกรณ์หนัก และต้องการการยกด้วยปั้นจั่น ส่วนระบบ VRF เป็นอุปกรณ์ที่มีน้ำหนักเบามากกว่า ไม่ว่าจะเป็น CONDENSING UNIT หรือ EVAPORATOR การขนย้ายแต่ละ UNIT ทำได้ง่ายกว่า ในกรณีที่ต้องระบบที่มี CAPACITY มาก เช่นหลายร้อยตันความเย็น ก็สามารถทำได้โดยการใช้ UNIT ย่อยมาทำงานต่อเนื่องกัน แต่ละระบบเป็นระบบน้ำยาที่สามารถควบคุมได้โดยอิสระ แต่ใช้ระบบควบคุมร่วมกัน ซึ่งมีประโยชน์ในกรณีที่อาคารมีภาระความร้อนไม่เต็มพิกัด (PART LOAD) หรือมีการใช้อาคารในบางพื้นที่ไม่ทั้งหมด การปรับน้ำยาสามารถทำให้ระบบมีความเหมาะสมกับแต่ละพื้นที่ได้ ซึ่งมีความคล้ายคลึงกับระบบ VAV (VARIABLE AIR VOLUME SYSTEM) ที่ทำงานร่วมกับระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ และยังคงใช้แนวคิดในการถ่ายเทความ

ร้อนโดยผ่านระบบท่อน้ำและระบบท่อลม การที่ระบบ VRF มีน้ำหนักเบา ทำให้โครงสร้างที่ต้องรองรับ มีขนาดเล็กลง ไม่ต้องมีการใช้ท่อลมสำหรับการจ่ายลมเย็น แต่ยังคงมีการใช้ท่อลมสำหรับการระบายอากาศระบบ VRF มีความเหมาะสมสำหรับการปรับปรุง หรือติดตั้งเครื่องปรับอากาศสำหรับอาคารเก่าหรืออาคารที่ต้องมีการอนุรักษ์เพราะทำให้เกิดผลกระทบต่อโครงสร้างเดิมน้อยกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ ซึ่งต้องมีพื้นที่ในการวาง WATER CHILLER, พื้นที่ในการวาง AHU, และการเดินท่อลม อย่างไรก็ตามเนื่องจากการที่ต้องใช้การเดินท่อน้ำจำนวนมากในอาคาร การเดินท่อดังกล่าวต้องการช่างติดตั้งที่มีทักษะการทำงานที่สูง เพื่อให้ได้งานติดตั้งที่มีคุณภาพ และไม่มีปัญหาในการทำงานต่าง ๆ เช่น การรั่ว เกิดขึ้น

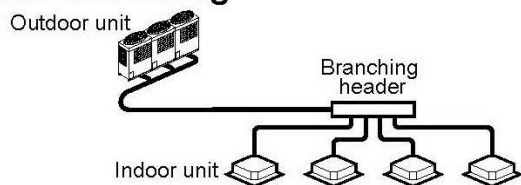
◆ Shortest route design by free branching

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.

