บทที่ 2

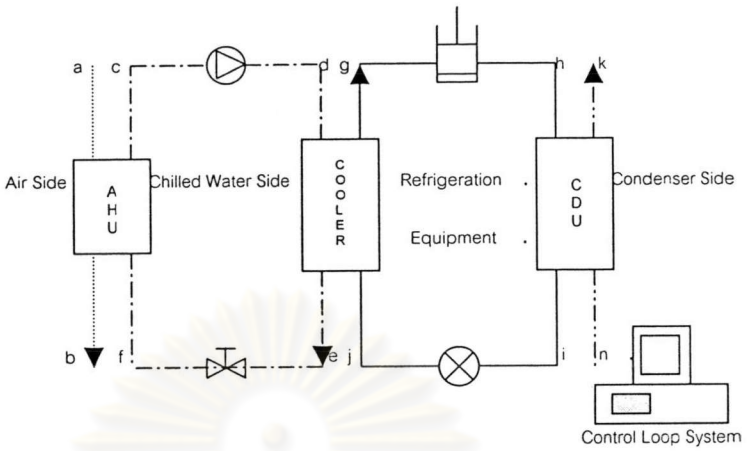
ทฤษฎี

ในอาคารที่มีพื้นที่กว้างขวาง หรือมีความสูงหลายชั้น ระบบปรับอากาศที่นิยมใช้กันโดยทั่วไปมักจะเป็นแบบระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง ซึ่งหลักการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดนี้ก็คือ การส่งน้ำเย็นอุณหภูมิต่ำที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็นไปทำความเย็นให้แก่อากาศภายในอาคารโดยอาศัยแรงดันจากเครื่องสูบน้ำเย็น

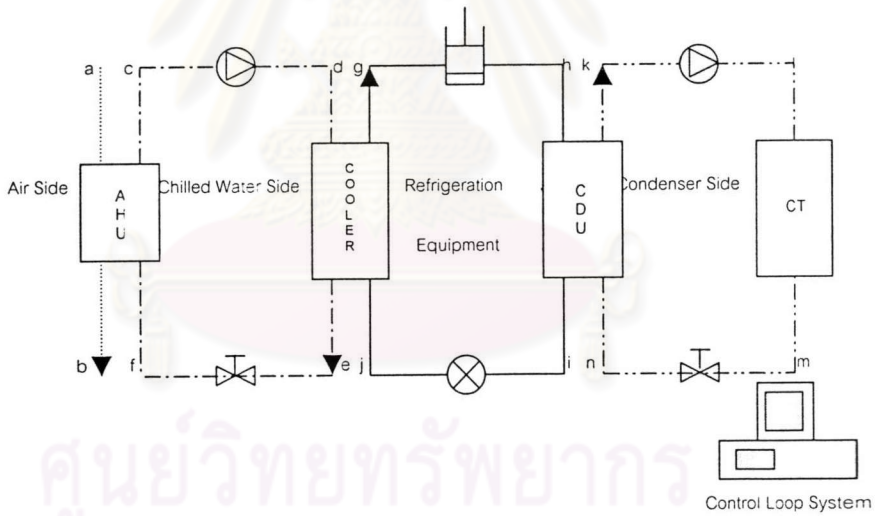
2.1 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง (Principal of Central Chilled Water System)

ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางจะทำงานเป็นวัฏจักร โดยเครื่องสูบน้ำเย็นจะเพิ่มแรงดันทำให้น้ำเย็นอุณหภูมิต่ำเคลื่อนที่จากเครื่องทำน้ำเย็นไหลผ่านระบบท่อน้ำเย็นจ่าย (Supply) เข้าไปสู่เครื่องส่งลมเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้องปรับอากาศ หลังจากนั้นน้ำเย็นก็จะมีอุณหภูมิสูงขึ้นและถูกส่งเข้าระบบท่อน้ำเย็นกลับ (Return) ผ่านไปยังเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อคายความร้อนที่นำพามานี้ทิ้งออกไป ส่งผลทำให้น้ำเย็นอุณหภูมิสูงเปลี่ยนสภาพกลายเป็นน้ำเย็นอุณหภูมิต่ำไหลผ่านระบบท่อเข้าสู่เครื่องส่งลมเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้องปรับอากาศอีกครั้งหนึ่ง ซึ่งระบบจะมีการทำงานเป็นวัฏจักรเช่นนี้อยู่ตลอดเวลา ส่วนการระบายความร้อนออกจากเครื่องทำน้ำเย็นนั้นจะพิจารณาจากขนาดของการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นเป็นสำคัญ กล่าวคือหากเป็นเครื่องขนาดเล็กก็มักจะใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแต่ถ้าเป็นเครื่องขนาดใหญ่แล้วการระบายความร้อนก็จะใช้น้ำเป็นตัวระบายความร้อนโดยจะอาศัยน้ำหล่อเย็นที่ส่งมาจากหอผึ่งน้ำ ซึ่งการใช้น้ำเย็นอุณหภูมิต่ำมาเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคารอีกต่อหนึ่ง โดยอาศัยแรงดันจากเครื่องสูบน้ำเย็นในลักษณะเช่นนี้ ถือเป็นการทำความเย็นให้แก่อาคารในทางอ้อม ซึ่งแตกต่างกับระบบปรับอากาศขนาดเล็กและขนาดกลางที่จะอาศัยแรงดันจากคอมเพรสเซอร์เป็นตัวขับเคลื่อนสารทำความเย็นให้หมุนเวียนไปทำความเย็นให้แก่อาคารโดยตรง

ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางจะประกอบไปด้วยวงจรพื้นฐาน (Basic Loop) ที่สามารถพบเห็นได้โดยทั่วไป ดังแสดงในรูปที่ 2.1



a. : ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled)



b. : ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled)

รูปที่ 2.1 แสดงวงจรพื้นฐานอย่างง่ายของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง

ซึ่งแต่ละวงจรจะทำงานสัมพันธ์กันอย่างต่อเนื่อง ทั้งนี้เพื่อที่จะรักษาสภาวะความสบาย (Thermal Comfort) ของผู้คนที่อยู่ภายในห้องปรับอากาศ ดังนี้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.1.1 **ระบบวงจรด้านอากาศ** (Air Side Loop System : $\overrightarrow{ab}$)

ทำหน้าที่กระจายอากาศเย็นไปตามจุดต่าง ๆ โดยอาศัยแรงดันจากพัดลมแบบกรงกระรอก (Centrifugal Fan) ซึ่งอากาศอุณหภูมิสูงภายในห้องปรับอากาศจะถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็นอุณหภูมิต่ำที่เครื่องส่งลมเย็น (AHU) ก่อนที่จะเปลี่ยนเป็นอากาศเย็นกระจายไปยังส่วนต่างๆ ของห้องปรับอากาศผ่านทางท่อส่งลม

2.1.2 **ระบบวงจรด้านน้ำเย็น** (Chilled Water Side Loop System : $\overrightarrow{cdef}$)

อาศัยแรงดันจากเครื่องสูบน้ำเย็นเพื่อขับดันให้น้ำเย็นอุณหภูมิต่ำที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็นให้เคลื่อนที่ไปยัง AHU เพื่อรับเอาความร้อนจากอากาศภายในห้องปรับอากาศ และหลังจากนั้นน้ำเย็นก็จะเคลื่อนที่พร้อมกับนำพาเอาความร้อนที่ได้รับจากอากาศไปถ่ายเทให้กับอุปกรณ์ทำความเย็น (Cooler) ของเครื่องทำน้ำเย็นในวงจรระบบทำความเย็น

2.1.3 **ระบบวงจรทำความเย็น** (Refrigeration Loop System : $\overrightarrow{ghij}$)

มีหน้าที่ทำความเย็นให้แก่ระบบวงจรด้านน้ำเย็น โดยสารทำความเย็นจะรับเอาความร้อนจากน้ำเย็นอุณหภูมิสูงที่บริเวณอุปกรณ์ทำความเย็น (Cooler) และสารทำความเย็นดังกล่าวนี้ก็จะนำความร้อนที่ได้รับไปถ่ายเทให้กับวงจรทางด้านระบายความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น (CDU : (Condenser Unit) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่อุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve) และท้ายที่สุดก็ไหลกลับเข้าสู่อุปกรณ์ทำน้ำเย็น เพื่อทำความเย็นให้แก่วงจรทางด้านระบบน้ำเย็นต่อไป โดยการไหลเวียนของสารทำความเย็นนี้จะอาศัยคอมเพรสเซอร์ (Compressor) เป็นตัวขับ

2.1.4 **ระบบวงจรด้านระบายความร้อน** (Condenser Side Loop System : $\overrightarrow{kn}$, $\overrightarrow{klmn}$)

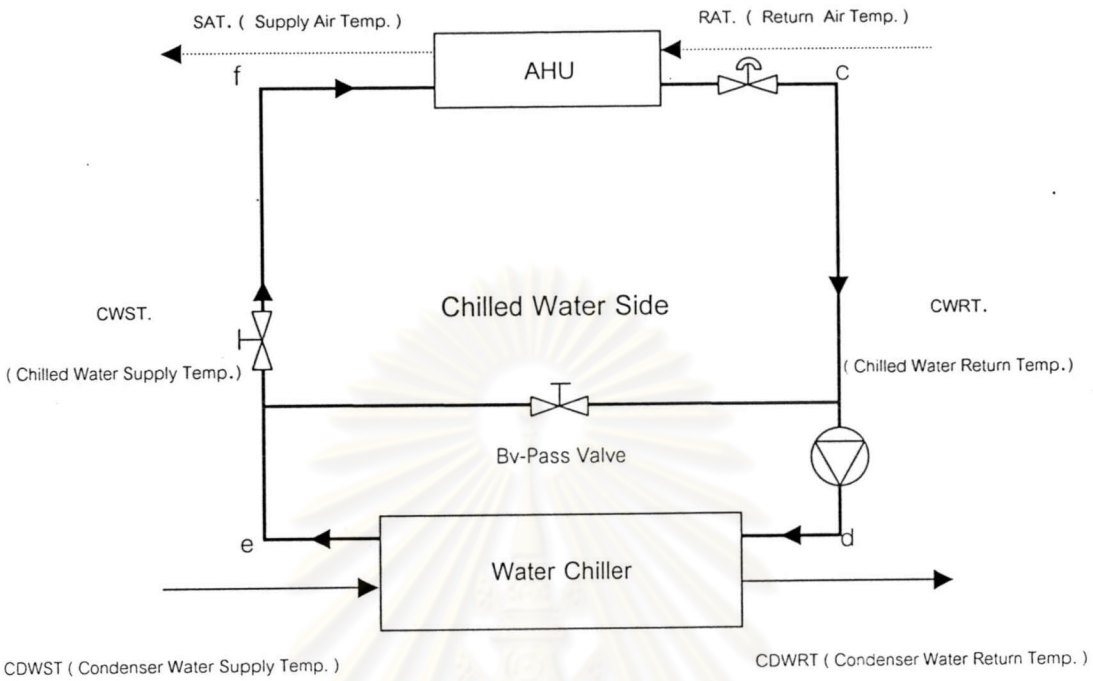
ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้แก่สารทำความเย็นในระบบวงจรทำความเย็น โดยอาจจะนำสารทำความเย็นไปถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศที่ CDU โดยตรง สำหรับระบบที่ใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศ ($\overrightarrow{kn}$) ดังแสดงในรูปที่ 2.1 (a) หรืออาจจะนำสารทำความเย็นไปถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำหล่อเย็นที่ส่งมาจากหอผึ่งน้ำ (Cooling Tower : CT) สำหรับระบบที่ใช้การระบายความร้อนด้วยน้ำ ($\overrightarrow{klmn}$) ดังแสดงในรูปที่ 2.1 (b)

