

บทที่ 2

ทฤษฎีและแนวความคิดที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

2.1 ทฤษฎีเกี่ยวกับความร้อนอันเนื่องจากรังสีดวงอาทิตย์

ในการศึกษาถึงภาระการทำความเย็นของอาคาร อิทธิพลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกเป็นสิ่งที่จะต้องคำนึงถึง เพื่อให้เข้าใจถึงตัวแปรที่สำคัญอันเป็นสาเหตุของภาระการทำความเย็นในอาคาร ความร้อนจากภายนอกที่เกิดขึ้นมาจากรังสีดวงอาทิตย์ โดยค่าการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์มายังบรรยากาศของโลกเท่ากับ $434.29 \text{ BTU/HR.F}^2$ (Hickey et.al,1981) โดยที่การโคจรของโลกเป็นวงรี จะมีปริมาณรังสีของดวงอาทิตย์แปรเปลี่ยนมากที่สุดในวันที่ 3 มกราคม เมื่อโลกมีการโคจรที่ใกล้กับดวงอาทิตย์มากที่สุด ค่าการแผ่รังสีเท่ากับ $449.60 \text{ BTU/HR.F}^2$

ในภูมิภาคต่างๆ ของโลกจะได้มีความแตกต่างของความเข้มรังสีดวงอาทิตย์โดยขึ้นอยู่กับมุมองศาของรังสีที่กระทำกับพื้นผิวของโลก โดยที่แกนของโลกที่เอียงทำมุม 23.50 องศา นั้นทำให้ความเข้มของรังสีตกกระทบพื้นผิวโลกมีค่าเท่ากับความเข้มของรังสีปกติคูณด้วยค่า Cosine ของมุมที่รังสีตกกระทบตามกฎ Cosine Law ซึ่งจะทำให้ค่าความเข้มของรังสี ต่อหน่วยพื้นที่ บนผิวโลกมีความเข้มมากที่สุด เมื่อทิศทางของรังสีทำมุม 90 องศา กับพื้นผิวที่กระทบ และค่าจะลดลงเมื่อมุมตกกระทบเบี่ยงเบนออกจากแนวตั้งฉากกับพื้นผิวในส่วนของชั้นบรรยากาศที่ปกคลุมโลกก็เป็นสาเหตุที่ทำให้ค่าความเข้มรังสีดวงอาทิตย์มีค่าลดลงก่อนที่จะเดินทางมาถึงพื้นผิวโลกโดยรังสีบางส่วนเมื่อผ่านชั้นบรรยากาศจะถูกดูดกลืนของชั้นโอโซน ฝุ่นละอองและไอน้ำ บางส่วนจะถูกสะท้อนกลับโดยเมฆ และบางส่วนถูกกระจายออกโดยโมเลกุลในบรรยากาศรังสีที่ตกกระทบผิวโลกแล้วก็จะสะท้อนกลับสู่อากาศ และมีส่วนหนึ่งที่ตกลงสู่ผิวโลกแล้วถูกดูดกลืนไว้ รังสีในส่วนนี้จะเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานความร้อน ทำให้อุณหภูมิและสภาพแวดล้อมบนโลกสูงขึ้น ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับสภาพของชั้นบรรยากาศในช่วงเวลาต่าง ๆ ที่มีปริมาณความแตกต่างของไอน้ำ หมอก ควัน และองค์ประกอบอื่น ๆ ในบรรยากาศด้วยปรากฏการณ์ต่าง ๆ เหล่านี้ ทำให้ปริมาณของความเข้มรังสีดวงอาทิตย์ในแต่ละภูมิภาคของโลกมีความแตกต่างกันไปตามวันเวลาและฤดูกาล ซึ่งไม่เท่ากันและมีลักษณะเฉพาะในแต่ละฤดูกาล

ในการพิจารณาลักษณะจากรังสีดวงอาทิตย์ที่จะมีผลต่อที่ตั้งอาคารควรจะต้องพิจารณาจากพลังงานที่มาจากดวงอาทิตย์ (Solar radiation) ที่ลงมาสู่ที่ตั้งและตำแหน่งของดวงอาทิตย์ (Solar geometry) ที่ทำมุมองศากับที่ตั้งอาคารดังนี้

2.1.1 การแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ (Solar radiation / Insolation) ลักษณะของการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์มายังบรรยากาศของโลกมี 2 ลักษณะ ซึ่งก็คือ การแผ่รังสีของพลังงานแสงอาทิตย์ที่อยู่นอกบรรยากาศโลกหรือ Solar radiation (Short-wave) เป็นคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความยาวคลื่นในช่วงต่าง ๆ ดังนี้

ก) รังสีอุลตราไวโอเล็ต (Ultra Violet) หรือ UV เป็นตัวการทำให้สีของวัตถุจืดจาง การไหม้เกรียมของผิวหนัง ฯลฯ มีความยาวคลื่น 290-380 นาโนเมตร (10^9 ม.)