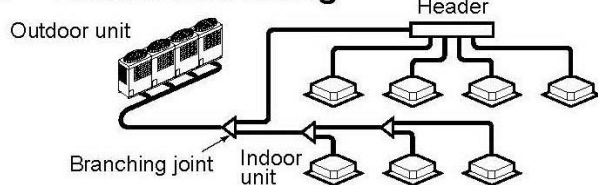
Line branching



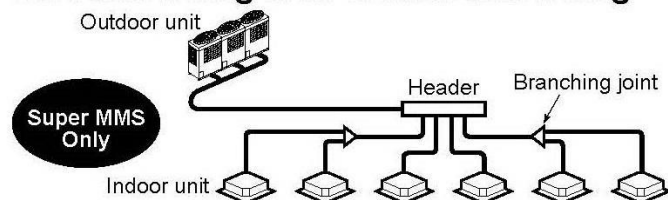
Header branching



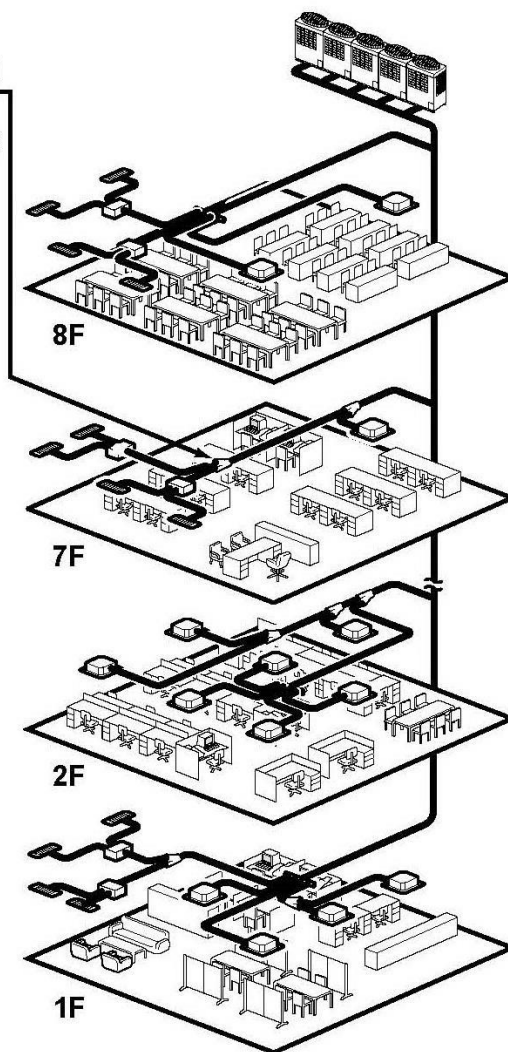
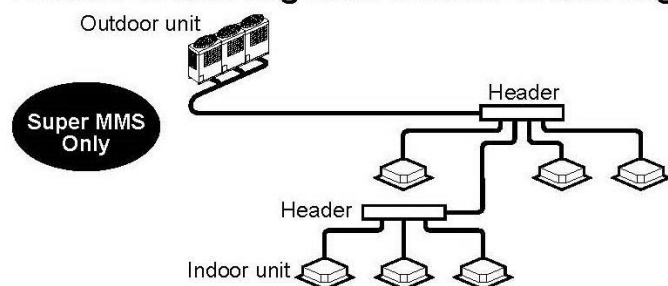
Line + Header branching