2.1.4 ระบบวงจรควบคุม (Control Loop System)

ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของแต่ละวงจรข้างต้น ให้ทำงานร่วมกันอย่างอัตโนมัติเพื่อให้การทำงานของระบบมีประสิทธิภาพยิ่งขึ้น และระบบที่นิยมใช้กันมากก็คือ Building Automation System (BAS) แต่ทั้งนี้ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางในอาคารบางแห่งก็อาจจะไม่มีวงจรระบบการควบคุมก็ได้

และจากความสัมพันธ์ในการทำงานของวงจรต่างๆ ที่ได้กล่าวมาทั้งหมดนี้ การออกแบบที่เหมาะสม (Optimum Design) ของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางเพื่อทำให้ค่าใช้จ่ายทั้งหมดตลอดอายุการใช้งาน (Life Cycle Cost) ของระบบมีค่าต่ำที่สุด (Minimum) นั้น จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษาและวิเคราะห์หาสภาพการทำงานที่เหมาะสมของแต่ละวงจรทั้งหมดข้างต้นอย่างละเอียดถี่ถ้วน ทั้งนี้เนื่องจากการปรับเปลี่ยนสภาพการทำงานของวงจรใดๆ วงจรหนึ่งเพียงเล็กน้อยก็จะส่งผลกระทบต่อการทำงานของวงจรอื่นๆ ในระบบทันที

แต่สำหรับในงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยมุ่งเน้นพิจารณาเฉพาะในส่วนของการออกแบบที่เหมาะสมของระบบการทำน้ำเย็น (Optimum Design of Chilled water System) เท่านั้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกที่จะพิจารณาเฉพาะระบบวงจรด้านน้ำเย็น (Chilled Water Side Loop System : $\overline{cdef}$) ของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางที่ระบายความร้อนด้วยน้ำดังแสดงในรูปที่ 2.2 ซึ่งส่วนประกอบหลักๆ ที่สำคัญของวงจรนี้ คือ เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller) เครื่องส่งลมเย็นแบบใช้น้ำเย็น (Chilled Water Air Handling Unit) และระบบการกระจายน้ำเย็น (Chilled Water Distribution System) ซึ่งประกอบไปด้วย เครื่องสูบน้ำเย็น (Chilled Water Pump) ท่อ (Pipe) ข้อต่อ (Fitting) วาล์ว (Valve) วาล์วควบคุม (Control Valve) และฉนวน (Insulation) โดยตัวแปรตัดสินใจ (Decision Variable) ที่ต้องการหาค่าที่เหมาะสมเพื่อทำให้ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบมีค่าต่ำที่สุดนั้น ได้แก่ ค่าอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย (CWST) และค่าอุณหภูมิแตกต่าง (TD) โดยจะพิจารณาให้ค่าตัวแปรตัดสินใจทั้งสองค่านี้อยู่ภายใต้เงื่อนไขบังคับ (Constraint) ดังนี้ คือ $40\ ^{0}F \leq CWST \leq 50\ ^{0}F$ และ $6\ ^{0}F \leq TD \leq 16\ ^{0}F$ ตามลำดับ



รูปที่ 2.2 แสดงระบบวงจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง

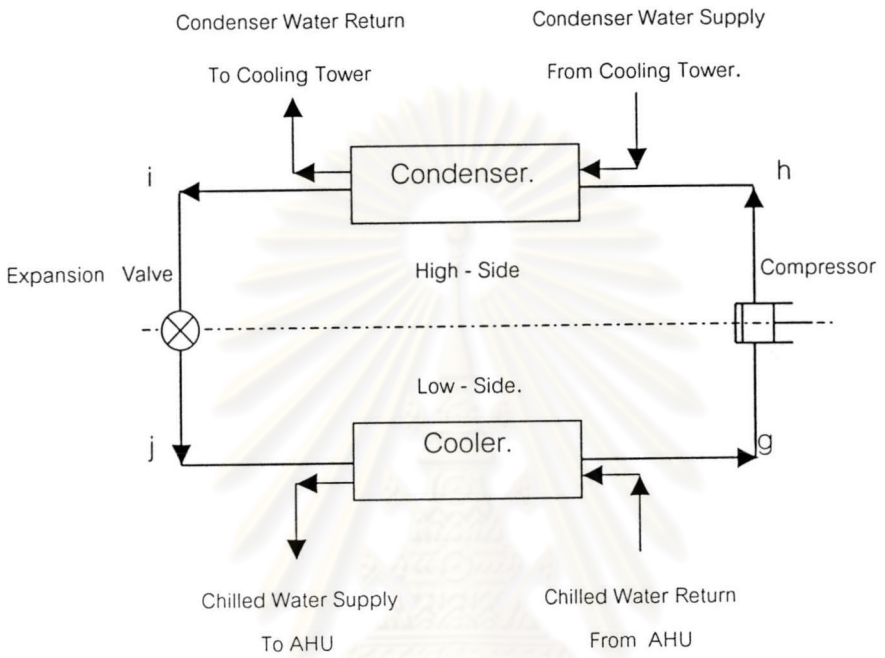
2.2 ระบบวงจรด้านน้ำเย็น (Chilled Water Side Loop System)

จากที่ได้กล่าวมาทั้งหมดข้างต้นนี้ พบว่าระบบวงจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนั้นจะประกอบไปด้วยส่วนต่างๆ ที่สำคัญ 3 ส่วน คือ เครื่องทำน้ำเย็น เครื่องส่งลมเย็นและระบบการกระจายน้ำเย็น

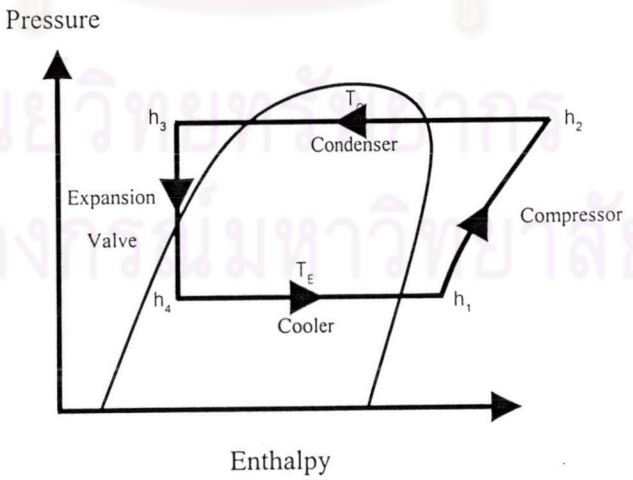
2.2.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller)

การออกแบบระบบการทำน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนั้น สิ่งหนึ่งที่จะนำมาพิจารณาก่อนเสมอก็คือ การเลือกประเภทของเครื่องทำความเย็น ซึ่งเครื่องทำน้ำเย็นจะแบ่งออกเป็น 2 ประเภท ตามลักษณะของวัฏจักรการทำความเย็น (Refrigeration Cycle) ได้แก่ เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอ (Vapor-Compressor Water Chiller) และเครื่องทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption Chiller)

ในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะเครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอ เนื่องจากมีการนำมาใช้กันอย่างแพร่หลาย เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอจะประกอบไปด้วย คอมเพรสเซอร์ อุปกรณ์ควบแน่น อุปกรณ์ลดความดัน และอุปกรณ์ทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แสดงอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบการทำน้ำเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 2.4 แสดงแผนภาพความดัน-เอนทาลปีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

การทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นนั้นจะทำงานเป็นวัฏจักรตลอดเวลา เป็นผลทำให้สารทำความเย็นทำงานทั้งในสภาพแรงดันสูง-อุณหภูมิสูง และแรงดันต่ำ-อุณหภูมิต่ำ หมุนเวียนกันตลอดเวลา ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากรูปที่ 2.4 ดังนั้นจึงได้มีการแบ่งเครื่องทำน้ำเย็นออกเป็น 2 ส่วน คือ ทางด้านสูง (High – Side) ซึ่งจะเริ่มจากทางด้านอัด (Discharge line) ของคอมเพรสเซอร์ผ่านอุปกรณ์ควบแน่นจนถึงทางเข้าของอุปกรณ์ลดความดัน โดยบริเวณเส้นทางดังกล่าวนี้สารทำความเย็นจะอยู่ในสภาพที่มีแรงดันและอุณหภูมิที่สูง และทางด้านต่ำ (Low – Side) ซึ่งจะเริ่มตั้งแต่ทางออกอุปกรณ์ลดความดันผ่านอุปกรณ์ทำความเย็นจนถึงทางเข้า (Suction line) ของคอมเพรสเซอร์ โดยบริเวณเส้นทางดังกล่าวนี้สารทำความเย็นจะอยู่ในสภาพที่มีแรงดันและอุณหภูมิที่ต่ำ

2.2.1.1 **คอมเพรสเซอร์** (Compressor) การหมุนเวียนของสารทำความเย็นไปยังอุปกรณ์ต่างๆ จะอาศัยแรงดันจากคอมเพรสเซอร์ ดังนั้น คอมเพรสเซอร์จึงเปรียบเสมือนหัวใจของเครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งคอมเพรสเซอร์ที่นำมาใช้มีอยู่ด้วยกันหลายประเภททั้งนี้จะขึ้นอยู่กับขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น ดังนี้ คือ คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor) ซึ่งในอดีตนั้นนิยมนำมาใช้กับเครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็ก คือ เครื่องที่มีขนาดการทำความเย็นประมาณ 100 ตัน คอมเพรสเซอร์แบบก้นหอย (Scroll Compressor) เป็นคอมเพรสเซอร์ชนิดใหม่นิยมที่จะใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็กมากกว่าแบบแรก โดยทั่วไปจะนำมาใช้กับเครื่องขนาด 200 ตัน คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw Compressor) นิยมนำมาใช้กับเครื่องทำความเย็นขนาด 50 - 500 ตัน ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลาง ซึ่งคอมเพรสเซอร์แบบนี้จะมีประสิทธิภาพการทำงานดีกว่าแบบแรก และคอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่ง (Centrifugal Compressor) มีประสิทธิภาพการทำงานสูง ในปัจจุบันมีการใช้อย่างแพร่หลาย นิยมใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ โดยที่มีขนาดตั้งแต่ 100 - 3000 ตัน หรืออาจจะสูงถึง 8500 ตัน ในกรณีที่นำคอมเพรสเซอร์แบบนี้มาทำงานร่วมกัน