ข) แสงสว่างที่มนุษย์มองเห็น (Vision Light) มีความยาวคลื่น 380-700 นาโนเมตร (10^9 ม.)

ค) รังสีอินฟราเรดคลื่นสั้น (Short Infra-red) มีความยาวคลื่น 700-2,300 นาโนเมตร (10^9 ม.)

ความเข้มของรังสีที่ส่องมาถึงชั้นบนสุดของชั้นบรรยากาศ ในหนึ่งหน่วยเวลาบนพื้นหนึ่งหน่วยพื้นที่ ซึ่งอยู่ห่างจากดวงอาทิตย์ 93,000,000 ไมล์ และอยู่ในแนวตั้งฉากกับรังสีถือเป็นค่า Solar Constant มีค่าประมาณ 1395 W/M^2 เป็นการแผ่รังสีที่เกิดขึ้นบนพื้นผิวที่อุณหภูมิสูง โดยที่อุณหภูมิของพื้นผิวสูงมีค่าสูงสุดประมาณ 10,000 องศาฟาเรนไฮด์ การแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์สูงสุดประมาณ 0.5 ไมโครเมตร (10^6) การแผ่ของรังสีจากดวงอาทิตย์จะมีอิทธิพลต่ออุณหภูมิของอากาศอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งจะเป็นไปตามฤดูกาลโดยการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของดวงอาทิตย์ในแต่ละวัน จะทำให้ปริมาณของพลังงานที่แผ่ผ่านเข้าไปในพื้นที่ของอากาศนั้นแตกต่างกัน ซึ่งผลดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับลักษณะและคุณสมบัติของพื้นผิวนั้น เช่น ค่าการดูดกลืนพลังงานของพื้นผิว (Absorptance) การสะท้อนของพื้นผิว (Reflection) และค่าการส่งผ่านพลังงานในช่วงความยาวคลื่นต่างๆ (Transmits radiant energy at the wavelength)

ในประเด็นที่สองเป็นการแผ่รังสีบนพื้นผิวโลก (Terrain or longwave radiation) การแผ่ในลักษณะนี้คือถ่ายเทพลังงานระหว่างพื้นผิวโลก ซึ่งจะมีลักษณะที่แตกต่างกับลักษณะแรก (Solar Radiation) ก็คืออุณหภูมิของพื้นผิวที่มีการแผ่รังสีจะต่ำกว่า โดยปกติจะอยู่ที่ประมาณ 0-150 องศาฟาเรนไฮด์ ด้วยเหตุนี้จึงทำให้มีขนาดการแผ่รังสีของคลื่นที่แตกต่างกัน โดยมีความแตกต่างของความยาวคลื่นที่ความเข้มที่มากที่สุดประมาณ 10 ไมโครเมตร การแผ่รังสีบนพื้นผิวโลกจะถูกเรียกว่า longwave infrared radiation ซึ่งการแผ่ลักษณะนี้จะมีค่าความเข้มของพลังงานแสงน้อยกว่าแบบ Solar radiation ประมาณ $1/160,000$ ณ แหล่งกำเนิด ซึ่งจำเป็นต้องใช้พื้นที่มากในการถ่ายเทความร้อน ลักษณะของการแผ่รังสีของคลื่นใน 2 ลักษณะนี้ เป็นการแผ่รังสีในรูปแบบของ

พลังงานชนิดเดียวกัน ซึ่งจะมีความแตกต่างกันที่ความเข้มของพลังงาน(Intensity) และขนาดความยาวคลื่น (Wavelength)

ในความสัมพันธ์กับอากาศที่จะมีผลกระทบจากการแผ่รังสีโดยตรงก็คือ คุณสมบัติของพื้นผิวของอากาศในการดูดกลืน(Absorbance) การคาย(Emittance) และการสะท้อน(Reflectance) พลังงานความร้อนจากรังสีที่อยู่บนพื้นผิวโลก ค่าการดูดกลืนพลังงานของวัตถุก็คือ สัดส่วนของการดูดกลืนพลังงานต่อปริมาณพลังงานที่ตกลงบนพื้นผิวนั้น ๆ

$$\alpha = \text{absorbed radiation} / \text{incident radiation}$$

เนื่องจากการแผ่รังสีของพลังงานแสงอาทิตย์ได้รวมถึงช่วงความยาวคลื่นที่มองไม่เห็นด้วยตา ดังนั้นจึงสามารถใช้ตาในการวัดความสัมพันธ์ของการดูดกลืนพลังงานดวงอาทิตย์ โดยสามารถทราบได้ว่าการมองเห็นวัตถุที่มีสีเข้มจะมีความสามารถในการดูดกลืนพลังงานดวงอาทิตย์ได้มากกว่าวัตถุที่มีสีอ่อน และในการดูดกลืนพลังงานของวัตถุอันเนื่องมาจาก Solar radiation (Short wave) กับ Terrain Radiation (Long wave) นั้นไม่จำเป็นต้องเท่ากัน ซึ่งมีค่าที่แยกออกจากกันโดยชัดเจน ในอีกส่วนหนึ่งของพลังงานที่ไม่ได้ถูกดูดกลืนก็จะถูกสะท้อนออกไปซึ่งค่าของการสะท้อนพลังงานของวัตถุจะมีค่าเท่ากับ $1.00 - \alpha$