Line branching after header branching

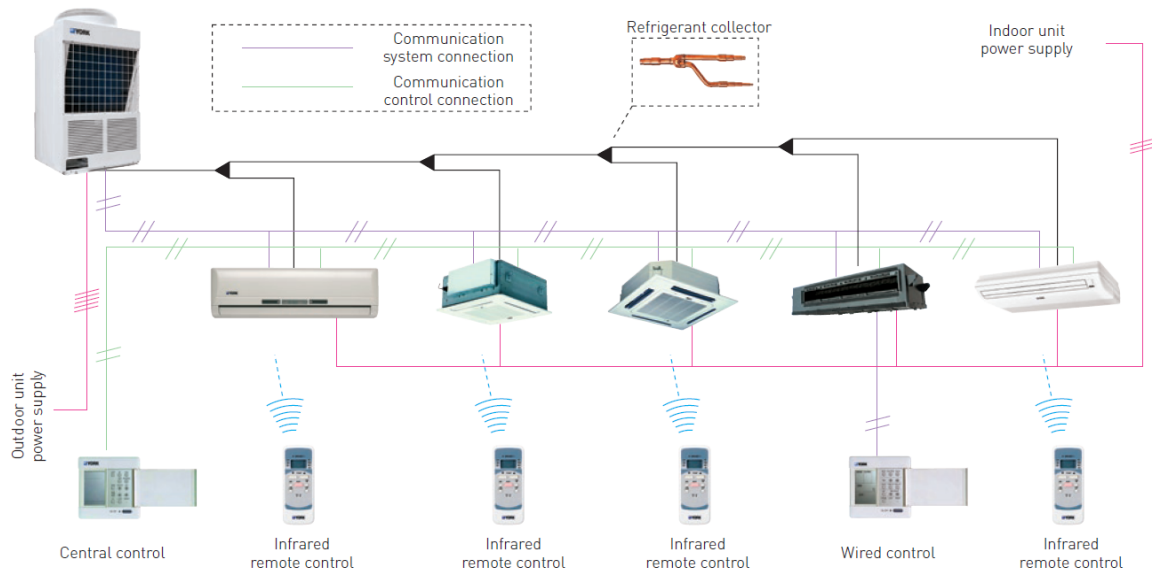


Header branching after header branching



ภาพแสดงตัวอย่างการติดตั้งระบบ VRF

ความยืดหยุ่นในการออกแบบ : CONDENSING UNIT 1 ตัวสามารถทำงานได้กับ EVAPORATOR ได้หลายตัว (ข้อมูลเรื่องจำนวน สอบถามได้จากบริษัทผู้ผลิต) โดยที่ EVAPORATOR หรือ FAN COIL UNIT อาจมีได้หลายรูปแบบเช่น แบบติดผนัง แบบแขวนใต้ฝ้า แบบตั้งพื้น การเพิ่มเติมระบบสามารถทำได้ง่ายกว่าระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์

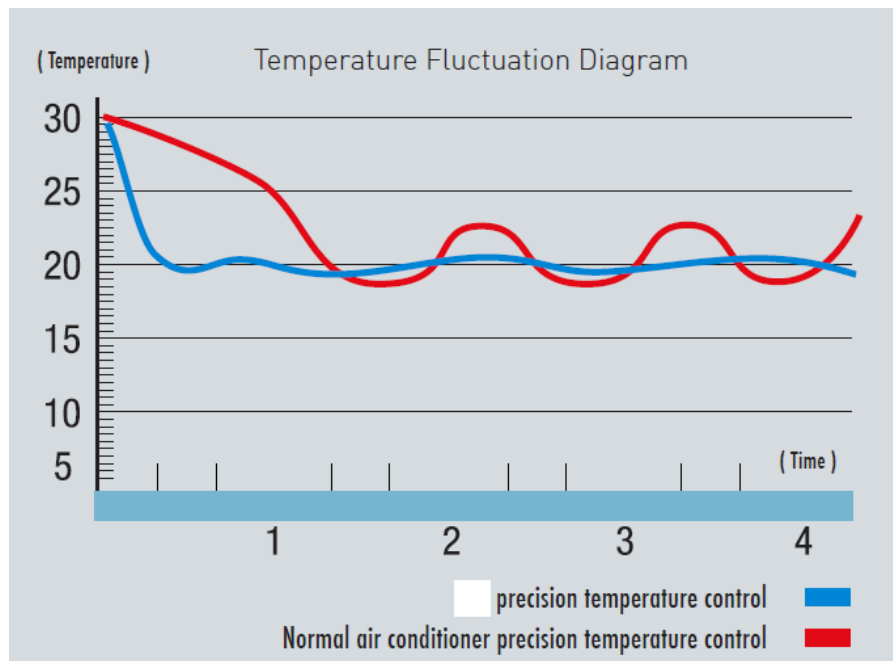


ภาพแสดงการทำงานร่วมกันระหว่าง CDU 1 UNIT กับ FCU หลาย UNIT ที่มีความหลากหลาย

การดูแลรักษา และซ่อมบำรุง

ถึงแม้ว่าระบบจะมีความซับซ้อนเรื่องการควบคุมน้ำยาแต่เป็นความซับซ้อนภายในวงจรควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เท่านั้น ในแง่ผู้ใช้ ผู้ติดตั้ง ผู้ดูแลรักษา ระบบ VRF จะมีลักษณะที่คล้ายกับ ระบบ SPLIT TYPE มาก ซึ่งมีความซับซ้อน อุปกรณ์ที่น้อยกว่า และการดูแลรักษาที่ประหยัดกว่า ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ การดูแลรักษาพื้นฐานก็จะเหมือนกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนทั่วไป เช่นการเปลี่ยนแผ่นกรอง การทำความสะอาด COIL ความแตกต่างที่ชัดเจนคือไม่มีระบบท่อน้ำเย็น ไม่ต้องมีการทำ WATER TREATMENT ใดๆก็ตาม การดูแลรักษาสำหรับระบบควบคุม และอิเล็กทรอนิกส์อาจจะต้องพึ่งพาบริษัทผู้ผลิตทั้งในแง่ SERVICE และ SPARE PART