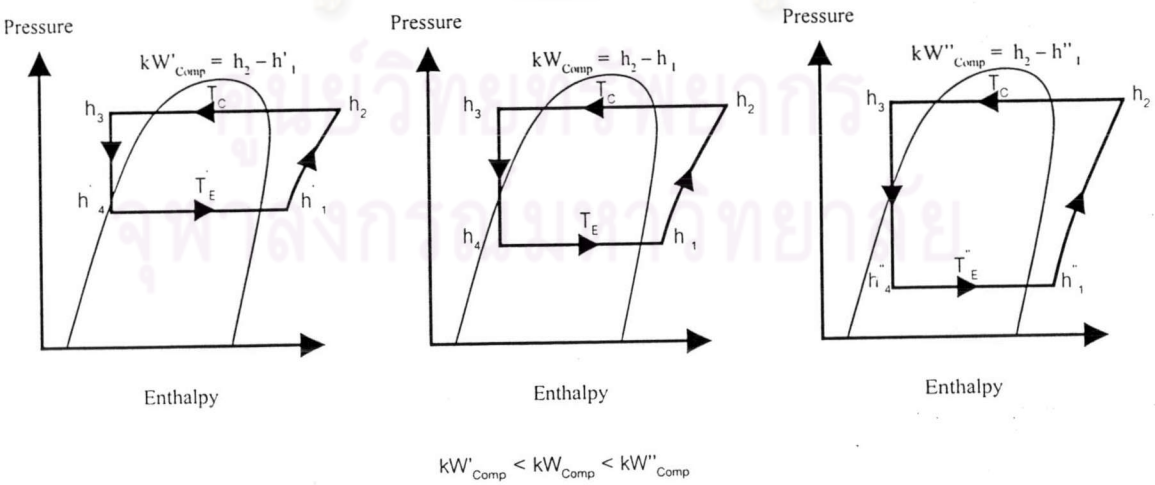
2.2.1.2 **อุปกรณ์ควบแน่น** (Condenser) เป็นที่ทราบกันดีว่าการระบายความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่นของเครื่องทำน้ำเย็นมีด้วยกันทั้งสิ้น 2 แบบ คือ การระบายความร้อนด้วยอากาศและการระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งเมื่อทำการเปรียบเทียบการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นขนาด 7.5 - 500 ตัน จะนิยมระบายความร้อนด้วยอากาศ ส่วนการระบายความร้อนด้วยน้ำนั้นจะนิยมใช้กับเครื่องทำน้ำเย็นขนาด 10 – 3000 ตัน แต่ทั้งนี้ในการเลือกการระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นก็จำเป็นที่จะต้องพิจารณาถึงปัจจัยอื่นๆ ประกอบ

การตัดสินใจด้วย เช่น ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน อายุการใช้งานของโครงการ ลักษณะของภูมิอากาศและภูมิประเทศ เป็นต้น

2.2.1.3 **อุปกรณ์ลดความดัน** (Expansion Valve) มีหน้าที่หลัก 2 อย่าง คือ ลดความดันของสารทำความเย็นเหลว (Liquid Refrigeration) และควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นก่อนที่จะไหลเข้าอุปกรณ์ทำน้ำเย็น ทั้งนี้เพื่อรักษาสภาพสมดุลย์ของอัตราการไหลระหว่างอุปกรณ์ลดความดันกับคอมเพรสเซอร์ อุปกรณ์ลดความดันที่นิยมนำมาใช้มี 2 ชนิด คือ Capillary Tube โดยจะนำมาใช้กับเครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็ก และ Super Heat Controlled Expansion Valve ซึ่งทั่วไปแล้วจะมีเรียกว่า Thermostatic Expansion Valve มักจะนำมาใช้กับเครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่

2.2.1.4 **อุปกรณ์ทำน้ำเย็น** (Cooler) เป็นส่วนที่สารทำความเย็นจะนำพาเอาความร้อนที่น้ำเย็นได้รับมาจาก AHU ทิ้งออกไป ทำให้น้ำเย็นกลายเป็นน้ำเย็นอุณหภูมิต่ำพร้อมที่จะส่งไปยัง AHU อีกครั้งหนึ่ง

ซึ่งจากการศึกษาพบว่าเมื่อทำการปรับเพิ่มหรือลดค่าการออกแบบ CWST ให้มีค่าสูงหรือต่ำกว่า 45 ^{0}F นั้น จะส่งผลกระทบโดยตรงต่อค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ดังนี้



$kW'_{Comp} < kW_{Comp} < kW''_{Comp}$

a. : CWST > 45 ^{0}F b. : CWST = 45 ^{0}F c. : CWST < 45 ^{0}F

รูปที่ 2.5 แสดงทิศทางการเปลี่ยนแปลงของ T_E เมื่อกำหนดให้ค่า CWST เปลี่ยนไป

จากรูปถ้ากำหนดให้ค่า CWST สูงขึ้น อุณหภูมิอิวาพอเรเตอร์ (T_E') ของเครื่องทำน้ำเย็นก็จะมีค่าสูงขึ้นตามไปด้วย ส่งผลทำให้ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kW'_{Comp}) มีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 2.5a และในทางกลับกัน ถ้ากำหนดค่า CWST ให้มีค่าลดลง อุณหภูมิอิวาพอเรเตอร์ (T_E'') ของเครื่องทำน้ำเย็นก็จะมีค่าลดลงเช่นกัน แต่ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kW''_{Comp}) กลับมีค่าสูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.5c ตามลำดับ

2.2.2 **เครื่องส่งลมเย็นแบบใช้น้ำเย็น** (Chilled Water Air Handling Unit)

เครื่องส่งลมเย็น คือ อุปกรณ์ทำหน้าที่รับน้ำเย็นอุณหภูมิต่ำจากเครื่องทำน้ำเย็นมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้องปรับอากาศ โดยที่น้ำเย็นนี้จะเป็นสื่อนำพาความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องผ่านระบบท่อเข้าสู่ชุดอุปกรณ์ทำน้ำเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น เพื่อคายความร้อนที่นำพานี้ออกไป กลายเป็นน้ำเย็นอุณหภูมิต่ำไหลเวียนกลับไปสู่ระบบอีกครั้งหนึ่ง ซึ่งส่วนมากแล้วเครื่องส่งลมเย็นจะประกอบไปด้วยขดท่อทองแดงหลายๆ แถววางตัวในแนวตั้งฉากหรือเอียงทำมุมกับการเคลื่อนที่ของอากาศที่ดูดเข้ามาโดยพัดลมของเครื่องส่งลมเย็น และบริเวณโดยรอบของผิวท่อทองแดงจะมีครีบ (Fin) ที่ทำจากอลูมิเนียมติดอยู่เพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนกับอากาศอีกด้วย

การควบคุมการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเย็น และอากาศผ่านเครื่องส่งลมเย็นจะช่วยให้สามารถรักษาสภาวะความสบาย (Thermal Comfort) ของผู้คนที่อยู่ภายในห้องปรับอากาศได้เป็นอย่างดี ซึ่งการควบคุมดังกล่าวนี้จะมีอุปกรณ์สำหรับช่วยแปลงค่าอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศให้เป็นสัญญาณทางไฟฟ้า (Electric Signal) เพื่อใช้ในการควบคุมอัตราการทำงานของเครื่องส่งลมเย็นให้มีความสัมพันธ์กับภาระที่เกิดขึ้นจริงในห้องปรับอากาศ ซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะมีวิธีการควบคุมภาระที่เกิดขึ้นสำหรับเครื่องส่งลมเย็น ดังนี้ คือ วาล์วควบคุมชนิด 3 ทาง (Three – Way Modulating Valve Control) วาล์วควบคุมชนิด 2 ทาง (Two – Way Modulating Valve Control) และการควบคุมอัตราการไหลของอากาศด้วย Face and Bypass Damper Control

อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและอากาศที่เครื่องส่งลมเย็นนั้น สามารถที่จะแสดงความสัมพันธ์ให้อยู่ในรูปของผลคูณของอัตราการไหลของน้ำโดยมวล ความร้อนจำเพาะของน้ำ และค่าอุณหภูมิแตกต่างของน้ำเย็นได้ ดังนี้

$$q = (\dot{m}_w)(C_p)(TD) \qquad (2.1)$$

โดยที่ q = อัตราการถ่ายเทความร้อน (Btu / hr)

$\dot{m}_w$ = อัตราการไหลของน้ำโดยมวล (lb / hr)

c_p = ความร้อนจำเพาะของน้ำ (1 Btu / lb ^{0}F)

TD = ค่าอุณหภูมิแตกต่างของน้ำเย็น (^{0}F)

จากสมการที่ 2.1 เปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำโดยมวล (lb / min) ให้อยู่ในรูปของอัตราการไหลของน้ำโดยปริมาตร (GPM, gallons / min) จะได้

$$q = 8.02\ (\rho_w)(C_p)(GPM)(TD) \qquad (2.2)$$

ที่สภาวะมาตรฐานความหนาแน่นของน้ำ (ρ_w) จะมีค่า 62.4 lb / ft^3 ดังนั้นสมการที่ 2.2 จะเปลี่ยนรูปเป็น

$$q = 500\ (GPM)(TD) \qquad (2.3)$$

แต่หน่วยที่นิยมใช้สำหรับหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องส่งลมเย็น คือ ตันความเย็น (Ton of Refrigerant ,Ton) ซึ่งปริมาณ 1 ตันความเย็นนี้ หมายถึง ปริมาณความร้อนที่ใช้สำหรับละลายน้ำแข็ง 1 ตัน (2000 lb) ในเวลา 24 ชั่วโมง คิดเป็นปริมาณอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 12000 Btu / hr นั่นคือ 1 ตันความเย็น มีค่าเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อน 12000 Btu / hr ดังนั้นเพื่อให้สมการที่ 2.3 นั้นง่ายต่อการใช้งาน จึงพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนในรูปของตันความเย็น ดังนี้

$$12000\ (TON) = 500\ (GPM)(TD) \qquad (2.4)$$

$$GPM = \left(\frac{24}{TD}\right)(Ton) \qquad (2.5)$$

สมการที่ 2.5 นี้สามารถที่จะนำมาใช้ได้ทั้งในส่วนของเครื่องส่งลมเย็นและเครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งในการออกแบบระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนี้ สิ่งที่จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทำก็คือ การสมดุลย์ (Balance) ด้านภาระความร้อน (Load Side) ที่เครื่องส่งลมเย็นกับด้านแหล่งกำเนิดความเย็น (Source Side) ที่เครื่องทำน้ำเย็น

สถาบัน Air – Conditioning & Refrigeration Institute (ARI) ได้กำหนดมาตรฐาน ARI Standard 550/590 -1998 ของค่า TD ให้มีค่าเท่ากับ 10 ^{0}F เมื่อพิจารณาให้อุณหภูมิของน้ำเย็นที่จ่ายให้ระบบ (CWST) มีค่า 44 ^{0}F และอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่มาระบายความน้ำให้แก่ระบบ (CDWST) มีค่า 85 ^{0}F ดังนั้น จึงสามารถสร้างความสัมพันธ์ของสมการที่ 2.5 ได้ดังนี้

$$GPM = 2.4\,(TON) \qquad (2.6)$$

แต่ ARI ก็ได้แนะนำว่าค่าที่กำหนดขึ้นมานี้ ยังไม่ใช่ค่าการออกแบบที่ดีที่สุดในทางปฏิบัติของแต่ละระบบปรับอากาศ แต่ทั้งนี้ให้พิจารณาค่าการออกแบบในสมการที่ 2.6 เป็นค่าเบื้องต้นเพื่อนำไปใช้เปรียบเทียบกับค่าการออกแบบอื่นๆ