การเกิดความร้อนขึ้นของอากาศเป็นผลจากการดูดกลืนรังสีของวัตถุที่แสงแล้วเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานความร้อนทำให้วัตถุนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น และความร้อนนั้นก็สามารถที่จะแผ่ออกมาในลักษณะของ Long wave radiation ได้อีกโดยการถ่ายเทความร้อนไปยังพื้นผิวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า จากคุณสมบัตินี้เรียกว่า Emittance (E) โดยมีค่าเท่ากับการแผ่รังสีจากพื้นผิวของวัตถุ ต่อการแผ่รังสีที่สมบูรณ์ของ Radiator ที่มีอุณหภูมิและ Shape ที่เหมือนกันคือ

$$E = \text{radiation from material} / \text{radiation from blackbody}$$

เมื่อ $E = 1.00$ แสดงว่า blackbody ก็คือ Perfect emitter ของการแผ่รังสีนั่นเอง พบว่าพื้นผิวโลกโดยทั่วไปจะมีค่า Long wave Emittance ประมาณ 0.9 ในความสัมพันธ์ของค่า Emittance กับค่า Absorbance ของขนาดความยาวคลื่นเดียวกันจะมีค่าเท่ากัน ดังนั้นเมื่อทราบค่าใดค่าหนึ่งก็สามารถทราบอีกค่าได้ แต่ค่าการ Absorbance กับ Solar Radiation กับ Terrain radiation ไม่จำเป็นต้องเท่ากัน โดยทั่วไปแล้วการเกิดความร้อนขึ้นกับพื้นผิวอากาศนี้ มักเกิดขึ้นจาก Solar Radiation เป็นส่วนใหญ่ ด้านของ Terrestrial Radiation นั้นมีจำนวนน้อยกว่า เนื่องจากปริมาณที่รับและส่งออกมาจากพื้นผิวเกือบใกล้เคียงกัน ในการแบ่งลักษณะของ Solar Radiation ตามทิศทางของการเกิดรังสี ได้ดังนี้คือ

Direct solar radiation คือรังสีจากดวงอาทิตย์โดยตรง ในทิศทางของพลังงานที่มาจากดวงอาทิตย์ ถึงพื้นโลกโดยไม่เปลี่ยนแปลง เมื่อมาถึงชั้นบรรยากาศของโลกมีค่าประมาณ 429 BTU/H.SQ.FT(เป็นค่า Solar constant) เมื่อดวงอาทิตย์อยู่ในแนวที่รังสีตกลงมาตั้งฉากกับผิวโลก โดยผ่านชั้นบรรยากาศที่บางที่สุด และถ้าแนวรังสีเบนออกจาก 90 องศา ค่าความเข้มของพลังงานก็จะลดลง ถ้ามีมุม Altitude เท่ากับ 30 องศา ค่า Solar Radiation จะเหมือนกับผ่านชั้นบรรยากาศที่มีความหนาขึ้น 2 เท่า และที่มุม Altitude เท่ากับ 19 องศา ค่า Solar Radiation จะเหมือนผ่านชั้นบรรยากาศเท่ากับ 3 เท่า ทั้งนี้เนื่องจากองค์ประกอบต่าง ๆ ที่อยู่ในชั้นบรรยากาศ เช่น เมฆ หมอก ฝุ่นละออง และไอน้ำ

Diffuse Radiation คือรังสีดวงอาทิตย์ที่ลงมาถึงชั้นบรรยากาศและถูกทำให้กระจัดกระจายโดยไอน้ำและฝุ่นละอองต่าง ๆ ในอากาศจะไม่กระจายสม่ำเสมอในท้องฟ้า แต่จะมีความเข้มสูงที่บริเวณรอบดวงอาทิตย์ และที่ใกล้กับเส้นขอบฟ้า Diffuse radiation จะมีค่าประมาณ 10-90 เปอร์เซ็นต์ของปริมาณพลังงานดวงอาทิตย์โดยรวมที่เข้าสู่ในอาคาร