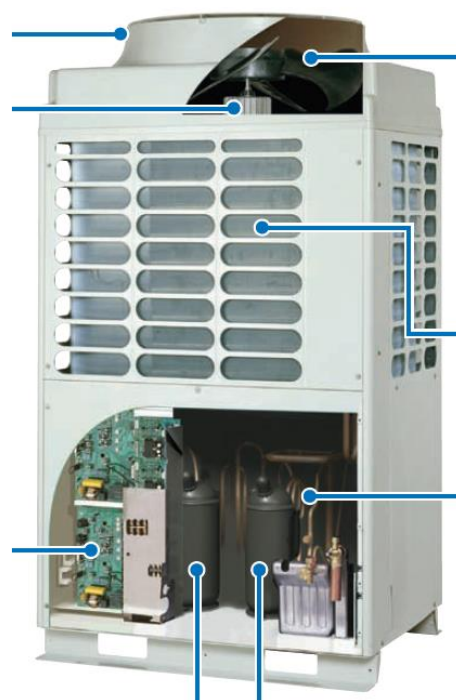
การควบคุมอุณหภูมิ และความชื้น : ระบบ VRF สามารถควบคุมโซนหลาย ๆ โซนที่ต้องการความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้นได้ เนื่องจากระบบใช้ VARIABLE SPEED COMPRESSOR ทำให้สามารถควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยา ความแม่นยำในการควบคุมอุณหภูมิอยู่ในช่วง $\pm 1 \text{ DEG F}$ ($\pm 0.6 \text{ DEG C}$)



ข้อเปรียบเทียบการควบคุมอุณหภูมิระหว่าง VRF และ ระบบ AHU ทั่วไป

การประหยัดพลังงาน :

ด้วยพื้นที่และสภาพการณ์ที่เหมาะสม ระบบ VRF อาจมีประสิทธิภาพที่ดีกว่า ระบบผลิตน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ ที่ทำงานร่วมกับระบบท่อลม เนื่องจากการที่มีท่อลม โดยทั่วไปจะมีการรั่วของอากาศหมุนเวียนประมาณ 10-20 % ของระบบลมหมุนเวียนทั้งหมด ระบบ VRF มักจะประกอบไปด้วย 2-3 COMPRESSOR ต่อ 1 CONDENSING UNIT ทำให้เกิดผลดีเมื่อระบบต้องการการทำงานแบบ PART LOAD ซึ่งโดยทั่วไประบบปรับอากาศจะทำงาน อยู่ที่ 40-80 % ของ FULL LOAD กรณีอาคารที่ต้องการทั้งความร้อน และความเย็นในเวลาเดียวกัน ระบบ สามารถถ่ายโอนพลังงานระหว่างโซนได้ โดยใช้ระบบ HEAT RECOVERY



ภาพแสดง TWIN DC COMPRESSOR

สำหรับผู้ผลิต VRF แต่ละราย จะมีแนวทางการออกแบบเป็นของตนเอง หลายรายมีการใช้ระบบท่อแบบสามทาง (LIQUID, SUCTION และ DISCHARGE) ประกอบกับวาล์วและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในถ่ายเทความร้อนจากน้ำยาสถานะ SUPERHEAT ไปสู่อุปกรณ์อื่นที่ต้องการความร้อน

ประสิทธิภาพของระบบ VRF ขึ้นกับพื้นที่ และสภาพการณ์ที่เหมาะสม 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 ข้อนำสังเกตอันหนึ่งจากการทดสอบพบว่า 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 ในบางลักษณะงานเช่นเป็นในอาคารที่มีพื้นที่ใช้งานร่วมกันหลายหน่วยงาน ก็สามารถทำการตรวจสอบการใช้พลังงานของแต่ละโซน แต่ละพื้นที่ได้อย่างชัดเจน

ความสามารถในการควบคุมสภาวะอากาศที่หลากหลาย

ระบบ VRF สามารถควบคุมโซนหลาย ๆ โซนที่ต้องการความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้นได้ เนื่องจากระบบใช้ VARIABLE SPEED COMPRESSOR ทำให้สามารถควบคุมปริมาณการไหลของน้ำยาได้อย่างแม่นยำ จึงมีความเหมาะสมในการใช้งานสำหรับอาคารที่มีหลายลักษณะพื้นที่ใช้งาน และต้องการการควบคุมที่แตกต่างกัน เช่นอาคารสำนักงาน โรงพยาบาล โรงแรม เป็นต้น