และจากความสัมพันธ์ของสมการที่ 2.5 นี้ ถ้าผู้ออกแบบกำหนดให้ TD มีค่าสูงขึ้นก็จะทำให้อัตราการไหลโดยปริมาตรของน้ำมีค่าลดต่ำลง ซึ่งก็จะมีผลทำให้สามารถที่จะลดขนาดของระบบกระจายน้ำเย็นลงได้ ทั้งในส่วนของเครื่องสูบน้ำเย็น ระบบท่อน้ำ วาล์ว ข้อต่อและฉนวนหุ้มท่อน้ำเย็น เป็นผลทำให้ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นในการลงทุนก่อสร้าง (Initial Cost) ในส่วนนี้มีค่าลดต่ำลงตามไปด้วย แต่ทั้งนี้ช่วงของการเพิ่มค่า TD นี้ก็ควรที่จะเป็นช่วงที่ไม่ทำให้เกิดผลกระทบต่อระบบ กล่าวคือ ไม่ควรให้ TD มีค่าสูงมากจนเป็นผลทำให้อุณหภูมิของน้ำเย็นกลับ (CWRT) มีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องส่งลมเย็น (EAT) ทั้งนี้เพราะจะทำให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบมีค่าลดต่ำลง

2.2.3 ระบบการกระจายน้ำเย็น (Chilled Water Distribution System)

ระบบการกระจายน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง ประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักๆ ดังนี้ เครื่องสูบน้ำเย็น ท่อ ข้อต่อ วาล์ว วาล์วควบคุม และฉนวน ซึ่งระบบ

การกระจายน้ำเย็นดังกล่าวนี้จะเป็นระบบท่อน้ำวงจรปิด (Close System) ไม่มีส่วนไหนของระบบการกระจายน้ำเย็นเปิดสู่บรรยากาศเลย กล่าวคือ น้ำเย็นในระบบท่อไม่มีโอกาสสัมผัสกับอากาศภายนอกเลย

ในปัจจุบันนี้สามารถที่จะจำแนกประเภทของระบบการกระจายน้ำเย็นได้จากระบบการสูบจ่ายน้ำเย็น โดยจะมีอยู่ด้วยกันทั้งสิ้น 4 ระบบ คือ ระบบปฐมภูมิอัตราการไหลคงที่ (Constant - Volume Primary System) ระบบปฐมภูมิอัตราการไหลแปรเปลี่ยน (Variable - Volume Primary System) ระบบปฐมภูมิร่วมกับระบบทุติยภูมิ (Primary - Secondary System) และระบบใช้เครื่องสูบน้ำเฉพาะที่ (Local Pumping / Distributed Pumping)

นอกจากนี้ระบบการกระจายน้ำเย็น ยังสามารถที่จะจำแนกได้ตามลักษณะการจัดน้ำหมุนเวียนกลับของระบบ ได้อีก 2 ระบบ ดังนี้ คือ ระบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยตรง (Direct Return Water Piping System) และระบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยอ้อม (Reverse Return Water Piping System)

และไม่ว่าวิศวกรผู้ออกแบบจะพิจารณาออกแบบระบบการกระจายน้ำเย็นระบบใดก็ตาม การพิจารณาเลือกอย่างถี่ถ้วนทั้งในส่วนของขนาดและชนิดของเครื่องสูบน้ำ ท่อ ข้อต่อ วาล์ว วาล์วควบคุมและฉนวนให้มีความถูกต้องและเหมาะสมกับงานก็เป็นสิ่งที่สำคัญเป็นอย่างยิ่งต่อการออกแบบระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง

2.2.3.1 **เครื่องสูบน้ำเย็น** (Chilled Water Pump) เป็นอุปกรณ์ที่มีหน้าที่สร้างความดันเพื่อเอาชนะความต้านทานการไหลของน้ำในระบบการกระจายน้ำเย็นทำให้สามารถส่งน้ำเย็นให้ไหลเวียนภายในระบบได้ เครื่องสูบน้ำที่นิยมใช้กันในระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางได้แก่ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง (Centrifugal Pump) ซึ่งเครื่องสูบน้ำชนิดนี้จากสร้างความดันโดยอาศัยแรงหนีศูนย์กลาง

สิ่งที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำก็คือ ความดัน อัตราการไหลโดยปริมาตร กำลังที่ใช้ขับเคลื่อนและประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ โดยปกติแล้วจะเรียกสิ่งต่างๆ เหล่านี้ว่า คุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำ (Pump Characteristics) ซึ่งสามารถที่จะแสดงความสัมพันธ์ของสิ่งต่างๆ นี้ด้วย Curve โดยที่ลักษณะทั่วไปของ Curve ของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งแต่ละเครื่องจะ

คล้ายคลึงกัน และบ่อยครั้งทีเดียวที่การวิเคราะห์ Curve เหล่านี้จะช่วยให้ทราบสาเหตุของข้อขัดข้องในการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

และเป็นที่ทราบกันดีว่าในทางทฤษฎี (Theoretical) กำลังงานที่น้ำได้รับโดยตรงจากเครื่องสูบน้ำเพื่อใช้ในการเคลื่อนที่โดยไม่คิดการสูญเสียใด ๆ นั้น เรียกว่าแรงม้าน้ำ (Water Horse Power , Whp) มีค่าเท่ากับ

$$Whp = \frac{(\dot{m}_w)(H)}{33000} \tag{2.7}$$

โดยที่ Whp = กำลังงานที่น้ำได้รับจากเครื่องสูบน้ำ (hp)

$\dot{m}_w$ = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำ (lb / min)

H = เฮดสูญเสีย (ft. of Water)

33000 = Units Conversion (ft . lb / min per hp)

ที่ 68 ^{0}F น้ำจะมีความหนาแน่น (ρ_w) เท่ากับ 62.3 lb / ft^3 ดังนั้นสมการที่ 2.7 สามารถที่จะเขียนให้อยู่ในรูปของอัตราการไหลโดยปริมาตรของน้ำ (GPM) ได้ดังนี้

$$Whp = \frac{(GPM)(H)}{3960} \tag{2.8}$$

โดยที่ GPM = อัตราการไหลโดยปริมาตรของน้ำ (Gallons / min)

39600 = Units Conversion (ft . gal / min per hp)

จากสมการที่ 2.8 เนื่องจากในสภาพความเป็นจริงจะมีความเสียดทานและมีความสูญเสียอื่นๆ อยู่ในตัวของเครื่องสูบน้ำ ฉะนั้นกำลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องสูบน้ำจะมีค่ามากกว่ากำลังงานที่เครื่องสูบน้ำส่งออกเสมอ ซึ่งจากเหตุผลดังกล่าวนี้จึงสามารถที่จะให้นิยามประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (Pump Efficiency , η_P) ได้ว่า

$$\eta_P = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} = \frac{Whp}{Bhp} \times 100\% \tag{2.9}$$

ดังนั้น กำลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องสูบน้ำ (Brake Horse Power, Bhp) สามารถที่จะพิจารณาให้อยู่ในรูปที่นำไปใช้งานได้อย่างง่ายๆ ดังนี้

$$Bhp = \frac{Whp}{\eta_P} = \frac{(GPM)(H)}{3960(\eta_P)} \qquad (2.10)$$

ในการทำงานของเครื่องสูบน้ำจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องอาศัยกำลังขับจากมอเตอร์ และเมื่อมีการพิจารณาถึงประสิทธิภาพของมอเตอร์ (Motor Efficiency, η_m) ด้วย พร้อมกับเปลี่ยนกำลังทั้งหมดของเครื่องสูบน้ำให้อยู่ในหน่วยของกิโลวัตต์ (kW_P) ทั้งนี้ก็เพื่อความสะดวกในการคิดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ดังแสดงในสมการที่ 2.11

$$kW_P = \frac{0.746(GPM)(H)}{3960(\eta_m)(\eta_P)} = \frac{(GPM)(H)}{5308(\eta_m)(\eta_P)} \qquad (2.11)$$

และเมื่อพิจารณาถึงปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่เครื่องสูบน้ำ (kWH_P) ตลอดช่วงเวลาทำงาน ตามความสัมพันธ์ในหน่วยของกิโลวัตต์ – ชั่วโมง (kWh) ก็จะมีค่าเท่ากับ

$$kWH_P = \frac{(GPM)(H)(hr)}{5308(\eta_m)(\eta_P)} \qquad (2.12)$$

โดยที่ kWH_P = ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่เครื่องสูบน้ำ (kWh)

η_P = ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (ทศนิยม)

η_m = ประสิทธิภาพของมอเตอร์ (ทศนิยม)

hr = ชั่วโมงการทำงาน

2.2.3.2 **ท่อ** (Pipe) คือ อุปกรณ์ที่มีหน้าที่ลำเลียงน้ำเย็นไปสู่ส่วนต่าง ๆ ของระบบปรับอากาศ ท่อที่นิยมนำมาใช้ในระบบปิด (Close System) ทางด้านน้ำเย็น (Chilled Water Side) ของในระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง ได้แก่ ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ (ดำ) ASTM A-120 หรือ ASTM A-53 ในปัจจุบันจะระบุความหนาของผนังท่อด้วยเบอร์ท่อ (Schedule Number) ซึ่งท่อที่ใช้ในระบบปรับอากาศนี้จะใช้ท่อเบอร์ 40 หรือ Schedule 40 ส่วนท่อที่นำมาใช้ในระบบเปิด (Open System) ทางด้านหล่อเย็น (Condenser

Water Side) นั้นจะเลือกใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ (ดำ) เคลือบสังกะสี (Galvanized) ทั้งนี้เพื่อป้องกันการเกิดออกซิเดชั่น (Oxidation) ที่จะมีผลทำให้ท่อผุกร่อนได้เร็วขึ้น

เมื่อน้ำเย็นไหลไปตามระบบท่อเพื่อไปสู่ส่วนต่างๆ ของระบบปรับอากาศจะเกิดค่าความดันสูญเสีย (Head Loss) หรือค่าความเสียดทานของการไหล (Friction Loss) ของระบบท่อ ซึ่งเกิดจากความหนืดของของไหลและความต้านทาน (หยาบ) ของผิวท่อ ดังนั้นในการออกแบบขนาดของท่อน้ำเย็นจึงจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องหาค่าความดันสูญเสียของระบบให้ถูกต้อง มิฉะนั้นแล้วก็จะทำให้เลือกขนาดของเครื่องสูบน้ำเย็นได้ไม่เหมาะสมต่อความต้องการของระบบอย่างแท้จริง และอาจจะเกิดการสูญเปล่าของการใช้พลังงาน

จากการวิเคราะห์หาค่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อตรง โดย Darcy – Weisbach พบว่าค่าความดันสูญเสียของของไหลเนื่องจากค่าความต้านทานของของไหล (Fluid Friction) ภายให้ข้อสมมติฐานว่าของไหลมีการพัฒนาการไหลอย่างสมบูรณ์ (Fully Developed Flows) และของไหลนั้นมีคุณสมบัติเป็น Newtonian Fluids ซึ่งเขาสามารถที่จะแสดงค่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อด้วย Darcy – Weisbach Equation ได้ดังนี้

$$PD = f(\frac{L}{D})(\frac{\rho}{g_c})(\frac{V^2}{2}) \qquad (2.13)$$

โดยที่ PD = ความดันสูญเสีย (lb_f / ft^2)

f = ตัวประกอบของแรงเสียดทาน

L = ความยาวของท่อ (ft)

D = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (ft)

ρ = ความหนาแน่นของของไหล (lb_m / ft^2)

V = ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (ft / s)

g_C = Unit Conversion Factor (32.2 $ft.lb_m / lb_f .s^2$)

จากสมการที่ 2.13 สามารถที่จะเขียนให้อยู่ในรูปของเฮดสูญเสีย (Head Loss) ได้ดังนี้

$$H = (\frac{PD}{\rho})(\frac{g_c}{g}) = f(\frac{L}{D})(\frac{V^2}{2g}) \qquad (2.14)$$

โดยที่ H = เฮดสูญเสีย (ft. of Water)

g = ความเร่งของแรงโน้มถ่วง (ft / s^2)

ค่าของ f จะอยู่ในรูปฟังก์ชั่นของความหยาบของท่อ (Pipe Roughness , ε) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อและเลขเรโนลด์ (Renolds Number, $Re = \frac{\rho VD}{\mu}$) ซึ่งสามารถที่จะใช้ความสัมพันธ์ของค่าต่างๆ นี้หาค่า f ได้จาก Moody Chart และนอกจากนี้ ค่า f ยังสามารถที่จะคำนวณได้จากวิธีการทำซ้ำ (Iteration) จากความสัมพันธ์ของ Colebrook Equation ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.74 - 2\log(\frac{2\varepsilon}{D} + \frac{18.7}{Re\sqrt{f}}) \qquad (2.15)$$

จากข้อมูลข้างต้นจะเห็นได้ว่าการคำนวณหาค่า f จากสมการที่ 2.15 เพื่อนำไปแทนค่าในความสัมพันธ์ของ Darcy – Weisbach นั้นเป็นเรื่องที่ยากและไม่สะดวก ทำให้ Hazen-Williams ได้พัฒนาวิธีการคำนวณหาค่าความดันสูญเสียในรูปของความสัมพันธ์ที่ไม่ซับซ้อนมาก และสามารถที่จะคำนวณหาค่าดังกล่าวได้โดยไม่จำเป็นต้องหาค่า f ซึ่งความสัมพันธ์ของค่าความดันสูญเสียดังกล่าวนี้ มีชื่อเรียกว่า Hazen-Williams Equation ดังแสดงในสมการที่ 2.16

$$PD = 3.022L(\frac{V}{C})^{1.852}(\frac{1}{D})^{1.167}(\frac{\rho g}{g_c}) \qquad (2.16)$$

หรือพิจารณาความสัมพันธ์ข้างต้นให้อยู่ในรูปของเฮดสูญเสีย ดังแสดงในสมการที่ 2.17 ซึ่งจะเป็นสมการที่ง่ายต่อการนำไปใช้งานมาก ดังนี้

$$H = 3.022L(\frac{V}{C})^{1.852}(\frac{1}{D})^{1.167} \qquad (2.17)$$

โดยที่ C คือ ค่าตัวประกอบความหยาบของท่อ ซึ่ง C = 150 สำหรับท่อพลาสติกและท่อทองแดง หรือมีค่าเท่ากับ 140 สำหรับท่อเหล็กใหม่ และมีค่าเท่ากับ 100 หรือ ต่ำกว่าสำหรับท่อที่มีความหยาบมาก

เพื่อให้การคำนวณหาค่าเฮดสูญเสียของระบบท่อน้ำเย็นได้รวดเร็วยิ่งขึ้น จึงได้มีการคิดค้นกราฟแสดงค่าเฮดสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในท่อเหล็กกล้าเบอร์ 40 หรือ Schedule 40 สำหรับระบบปิด ดังแสดงในรูปที่ 2.6

โดยปกติแล้วผู้ออกแบบจะทราบ GPM ของน้ำเย็นที่ไหลในท่อจากการคำนวณภาระความร้อนที่เกิดขึ้นในอาคาร ดังนั้นหากผู้ออกแบบกำหนดค่าความเร็วของน้ำในท่อ หรือค่าอัตราเฮดสูญเสียที่เหมาะสมแล้วก็จะสามารถออกแบบขนาดของท่อน้ำได้ตามต้องการ ซึ่งในปัจจุบันนี้ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering (ASHRAE) ได้กำหนดหลักเกณฑ์เบื้องต้นในการออกแบบขนาดท่อน้ำเย็น (ASHRAE Fundamental 1997) เพื่อให้ผู้ออกแบบนำไปใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบขนาดท่อน้ำเย็น ดังนี้ คือ

ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่าหรือเท่ากับ 2 นิ้ว กำหนดให้ความเร็วในการไหลของน้ำในท่อไม่ควรเกิน 4 f / s (แต่ไม่ควรต่ำกว่า 1-2 f / s ทั้งนี้เพื่อเป็นการป้องกันสิ่งสกปรกตกค้างภายในท่อ) และท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า 2 นิ้ว กำหนดให้เฮดสูญเสียของน้ำในท่อไม่ควรเกิน 4 ft.of Water / 100 ft ส่วนข้อกำหนดอื่นๆ นั้นให้พิจารณาจากลักษณะของงาน (Based on Type Service) หรือ ชั่วโมงการทำงานต่อปี ดังแสดงในตารางที่ 2.1 และตารางที่ 2.2 ตามลำดับ

ซึ่งข้อกำหนดเหล่านี้ได้ถูกตั้งขึ้นมาเพื่อแก้ไขปัญหาในเรื่องของระดับของเสียง (Noise) ที่เกิดขึ้นเมื่อน้ำไหลในท่อ การสึกกร่อน (Erosion) ของท่อน้ำ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนสร้างระบบท่อและค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบ เป็นต้น

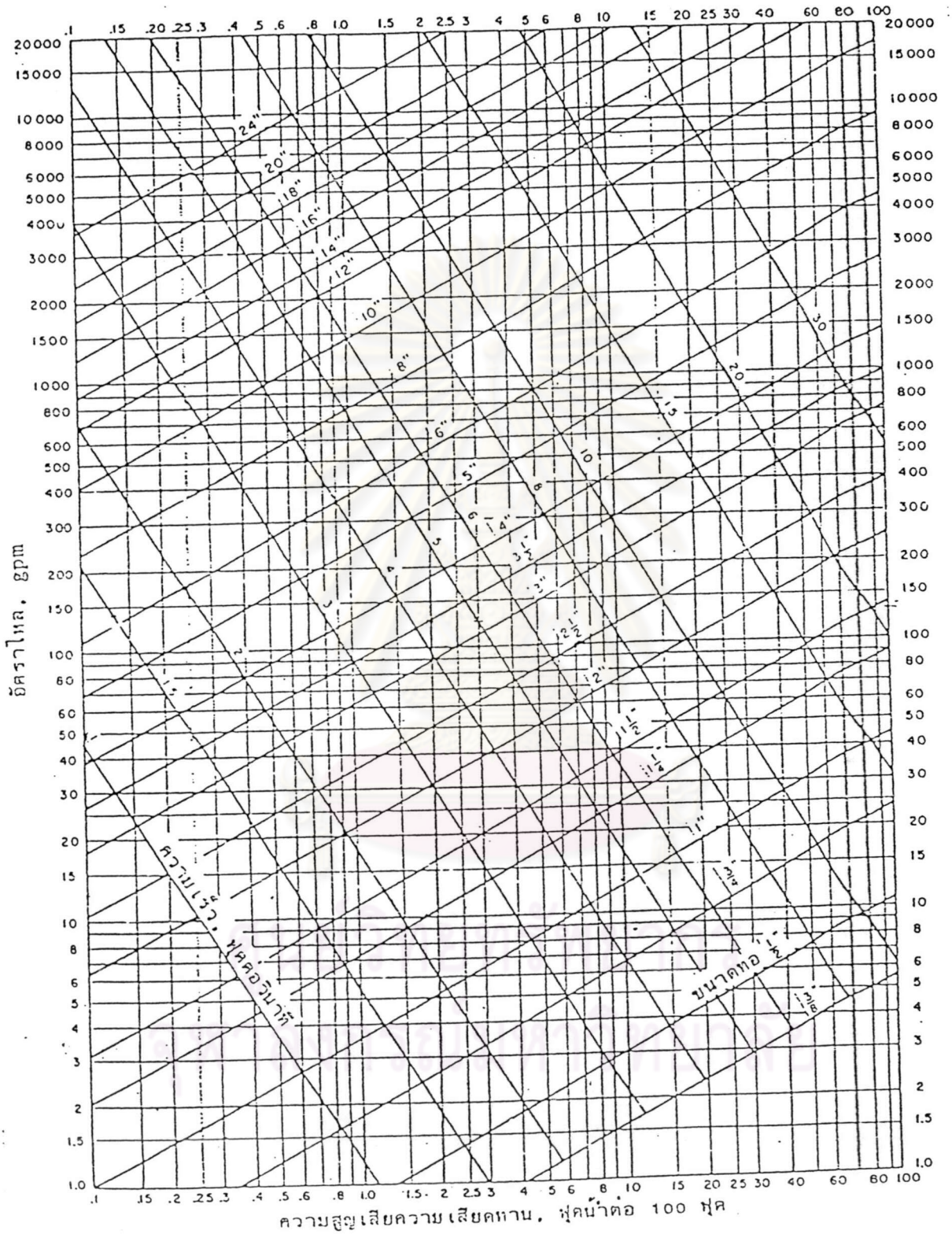
ตารางที่ 2.1 แสดงข้อกำหนดของค่าความเร็วของน้ำตามลักษณะของงาน

Type of Service	Water Velocity Range (f / s)
Pump Discharge	8 -12
Pump Suction	4 – 7
Drain Line	4 – 7
Header	4 – 15
Riser	3 – 10
General Service	5 – 10
City Water	3 – 7

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าความเร็วสูงสุดของน้ำที่ทำให้ท่อสึกกร่อนน้อยที่สุด

Normal Operation (hr / yr)	Water Velocity (f / s)
1500	15
2000	14
3000	13
4000	12
6000	10
8000	8

และเมื่อนำข้อกำหนดทั้งหมดข้างต้นโดยพิจารณาให้ความเร็วสูงสุดของน้ำเย็นในท่อทุกขนาดมีค่าไม่เกิน 8 f / s (ชั่วโมงการทำงาน 8000 hr / yr) มาพิจารณาร่วมกับกราฟแสดงค่าเฮดสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำสำหรับท่อเหล็กกล้าเบอร์ 40 ในรูปที่ 2.6 แล้วก็จะสามารถกำหนดขนาดของท่อน้ำเย็นได้ตามตารางที่ 2.3



รูปที่ 2.6 แสดงเฮดเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในท่อเหล็กกล้า (ระบบปิด)

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ

Diameter (inch.)	GPM
¾	0 < GPM ≤ 6.8
1	6.8 < GPM ≤ 11
1 ¼	11 < GPM ≤ 18
1 ½	18 < GPM ≤ 25
2	25 < GPM ≤ 45
2 ½	45 < GPM ≤ 75
3	75 < GPM ≤ 130
3 ½	130 < GPM ≤ 180
4	180 < GPM ≤ 280
5	280 < GPM ≤ 490
6	490 < GPM ≤ 700
8	700 < GPM ≤ 1250
10	1250 < GPM ≤ 1900
12	1900 < GPM ≤ 2900
14	2900 < GPM ≤ 3500
16	3500 < GPM ≤ 4500
18	4500 < GPM ≤ 5500
20	5500 < GPM ≤ 7000
24	7000 < GPM ≤ 10000