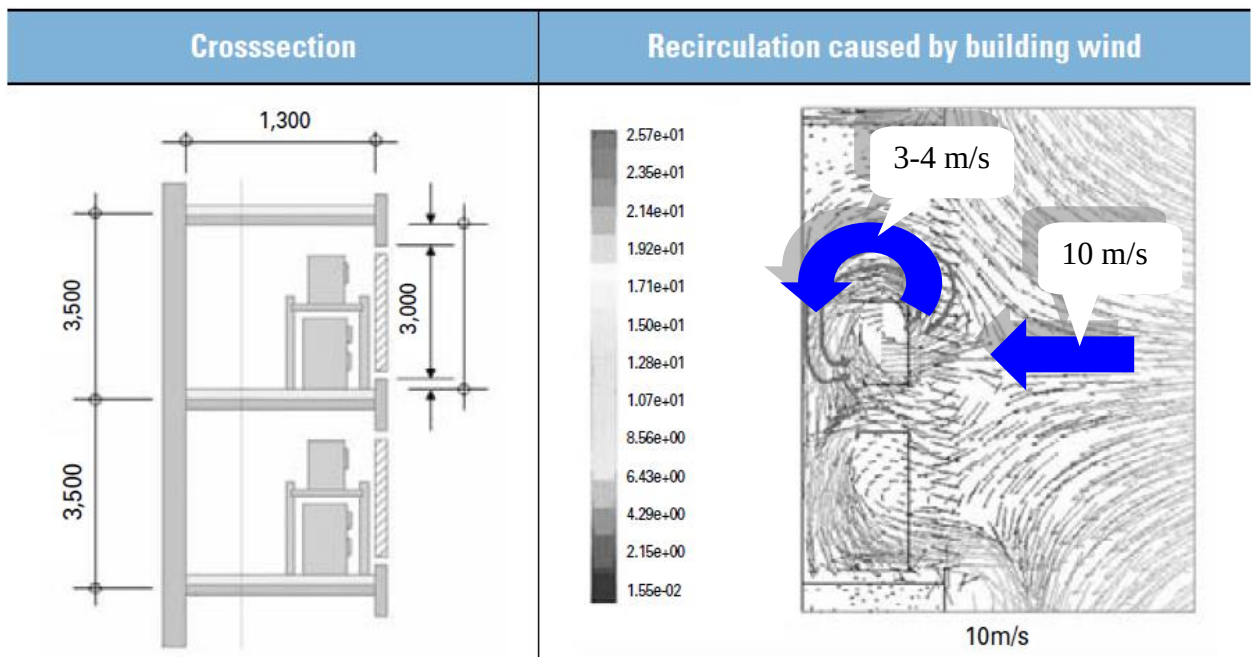
Variable Refrigerant Flow Systems



ภาพแสดงระบบ VRF ที่สามารถควบคุมโซนหลาย ๆ โซนที่ต้องการความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้นได้