ค่าการออกแบบขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อในตารางที่ 2.3 เป็นค่าที่นำมาใช้ได้โดยทั่วไปสำหรับระบบท่อน้ำเย็นจ่ายและกลับ แต่สำหรับเฮดเดอร์ (Header) นั้น จะกำหนดให้เป็นไปตามหลักเกณฑ์ดังต่อไปนี้ คือ Header ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่าหรือเท่ากับ 8 นิ้ว กำหนดให้ความเร็วในการไหลของน้ำในท่อไม่ควรเกิน 4 f / s ส่วน Header ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า 8 นิ้ว กำหนดให้ความเร็วในการไหลของน้ำในท่อไม่ควรเกิน 8 f / s และเมื่อนำข้อกำหนดดังกล่าวข้างต้น มาพิจารณาร่วมกับกราฟแสดงค่าเฮดสูญเสียในรูปที่ 2.6 แล้ว ก็จะสามารถกำหนดขนาดของ Header ได้ตามตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Header สำหรับใช้ในการออกแบบ

Diameter (inch.)	GPM
6	240 < GPM ≤ 350
8	350 < GPM ≤ 600
10	600 < GPM ≤ 1900
12	1900 < GPM ≤ 2900
14	2900 < GPM ≤ 3500
16	3500 < GPM ≤ 4500
18	4500 < GPM ≤ 5500
20	5500 < GPM ≤ 7000
24	7000 < GPM ≤ 10000

2.2.3.3 **วาล์ว** (Valve) **และข้อต่อ** (Fitting) นอกจากจะเกิดเฮดสูญเสียที่ท่อตรงแล้ว ในระบบท่อน้ำเย็นยังประกอบไปด้วยเฮดสูญเสียอันเกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลที่วาล์วและข้อต่ออีกด้วย ซึ่งในการพิจารณาหาเฮดที่เกิดขึ้นดังกล่าวนี้จะพิจารณาเสมือนว่าเฮดสูญเสียที่เกิดขึ้นที่วาล์วหรือข้อต่อต่างๆ นั้นมีค่าเทียบเท่ากับเฮดสูญเสียที่เกิดขึ้นในท่อตรง

โดยค่าเฮดสูญเสียนี้จะในรูปของความยาวสมมูล (Equivalent Length ,L_E) ดังแสดงในตารางที่ 2.5 - 2.7 ซึ่งเมื่อทราบค่าความยาวสมมูลของวาล์วและข้อต่อก็จะสามารถหาค่าเฮดสูญเสียของวาล์วและข้อต่อนั้นๆ ได้ โดยนำค่ายาวสมมูล (L_E) ที่ได้จากตารางมาแทนค่าความยาว (L) ของท่อตรงในสมการที่ 2.17 ดังนี้

$$H = 3.022 L_E \left(\frac{V}{C}\right)^{1.852} \left(\frac{1}{D}\right)^{1.167} \qquad (2.18)$$

ตารางที่ 2.5 ความยาวสมมูล (ft) ของวาล์วชนิดต่างๆ

Nominal PIPE OR TUBE SIZE (in.)	GLOBE[1]	60° - Y	45° - Y	ANGLE[2]	GATE[3]	Y – TYPE STRAINER[4]		SWING CHECK[5]	LIFT CHECK
						Flanged End	Screwed End		
3/8	17	8	6	6	0.6	-	-	5	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve[6]
½	18	9	7	7	0.7	-	3	6	
¾	22	11	9	9	0.9	-	4	8	
1	29	15	12	12	1.0	-	5	10	
1 ¼	38	20	15	15	1.5	-	9	14	
1 ½	43	24	18	18	1.8	-	10	16	
2	55	30	24	24	2.3	27	14	20	
2 ½	69	35	29	29	2.8	28	20	25	
3	84	43	35	35	3.2	42	40	30	
3 ½	100	50	41	41	4.0	48	-	35	
4	120	58	47	47	4.5	60	-	40	
5	140	71	58	58	6	80	-	50	
6	170	88	70	70	7	110	-	60	
8	220	115	85	85	9	150	-	80	
10	280	145	105	105	12	190	-	100	
12	320	165	130	130	13	250	-	120	Angle Lift Same as Angle Valve
14	360	185	155	155	15	-	-	135	
16	410	210	180	180	17	-	-	150	
18	460	240	200	200	19	-	-	165	
20	520	275	235	235	22	-	-	200	
24	610	320	265	265	25	-	-	240	

[1]Losses are for all valves in fully open position and strainers clean.

[2]These losses do not apply to valves with needle point type seats.

[3]Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 ins. check manufacturer.

[4]Losses also apply to the in-line, ball type check valve.

[5]For .045 thru 3/16 in. perforations with screens 50 % clogged, loss is doubled.

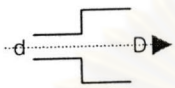
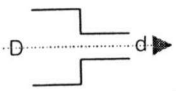
[6]For " Y " pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use valve of 60° " Y " valve for loss.

ตารางที่ 2.6 ความยาวสมมูล (ft) ของข้องอชนิดต่างๆ

Nominal PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SMOOTH BEND ELBOWS				SMOOTH BEND TEES Straight – Thru Flow		
	90° Std	90° Long Rad.	45° Std	180° Std	No Reduction	Reduced ¼	Reduced ½
3/8	1.4	0.9	0.7	2.3	0.9	1.2	1.4
1/2	1.6	1.0	0.8	2.5	1.0	1.4	1.6
¾	2.0	1.4	0.9	3.2	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	1.3	4.1	1.7	2.3	2.6
1 ¼	3.3	2.3	1.7	5.6	2.3	3.1	3.3
1 ½	4.0	2.6	2.1	6.3	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	2.6	8.2	3.3	4.7	5.0
2 ½	6.0	4.1	3.2	10	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	4.0	12	5.0	7.0	7.5
3 ½	9.0	5.9	4.7	15	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	5.2	17	6.7	9.0	10
5	13	8.2	6.5	21	8.2	12	13
6	16	10	7.9	25	10	14	16
8	20	13	10	33	13	18	20
10	25	16	13	42	16	23	25
12	30	19	16	50	19	26	30
14	34	23	18	55	23	30	34
16	38	26	20	62	26	35	38
18	42	29	23	70	29	40	42
20	50	33	26	81	33	44	50
24	60	40	30	94	40	50	60

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 2.7 ความยาวสมมูล (ft) ของข้อลด-ข้อเพิ่ม ชนิดต่างๆ

Nominal[1] PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SUDDEN ENLARGMENT[1] (d / D)			SUDDEN CONTRACTION[1] (d / D)		
	¼	½	¾	¼	½	¾
						
3/8	1.4	0.8	0.3	0.7	0.5	0.3
1/2	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4
3/4	2.5	1.5	0.5	1.2	1.0	0.5
1	3.2	2.0	0.7	1.6	1.2	0.7
1 ¼	4.7	3.0	1.0	2.3	1.8	1.0
1 ½	5.8	3.6	1.2	2.9	2.2	1.2
2	8.0	4.8	1.6	4.0	3.0	1.6
2 ½	10	6.1	2.0	5.0	3.8	2.0
3	13	8.0	2.6	6.5	4.9	2.6
3 ½	15	9.2	3.0	7.7	6.0	3.0
4	17	11	3.8	9.0	6.8	3.8
5	24	15	5.0	12	9.0	5.0
6	29	22	6.0	15	11	6.0
8	-	25	8.5	-	15	8.5
10	-	32	11	-	20	11
12	-	41	13	-	25	13
14	-	-	16	-	-	16
16	-	-	18	-	-	18
18	-	-	20	-	-	20
20	-	-	-	-	-	-
24	-	-	-	-	-	-

[1]Enter table for losses at smallest diameter "d."

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.2.3.4 **วาล์วควบคุม** (Control Valve) ในการคำนวณหาค่าความดันสูญเสียในวาล์วควบคุมจะเริ่มต้นพิจารณาจากสมการในรูปทั่วไป คือ

$$PD_{CV} = R(GPM)^{n}(\frac{\rho}{\rho_w}) \qquad (2.19)$$

โดยที่ PD_{CV} = ความดันสูญเสียของวาล์วควบคุม (Psi)

R = ความต้านทานของวาล์วควบคุม (Psi / GPM^n)

n = สัมประสิทธิ์ของระบบ

ซึ่งในที่นี้จะพิจารณาให้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) จึงกำหนดให้ n มีค่าเท่ากับ 2 จัดรูปของสมการที่ 2.19 ใหม่ จะได้

$$GPM = \sqrt{(\frac{PD_{CV}}{R})(\frac{\rho_w}{\rho})} \qquad (2.20)$$

จากสมการที่ 2.20 ประมาณค่าของอัตราส่วน $\frac{\rho_w}{\rho}$ ให้มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับน้ำที่มีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 250 ^{0}F ดังนั้น และแทนที่ $\frac{1}{\sqrt{R}}$ ด้วยค่าของสัมประสิทธิ์การไหล (Flow Coefficient : C_v , GPM / $Psi^{0.5}$) ดังนี้

$$GPM = C_v\sqrt{PD_{CV}} \qquad (2.21)$$

ซึ่งนิยามโดยทั่วไปของสัมประสิทธิ์การไหล (C_v) ก็คือ ค่าปริมาณอัตราการไหลของน้ำโดยปริมาตรในหน่วยของ gal / min ที่มีผลทำให้เกิดความดันสูญเสียเท่ากับ 1 Psi เมื่อวาล์วควบคุมนั้นเปิดให้น้ำไหลผ่านอย่างเต็มที่ ซึ่งค่า C_v ของแต่ละบริษัทผู้ผลิตที่มีขนาดเท่ากันจะมีค่าไม่เท่ากัน ทั้งนี้เพราะค่า C_v จะขึ้นอยู่กับพื้นที่ๆ ให้น้ำไหลผ่านบ่าวาล์ว และลักษณะการไหลในตัววาล์ว

จากสมการที่ 2.21 พิจารณาในรูปของเฮดสูญเสียจะได้

$$GPM = 0.658(C_v)\sqrt{H} \qquad (2.22)$$

พิจารณาจัดรูปสมการที่ 2.22 ใหม่ เพื่อให้ค่าเฮดสูญเสียของวาล์วควบคุมนั้นง่ายต่อการนำไปใช้งาน ดังนี้

$$H = 2.3068\left(\frac{GPM}{C_v}\right)^2 \qquad (2.23)$$

และหลักเกณฑ์ในการเลือกวาล์วควบคุมเพื่อนำมาใช้กับระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนั้น ผู้ออกแบบจะพิจารณาจากค่า Valve Authority โดยจะเลือกวาล์วควบคุมที่มีค่าดังกล่าวสูงๆ (ทั่วไปกำหนดให้ Valve Authority มีค่าอยู่ที่ 25 – 50 %) ทั้งนี้เพื่อให้แน่ใจว่าวาล์วควบคุมตัวที่ถูกเลือกนั้น จะสามารถหรี่เพื่อควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นในกรณีที่มีภาระความร้อนน้อยๆ ได้ดี และเพื่อให้แน่ใจว่าวาล์วควบคุมจะเกิด Distortion of Equal Percent Characteristic ไม่มากในขณะทำงาน ซึ่งค่า Valve Authority นี้ มีค่าเท่ากับ

$$\text{Valve Authority} = \frac{\text{Head Loss of Control Valve } (H_{CV})}{\text{Head Loss of System } (H_{TOTAL})} \qquad (2.24)$$