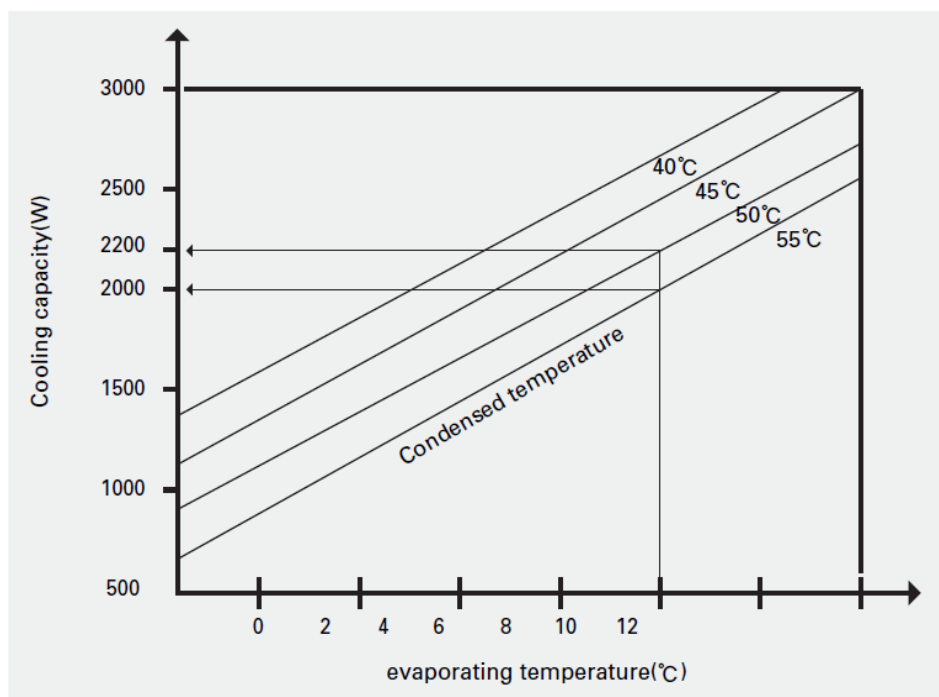
ความต้านทานต่อกระแสลมในอาคารสูง

โดยทั่วไปความเร็วในการ DISCHARGE อากาศออกจาก CONDENSING UNIT อยู่ที่ความเร็ว 3-4 M/S เมื่อติดตั้ง CONDENSING UNIT ในอาคารสูงซึ่งมีกระแสลมที่แรงทำให้การระบายความร้อนไม่สามารถทำได้อย่างที่ควรจะเป็นจากในภาพจะเป็นผลการ SIMULATION ของอากาศที่เกิดการ RECIRCULATION เนื่องจากลมแรงในอาคารสูง ส่งผลให้การระบายความร้อนของ CONDENSING UNIT เกิดปัญหา



ภาพแสดงผลการ SIMULATION ของอากาศที่เกิดการ RECIRCULATION เนื่องจากลมแรงในอาคารสูง

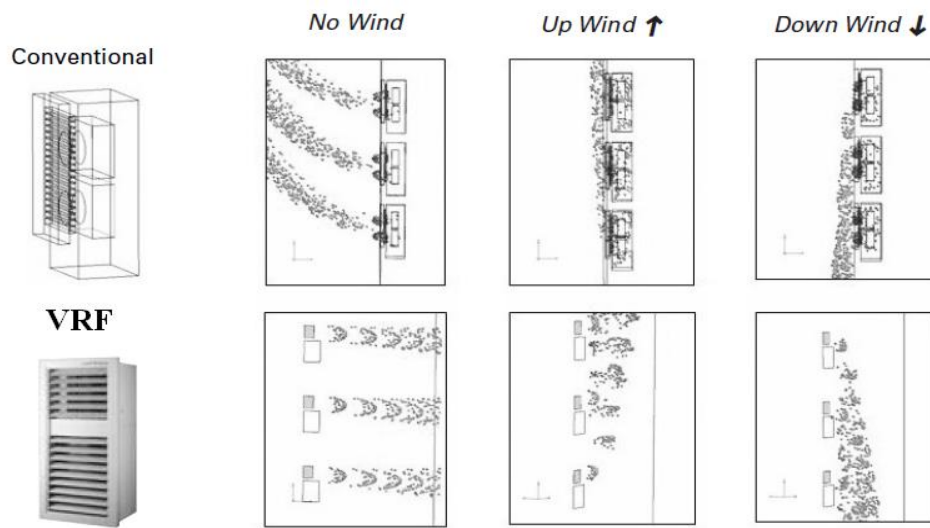
จากกราฟในภาพแสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงความสามารถในการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบ CONVENTIONAL SPLIT TYPE ซึ่ง CONDENSING TEMPERATURE ส่งผลต่อ COOLING CAPACITY ถ้าอุณหภูมิของอากาศภายนอกเท่ากับ 35 องศาเซลเซียส อุณหภูมิในการควบแน่นของ CDU จะอยู่ที่ 55 องศาเซลเซียส แต่ถ้าอุณหภูมิของอากาศภายนอกเท่ากับ 31 องศาเซลเซียส อุณหภูมิในการควบแน่นของ CDU จะอยู่ที่ 50 องศาเซลเซียส ซึ่งถ้าอุณหภูมิในการควบแน่นเพิ่มขึ้นจาก 50 องศาเซลเซียส มาเป็น 55 องศาเซลเซียส ความสามารถในการทำความเย็น หรือ COOLING CAPACITY ก็จะลดลงประมาณ 10 % ส่งผลต่อการใช้พลังงานเพิ่มขึ้น