จากสมการที่ 2.24 นี้ ค่า H_{CV} คือ ค่าเฮดสูญเสียของวาล์วควบคุมตัวที่เลือกนำมาติดตั้ง ส่วนค่า H_{TOTAL} คือ ค่าเฮดสูญเสียของระบบทั้งหมดในวงจรที่พิจารณา ซึ่งมีค่าเท่ากับผลรวมของเฮดสูญเสียของท่อ อุปกรณ์ประกอบระบบท่อ วาล์ว วาล์วควบคุม เครื่องทำความเย็นและเครื่องส่งลมเย็นในเส้นทาง (Path) ที่พิจารณา โดยเริ่มนับจากทางด้านส่ง (Discharge Side) ของเครื่องสูบน้ำเย็นจนไปถึงทางดูด (Suction Side) ของเครื่องสูบน้ำเย็น ซึ่งค่าเฮดสูญเสียของเครื่องทำความเย็นและเครื่องส่งลมเย็นผู้ออกแบบสามารถที่จะหาข้อมูลได้จากบริษัทผู้ผลิต

การคำนวณหาค่าเฮดสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในวงจรด้านน้ำเย็น (ระบบท่อปิด) ของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง เพื่อนำไปหาค่าเฮดสุทธิของเครื่องสูบน้ำเย็นที่จะมาติดตั้งในระบบนั้น จะเริ่มพิจารณาค่าเฮดสูญเสียจากด้านส่งของเครื่องสูบน้ำเย็นผ่านอุปกรณ์ต่างๆ จนไปถึงด้านดูดของเครื่องสูบน้ำเย็น โดยเลือกเส้นทางของระบบที่มีค่าผลรวมของเฮดสูญเสียสุทธิสูงที่สุด (ส่วนมากแล้วจะเป็นเส้นทางที่มีระยะการเดินท่อที่ยาวที่สุด)

แต่ในบางครั้งการคำนวณหาเฮดสูญเสียสุทธินี้ก็จะประมาณได้จากเฮดสูญเสียของท่อตรง ซึ่งเป็นวิธีลัดที่ผู้ออกแบบโดยทั่วไปนิยมใช้กัน กล่าวคือ การคูณค่าเฮดสูญเสียของท่อตรงในระบบทั้งหมด (เส้นทางที่ยาวที่สุด) ด้วย 1.5 – 2 ทั้งนี้เนื่องจากค่าเฮดสูญเสียสุทธิที่ได้จากการคูณค่าคงที่ดังกล่าวนี้ได้เผื่อค่าเฮดในส่วนของข้อต่อและวาล์วต่างๆ ทั้งหมด ไว้แล้ว

2.2.3.4 **ฉนวน** (Insulation) ในระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องหุ้มฉนวนให้กับท่อ ข้อต่อ วาล์ว วาล์วควบคุม เครื่องทำความเย็นและเครื่องส่งลมเย็น เพื่อลดพลังงานสูญเสียโดยเปล่าประโยชน์ รักษาอุณหภูมิของน้ำเย็นให้มีค่าคงที่ทั้งนี้เพื่อคงประสิทธิภาพของการทำงานของระบบ ลดการสั่นสะเทือนและเสียงก้องในระบบท่อ อีกทั้งฉนวนยังช่วยป้องกันการจับเป็นตัวเป็นหยดน้ำของไอน้ำในอากาศบริเวณผิวรอบนอกท่อซึ่งอาจจะก่อตัวหยดลงด้านล่างทำความเสียหายให้กับบนเฟอร์นิเจอร์หรืออุปกรณ์เครื่องใช้ต่างๆ ได้

วัสดุที่นำมาใช้ทำฉนวนหุ้มท่อจะต้องมีคุณสมบัติ ดังนี้ มีค่าความนำความร้อน (Thermal Conductivity) ต่ำและคงที่ ไม่ติดไฟ กล่าวคือ ไม่เป็นเชื้อเพลิงและมีปริมาณควันน้อยเมื่อเผาไหม้ ไม่เสื่อมคุณภาพหรือเน่าเปื่อย ไม่ก่อปัญหาแพ้ และจะต้องมีความแข็งแรงเพียงพอ ซึ่งในปัจจุบันนี้นิยมใช้ฉนวนฟองน้ำยางแบบหล่อรูป เพราะเมื่อหุ้มติดตั้งง่าย งานที่ได้ดูประณีตสวยงาม

และการพิจารณาความหนาของฉนวนก็เป็นสิ่งสำคัญอย่างหนึ่ง ทั้งนี้เนื่องจากถ้าใช้ฉนวนหนามากเท่าใดจะสูญเสียพลังงานและค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องต่ำเท่านั้น แต่ค่าฉนวนมักจะแพงตามความหนา ฉะนั้นฉนวนที่มีความหนาที่เหมาะสมก็คือฉนวนที่ให้ผลรวมของราคาฉนวนและค่าเดินเครื่องต่ำที่สุด

2.3 ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบวงจรด้านน้ำเย็น (Life Cycle Cost of Chilled Water Side Loop System)

การออกแบบหรือการสร้างถือเป็นเพียงส่วนหนึ่งของงานวิศวกรรม แต่เศรษฐศาสตร์ถือเป็นกฎเกณฑ์สำคัญที่นำมาใช้ในการตัดสินใจด้านวิศวกรรม ดังนั้นการดำเนินการใดๆ จึงจำเป็นต้องพิจารณารวมถึงเรื่องของเศษฐศาสตร์เข้าไปด้วยเสมอ ทั้งนี้เพื่อให้การลงทุนนั้นต้องได้รับผลตอบแทนอย่างพอเพียง ซึ่งโดยทั่วไปแล้วสภาพการทำงานที่เหมาะสมของระบบใดๆ จะหมายถึง

สภาพการทำงานของระบบที่ใช้ต้นทุนต่ำที่สุดแล้วให้ผลตอบแทนกลับมามากที่สุด นั่นคือ การพิจารณาออกแบบให้ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน (Life Cycle Cost) ของระบบมีค่าต่ำที่สุดนั่นเอง

ซึ่งค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบวงจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง (LCC) นั้นจะประกอบด้วยค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นหลายส่วนด้วยกัน คือ

2.3.1 **ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น** (Initial Cost, IC) ในงานวิจัยนี้จะศึกษาเฉพาะในส่วนของราคาของเครื่องทำน้ำเย็น (IC_{CH}) ราคาของเครื่องส่งลมเย็น (IC_{AHU}) และราคาของระบบการกระจายน้ำเย็น (IC_{DIS}) ซึ่งประกอบไปด้วย เครื่องสูบน้ำเย็น ท่อ ข้อต่อ ข้องอ ข้อลด ข้อเพิ่ม วาล์ว วาล์วควบคุมและฉนวน ส่วนค่าใช้จ่ายอื่นๆ ได้แก่ ค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง รวมไปถึงอุปกรณ์อื่นๆ ที่ไม่ได้กล่าวถึงนั้นมีค่าแปรผันได้ เป็นการยากต่อการประมาณ ดังนั้นจึงใช้เฉพาะราคาของเครื่องทำน้ำเย็น เครื่องส่งลมเย็น และระบบการกระจายน้ำเย็นเป็นตัวแปรสำคัญในการคำนวณหาค่าใช้จ่ายในส่วนนี้

2.3.2 **ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน** (Operating Cost, OC) ในงานวิจัยนี้จะศึกษาเฉพาะในส่วนของค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า (Energy Cost) ที่เกิดขึ้นจากการทำงานของคอมเพรสเซอร์ [เครื่องทำน้ำเย็น : (OC_{CH})] ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าที่เกิดขึ้นจากการทำงานของพัดลม [เครื่องส่งลมเย็น : (OC_{AHU})] และค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าที่เกิดขึ้นจากการทำงานเครื่องสูบน้ำ [ระบบการกระจายน้ำเย็น : (OC_{PUMP})] ส่วนค่าใช้จ่ายอื่นๆ ที่ไม่ได้กล่าวถึงนั้นเป็นค่าที่ยากต่อการประมาณ ดังนั้นจึงใช้เฉพาะค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น มอเตอร์พัดลมของเครื่องส่งลมเย็นและมอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำเย็น เป็นสำคัญในการคำนวณหาค่าใช้จ่ายในส่วนนี้

นอกจากนี้ยังพิจารณาให้ระบบทำงานตั้งแต่วันจันทร์ถึงวันเสาร์ ในช่วงเวลา 07:00 น. – 17:00 น. โดยอัตราค่าไฟฟ้าจะพิจารณาเป็นแบบอัตราตามช่วงเวลาของการใช้ (Time of Use Tariff : TOU Tariff) สำหรับกิจการขนาดใหญ่ที่มีค่าแรงดันไฟฟ้า 12 – 24 กิโลโวลต์ (ไม่พิจารณาค่าใช้จ่ายในส่วนของค่าเพาเวอร์แฟคเตอร์และค่าบริการรายเดือน) ซึ่งการคำนวณหาอัตราค่าไฟฟ้าแบบ TOU Tariff นี้ จะใช้โครงสร้างของอัตราค่าไฟฟ้าในปัจจุบันของการไฟฟ้านครหลวงที่มีผลบังคับใช้ตั้งแต่เดือน ตุลาคม 2543 ดังแสดงในตารางที่ 2.7

I21044545

ตารางที่ 2.8 อัตราค่าไฟฟ้าแบบอัตราตามช่วงเวลาของการใช้ (Time of Use Tariff : TOU Tariff) สำหรับกิจการขนาดใหญ่ (เริ่มใช้ตั้งแต่เดือนตุลาคม 2543)

	ค่าความต้องการพลังไฟฟ้า บาท / กิโลวัตต์	ค่าพลังงานไฟฟ้า บาท / หน่วย		ค่าบริการ บาท / เดือน
	1/	1/	2/	
แรงดัน 69 กิโลโวต์ขึ้นไป	74.14	2.6136	1.1726	228.17
แรงดัน 12-24 กิโลโวต์	132.93	2.6950	1.1914	228.17
แรงดันต่ำกว่า 12 กิโลโวต์	210.00	2.8408	1.2246	228.17

1/ On Peak : เวลา 09.00–22.00 น. วันจันทร์ – วันศุกร์

2/ Off Peak : เวลา 22.00–09.00 น. วันจันทร์ – วันศุกร์

: เวลา 00.00–24.00 น. วันเสาร์ – วันอาทิตย์และวันหยุดราชการตามปกติ (ไม่รวมวันหยุดชดเชย)

ความต้องการพลังไฟฟ้า : ความต้องการพลังไฟฟ้าในแต่ละเดือน คือ ความต้องการพลังไฟฟ้าเป็นกิโลวัตต์ เฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงสุด ในช่วงเวลา On Peak ในรอบเดือน เศษของกิโลวัตต์ ถ้าไม่ถึง 0.5 กิโลวัตต์ตัดทิ้ง ตั้งแต่ 0.5 กิโลวัตต์ขึ้นไป คิดเป็น 1 กิโลวัตต์

ค่าเพาเวอร์เฟคเตอร์ : สำหรับผู้ใช้ไฟฟ้าที่มีค่าเพาเวอร์แฟคเตอร์ (Lagging) ถ้าในรอบเดือนใดผู้ใช้ไฟฟ้ามีความต้องการพลังงานไฟฟ้ารีแอคตีฟเฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงสุด เมื่อคิดเป็นกิโลวาร์เกินกว่าร้อยละ 61.97 ของความต้องการพลังไฟฟ้าแอคตีฟเฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงสุด เมื่อคิดเป็นกิโลวัตต์แล้ว เฉพาะส่วนที่เกินจะต้องเสียค่าเพาเวอร์แฟคเตอร์ ในอัตรากิโลวาร์ละ 14.02 บาท สำหรับการเรียกเก็บเงินค่าไฟฟ้าในรอบเดือนนั้น เศษของกิโลวาร์ถ้าไม่ถึง 0.5 กิโลวาร์ตัดทิ้ง ตั้งแต่ 0.5 กิโลวาร์ขึ้นไป คิดเป็น 1 กิโลวาร์

อัตราค่าไฟฟ้าผันแปร (Ft) : มีค่าคงที่ เท่ากับ 21.93 สตางค์ / หน่วย (อัตราในช่วงตุลาคม 2545 – มกราคม 2546)

2.3.3 **ค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมและบำรุงรักษา** (Maintenance Cost ,MC) คือ ค่าใช้จ่ายในส่วนของการดูแลรักษา ซ่อมแซมระบบให้ยังคงสภาพการทำงานที่ดีตลอดอายุการใช้งานของโครงการ มีค่าแปรผันมากและเป็นเรื่องยากในการประมาณค่า แต่สำหรับในงานวิจัยนี้จะพิจารณาให้ค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมและบำรุงรักษาให้มีค่าเท่ากับ 5% ของค่าใช้จ่ายเบื้องต้นของระบบ

ดังนั้นค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบวงจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง (LCC) ในงานวิจัยนี้จึงมีค่าเท่ากับ

$$LCC = LCC_{CH} + LCC_{AHU} + LCC_{DIS} \quad (2.25)$$

ในแต่ละส่วนคือ

$$\begin{aligned} LCC_{CH} &= IC_{CH} + OC_{CH} + MC_{CH} \\ LCC_{AHU} &= IC_{AHU} + OC_{AHU} + MC_{AHU} \\ LCC_{DIS} &= IC_{DIS} + OC_{PUMP} + MC_{PUMP} \end{aligned} \quad (2.26)$$

โดยค่าใช้จ่ายเบื้องต้นมีค่าเท่ากับ

$$IC_{CH} = \sum_{i=1}^{j} IC_{CH} \ , \ IC_{AHU} = \sum_{k=1}^{l} IC_{AHU} \ , \ IC_{DIS} = \sum_{o=1}^{p} IC_{DIS} \quad (2.27)$$

ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานจะคำนวณจากอัตราค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือน (EC) พิจารณาจากตารางที่ 2.7 โดยจะพิจารณาเฉพาะค่าใช้จ่าย 3 ส่วนหลักๆ คือ ค่าไฟฟ้าฐาน [(E_B) : ในที่นี้ไม่ได้พิจารณาค่าใช้จ่ายในส่วนของค่าเพาเวอร์แฟคเตอร์และค่าบริการรายเดือน] ค่าไฟฟ้าผันแปร (E_{FT}) และค่าภาษีมูลค่าเพิ่ม (E_{VAT}) ซึ่งสามารถที่จะแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$EC = E_B + E_{FT} + E_{VAT} \quad (2.28)$$

ในแต่ละเทอมของอัตราค่าไฟฟ้าในสมการที่ 2.28 มีรายละเอียด ดังนี้

$$E_B = [132.93(NOP) + 2.695(UNOP) + 1.1914(UOFP)]$$

$$E_{FT} = (FT)[(UNOP) + (UOFP)]$$

$$E_{VAT} = \left[[132.93(NOP) + 2.695(UNOP) + 1.1914(UOFP)] + (FT)(UNOP + UOFP)\right]\left(\frac{VAT}{100}\right) \quad (2.29)$$

โดยที่

$$NOP = (kW)$$
$$UNOP = (kW)(HNOP)(DNOP)$$
$$UOFP = (kW)(HOFP1)(DOFP1) + (kW)(HOFP2)(DOFP2) \quad (2.30)$$

และในที่นี้กำหนดให้

NOP = ค่าความต้องการพลังไฟฟ้าช่วง On Peak (kW)

UNOP = จำนวนหน่วยของพลังงานไฟฟ้าช่วง On Peak (kW-hr)

UOFP = จำนวนหน่วยของพลังงานไฟฟ้าช่วง Off Peak (kW-hr)

FT = อัตราค่าไฟฟ้าผันแปร

VAT = ภาษีมูลค่าเพิ่ม

kW = ค่ากำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์ (kW)

HNOP = จำนวนชั่วโมงทำงานของอุปกรณ์ต่อวันในช่วง On Peak (hr)

DNOP = จำนวนวันทำงานของอุปกรณ์ต่อเดือนในช่วง On Peak (Day)

HOFP = จำนวนชั่วโมงทำงานของอุปกรณ์ต่อวันในช่วง Off Peak (hr)

DOFP = จำนวนวันทำงานของอุปกรณ์ต่อเดือนในช่วง Off Peak (hr)

เลข 1 หมายความว่าทำงานเวลา 22.00–09.00 น. วันจันทร์ – วันศุกร์

เลข 2 หมายความว่าทำงานเวลาเวลา 00.00–24.00 น. วันเสาร์ – วันอาทิตย์ และวันหยุดราชการตามปกติ (ไม่รวมวันหยุดชดเชย)

แทนสมการที่ 2.29 ลงในสมการที่ 2.28 จะได้สมการคำนวณหาอัตราค่าไฟฟ้ารายเดือน แบบ TOU Tariff สำหรับกิจการขนาดใหญ่ ดังนี้

$$EC = [132.93(NOP) + 2.695(UNOP) + 1.1914(UOFP)] + (FT)[(UNOP) + (UOFP)] + \left[[132.93(NOP) + 2.695(UNOP) + 1.1914(UOFP)] + (FT)(UNOP + UOFP)\right]\left(\frac{VAT}{100}\right) \quad (2.31)$$

หรือจัดรูปใหม่เพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน

$$EC = \left[[132.93(NOP) + 2.695(UNOP) + 1.1914(UOFP)] + (FT)(UNOP + UOFP)\right]\left(1 + \frac{VAT}{100}\right) \quad (2.32)$$

และเป็นที่ทราบกันดีว่าค่าใช้จ่ายด้านพลังงานนี้เป็นค่าใช้จ่ายในอนาคต (Further Worth) ซึ่งจะมีค่าเงินน้อยกว่าค่าเงินในปัจจุบัน เนื่องจากมีอัตราดอกเบี้ยเข้ามาเกี่ยวข้อง ดังนั้นจะต้องปรับให้อยู่ในรูปของค่าเงินปัจจุบัน (Present Worth) เสียก่อน ทั้งนี้จะพิจารณาให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของระบบเท่ากันในทุกๆ เดือนตลอดอายุการใช้งาน ดังนี้

$$OC = (EC)\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}\right] \quad (2.33)$$

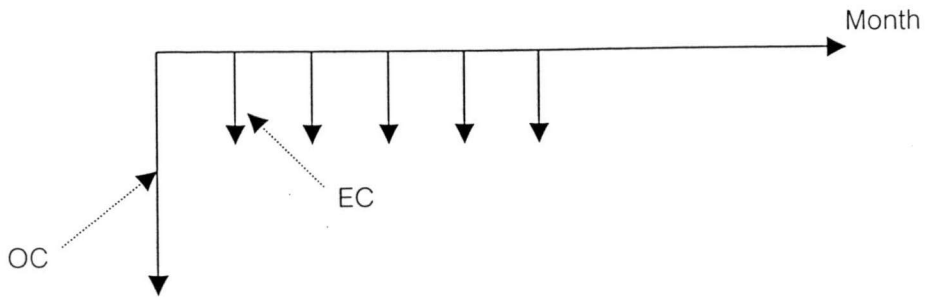
โดยที่ OC = ค่าใช้จ่ายในด้านพลังงานของระบบในรูปของเงินปัจจุบัน (บาท)

EC = ค่าพลังงานไฟฟ้าในแต่ละเดือนที่มีค่าเท่ากัน (บาท)

i = อัตราดอกเบี้ยต่อเดือน (ทศนิยม)

n = อายุการใช้งานของโครงการ (เดือน)

สมการที่ 2.33 มีชื่อเรียกว่า Uniform Series Present Worth Factor (USPWF) ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 แสดงมูลค่าของเงินในปัจจุบันสำหรับยอดเงินที่มีค่าใช้จ่ายเป็นงวดๆ ละเท่าๆ กัน

ดังนั้นค่าใช้จ่ายในส่วนของการใช้พลังงานไฟฟ้าในการดำเนินงาน มีค่าเท่ากับ

$$OC_{CH} = (\sum_{i=1}^{j} EC_{CH})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}]$$

$$OC_{AHU} = (\sum_{k=1}^{l} EC_{AHU})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}]$$

$$OC_{PUMP} = (\sum_{q=1}^{r} EC_{PUMP})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] \qquad (2.34)$$

สำหรับค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงนั้น ก็พิจารณาเช่นเดียวกันกับค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ทั้งนี้เนื่องจากค่าใช้จ่ายในส่วนนี้ เป็นค่าใช้จ่ายในอนาคต (Further Worth) ซึ่งจะมีค่าเงินน้อยกว่าค่าเงินในปัจจุบัน เนื่องจากมีอัตราดอกเบี้ยเข้ามาเกี่ยวข้อง เช่นกัน ดังนั้นจะต้องปรับให้อยู่ในรูปของค่าเงินปัจจุบัน (Present Worth) เสียก่อน

ทั้งนี้จะสมมติให้ค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมและบำรุงรักษาระบบมีค่าเท่ากับ 5% ของค่าใช้จ่ายเบื้องต้น และมีค่าเท่ากันในทุกๆ ปีตลอดอายุการใช้งาน ดังนี้

$$MC = (IC)(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] \quad (2.35)$$

โดยที่ MC = ค่าใช้จ่ายในการซ่อมและบำรุงรักษาระบบในรูปของเงินปัจจุบัน (บาท)

IC = ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นของระบบในแต่ละส่วน (บาท)

i = อัตราดอกเบี้ยต่อปี (ทศนิยม)

n = อายุการใช้งานของโครงการ (ปี)

ดังนั้นค่าใช้จ่ายของการซ่อมแซมและบำรุงรักษาระบบในแต่ละส่วน มีค่าเท่ากับ

$$MC_{CH} = (\sum_{i=1}^{j} IC_{CH})(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}]$$

$$MC_{AHU} = (\sum_{k=1}^{l} IC_{AHU})(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}]$$

$$MC_{DIS} = (\sum_{o=1}^{p} IC_{DIS})(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] \quad (2.36)$$

แทนสมการที่ 2.27 , 2.34 และ 2.36 ลงในสมการที่ 2.26 หลังจากนั้นนำสมการที่ได้แทนในสมการที่ 2.25 ตามลำดับ ซึ่งจะได้ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบวงจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง ดังนี้

$$LCC = \{ \sum_{i=1}^{j} IC_{CH} + (\sum_{i=1}^{j} EC_{CH})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] + (\sum_{i=1}^{j} IC_{CH})(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] \}$$

$$+ \{ \sum_{k=1}^{l} IC_{AHU} + (\sum_{k=1}^{l} EC_{AHU})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] + (\sum_{k=1}^{l} IC_{AHU})(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] \}$$

$$+ \{ \sum_{o=1}^{p} IC_{DIS} + (\sum_{q=1}^{r} EC_{PUMP})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] + (\sum_{o=1}^{p} IC_{DIS})(\frac{5}{100})[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}] \} \quad (2.37)$$