ภาพแสดงการเปลี่ยนแปลงของ COOLING CAPACITY
เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของ CONDENSING TEMPERATURE

ตอนที่ 3 บทที่ 4 ระบบปรับอากาศ

เมื่อนำมาเปรียบเทียบระหว่างระบบ CONVENTIONAL SPLIT TYPE และระบบ VRF ไม่ว่าจะป็นสภาวะมีลมแรงไหลขึ้นบน หรือลมแรงไหลลงล่าง ระบบ VRF ทำงานได้อย่างถูกต้อง โดยไม่มีผลกระทบจากลมแรงของอาคารสูง



ภาพแสดงผลการเปรียบเทียบความต้านทานต่อแรงลม
ระหว่างระบบ CONVENTIONAL SPLIT TYPE และระบบ VRF

ตัวอย่างอาคารที่ใช้ระบบปรับอากาศ VRE



อาคาร A.C.E. DAIKIN COMPLEX

ชนิดของอาคาร: สำนักงาน, โชว์รูม, ห้องสัมมนาและฝึกอบรม โรงงานผลิตสินค้าไฮเทค, ส่วนบริการซ่อมบำรุง,
โกดังเก็บสินค้าแบบอัตโนมัติ

ที่ตั้ง: ANG MO KIO INDUSTRIAL PARK



ตำแหน่งที่ตั้งของ CDU บริเวณดาดฟ้าชั้น 2 ของอาคารได้มีการแบ่งกลุ่มของ CDU เป็นกลุ่ม
แต่ละกลุ่มจะจ่ายน้ำยาปรับอากาศให้แก่ FCU ของอาคารแต่ละชั้น



อาคาร GOLDBELL TOWER

ชนิดของอาคาร: อาคารสำนักงาน สูง: 25 ชั้น ก่อสร้างเสร็จ: 2541

จำนวน เครื่องปรับอากาศภายนอก: 160 หน่วย

จำนวนเครื่องปรับอากาศภายใน: 505 หน่วย

ชนิดของเครื่องปรับอากาศภายใน: ติดผนัง และแบบฝังฝ้าเพดาน



ผนัง ด้านข้างของอาคารส่วนหนึ่ง เป็นเกล็ดอลูมิเนียมระบายอากาศ เป็นบริเวณที่ใช้ตั้งเครื่อง CDU โดยกระจายอยู่ใน ทุกชั้น ของอาคาร



ห้องควบคุมงานระบบของอาคาร ด้านซ้ายมือ จะเห็น แผงวงจร ควบคุม ที่ต่อจาก ระบบ ปรับอากาศ ของอาคาร แต่ละชั้น มารวมกันที่ห้องนี้ และ ระบบนี้ จะเชื่อม เข้า เครื่องคอมพิวเตอร์กลาง เพื่อ ความสะดวก ในการควบคุมระบบ ทั้งหมด จากจุดเดียว



อาคาร ITE HQ

ชนิดของอาคาร: อาคารด้านการศึกษาด้านเทคนิค ระดับ ปวส. ปวช.

ที่ตั้ง: ฝั่งตะวันออกของเกาะสิงคโปร์ ปีที่ก่อสร้างเสร็จ: พ.ศ.2538

จำนวน เครื่องปรับอากาศภายนอก: 84 หน่วย จำนวนเครื่องปรับอากาศภายใน: 354 หน่วย

ชนิดของเครื่องปรับอากาศภายใน: แบบซ่อนในฝ้าเพดาน ติดผนัง และแบบฝังฝ้าเพดาน



ลักษณะ การวาง FCU แบบ CEILING MOUNTED CASSETTE TYPE ในห้องเรียน ซึ่งเป็นวิธีที่เป็นที่นิยมในประเทศไทยสิงคโปร์ มากกว่าการเดินท่อลม เนื่องจากค่าแรงในการติดตั้งท่อลมมีราคาสูง ประกอบกับอุปกรณ์แบบ CEILING MOUNTED CASSETTE TYPE มีราคาไม่แพง



ตำแหน่ง CDU ของอาคารแห่งนี้ตั้งอยู่บนดาดฟ้าชั้นสองของอาคาร



โรงแรม OXFORD

ที่ตั้ง: ใจกลางเมืองสิงคโปร์ ชนิดของอาคาร: โรงแรมระดับ 3 ดาว

จำนวนชั้นของอาคาร: 11 ชั้น จำนวนห้องพัก: 135 ห้อง

จำนวน เครื่องปรับอากาศภายนอก: 20 หน่วย จำนวนเครื่องปรับอากาศภายใน: 190 หน่วย

ชนิดของเครื่องปรับอากาศภายใน: ติดผนัง และแบบฝังฝ้าเพดาน



ตำแหน่ง CDU ของโรงแรม อยู่บริเวณดาดฟ้าชั้นที่ 12 จะสังเกตเห็นว่าสามารถวางเครื่องอยู่ใกล้กันมาก
เนื่องจากเป็นระบบลมร้อนพัดขึ้นด้านบน



JOHN HANCOCK TOWER

ที่ตั้ง: ย่านธุรกิจ ใจกลางเมืองสิงคโปร์ จำนวนชั้นของอาคาร: 25 ชั้น ปีที่ก่อสร้างแล้วเสร็จ: 2535
จำนวน เครื่องปรับอากาศภายนอก: 152 หน่วย จำนวนเครื่องปรับอากาศภายใน: 348 หน่วย
ชนิดของเครื่องปรับอากาศภายใน: แบบฝังฝ้าเพดาน



ด้านข้างของอาคาร ที่มีการออกแบบผนังบางส่วนเป็นผนังเกล็ดอลูมิเนียมระบายอากาศ
ใช้เป็นติดตั้ง CDU สำหรับระบบปรับอากาศในแต่ละชั้น



CDU บางเครื่องตั้งอยู่บริเวณที่จอดรถยนต์



ที่ตั้งของเครื่อง CDU บริเวณมุมอาคาร อุปกรณ์ วางอยู่บนพื้นตระแกรงเหล็ก

เอกสารอ้างอิง

- [1] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, (2547), ตำราฝึกอบรมหลักสูตรผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (ผชพ.) สามัญ
- [2] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, (2551), คู่มือประกอบการฝึกอบรมหลักสูตร “พัฒนาบุคลากรภาคปฏิบัติด้านเทคโนโลยีการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ
- [3] วัชร มั่งวิฑิตกุล (2544), กระบวนการและเทคนิคการลดค่าใช้จ่ายพลังงาน สำหรับอาคารและโรงงานอุตสาหกรรม, ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย, กรุงเทพฯ.
- [4] Chirattananon, S. (2005), Building for Energy Efficiency, Asian Institute of Technology and Energy Policy and Planning Office, Bangkok, Thailand.
- [5] Kreider, J. F., Curtiss, P. S., and Rabl, A. (2002), Heating and Cooling of Buildings: Design for Efficiency, Second Edition, McGraw-Hill, Inc., USA.
- [6] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., and Van Wylen, G. J. (2003), Fundamentals of Thermodynamics, Sixth Edition, John Wiley & Sons, New York, USA.
- [7] Stoecker, W. F. and Jones, J. W. (1982), Refrigeration and Air Conditioning, Second Edition, McGraw-Hill, Inc., Singapore.
- [8] Vangtook, P. and Chirattananon, S. (2007), “*Application of Radiant Cooling as a Passive Cooling Option in Hot Humid Climate*”, Building and Environment, Vol. 42, No. 2, pp. 543-556.
- [9] <http://cipco.apogee.net/ces/library/cws.asp> (พฤศจิกายน 2551).
- [10] http://www.co2sensor.co.kr/new/eng/images/product4_01.gif (พฤศจิกายน 2551).
- [11] <http://www.corgi-direct.com/shopassets/ui/products/normal/4b4879ab350x350.jpg> (พฤศจิกายน 2551).
- [12] http://www1.eere.energy.gov/femp/new_technology/techdemo_comp1.html (พฤศจิกายน 2551).