Reflected Radiation คือรังสีดวงอาทิตย์ที่สะท้อนจากพื้นผิวต่างๆ มีค่าขึ้นอยู่กับค่าเฉลี่ยของ Reflectance ของพื้นผิวนั้น ปริมาณของพลังงานความร้อนที่สะท้อนลงบนพื้นผิวอาคาร มีอิทธิพลมาจากลักษณะของพื้นผิวและทิศทางของวัตถุที่อยู่โดยรอบอาคาร ในสภาพภูมิอากาศแบบร้อนชื้นของประเทศไทย สภาพของท้องฟ้ามีปริมาณละอองไอน้ำและเมฆที่สูง ทำให้ Diffuse solar radiation มีอิทธิพลที่สูงแก่ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นกับอาคาร แม้ว่าผนังภายนอกอาคารจะไม่ได้ถูกแสงแดดโดยตรงก็ตามอุณหภูมิที่สูงกว่าอากาศได้ ทั้งนี้เนื่องจาก Diffuse radiation และ Reflected radiation ที่สะท้อนมาจากสภาพแวดล้อมรอบอาคารซึ่งจะมีผลต่อภาระการทำความเย็นของอาคาร

Solar geometry คือตำแหน่งและทิศทางของดวงอาทิตย์ที่กระทำต่อพื้นผิวโลกหรืออาคาร เหมือนกับการโคจรขึ้นและตกของดวงอาทิตย์ตลอดทั้งปีในเวลาต่างๆ ซึ่งจะสามารถทำให้ทราบถึงความสัมพันธ์ของดวงอาทิตย์กับทิศทางการวางแนวอาคาร เพื่อให้สามารถออกแบบอาคารที่จะลดอิทธิพลจากแสงแดดโดยการหลีกเลี่ยงทิศทางที่จะได้รับแสงแดด หรือการให้มีอุปกรณ์บังแดดในรูปแบบที่เหมาะสมกับแต่ละทิศทาง เป็นการลดอุณหภูมิพื้นผิวที่เกิดจากการดูดกลืนรังสีดวงอาทิตย์ หรือได้รับผลจากแสงแดดโดยตรง (Sol air Effect)

2.2 ทัศนวิทยาการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer)

การศึกษาการเคลื่อนที่ของพลังงานหรือเรียกว่า การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer) มีผลอย่างยิ่งต่อการวิจัยเพื่อให้สามารถทราบถึงการถ่ายเทความร้อนที่จะเกิดขึ้นภายในอาคาร ทำให้เกิดการระคายเคืองความเย็นสูงขึ้นโดยธรรมชาติการถ่ายเทความร้อนจะเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ วิธีการถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็น 3 วิธี คือ การนำความร้อน (Thermal Conduction) การพาความร้อน (Thermal Convection) และการแผ่รังสีความร้อน (Thermal Radiation)

การนำความร้อน คือปรากฏการณ์ที่พลังงานความร้อนถ่ายเทภายในวัตถุหนึ่งๆ หรือระหว่างวัตถุที่สัมผัสกัน ส่วนการพาความร้อน คือปรากฏการณ์ที่พลังงานความร้อนถ่ายเทพลังงาน โดยอาศัยการเคลื่อนที่ของมวลสารของ ของไหล หรือก๊าซ ที่มีพลังงานบรรจุอยู่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง สำหรับการแผ่รังสีความร้อน คือการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยสเปคตรัมการแผ่รังสีคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่เปล่งออกมาจากพื้นผิวของวัตถุ ที่ถูกกระตุ้นทางความร้อน รังสีคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้านี้ จะกระจายออกทุกทิศทาง และเมื่อรังสีนี้ไปกระทบอีกวัตถุหนึ่ง บางส่วนอาจสะท้อนกลับ บางส่วนอาจส่งผ่านทะลุไป และบางส่วนอาจถูกดูดกลืนไว้ ถ้ารังสีที่ตกกระทบคือ รังสีความร้อน รังสีที่ถูกดูดกลืนไว้จะปรากฏเป็นความร้อนภายในวัตถุที่ถูกดูดกลืนรังสีนั้นไว้ จะเห็นว่าการนำความร้อนและการพาความร้อนต้องมีตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงาน ขณะที่การแผ่รังสีความร้อนไม่จำเป็นต้องมีตัวกลาง เช่น การแผ่รังสีความร้อนของดวงอาทิตย์มาสู่โลก โดยความร้อนของดวงอาทิตย์สามารถส่งผ่านมายังผิวโลกได้ โดยผ่านบริเวณที่ไม่มีอากาศที่เรียกว่า ภาวะสุญญากาศ เป็นระยะทางถึง 150 ล้านกิโลเมตร (93 ล้านไมล์) ในความเป็นจริงการถ่ายเทความร้อน มักจะเป็นรูปแบบผสมของแบบต่างๆข้างต้นรวมกัน เพียงแต่รูปแบบใดจะสำคัญมากกว่า เป็นกรณี ๆ ไปเท่านั้น¹

2.2.1 การนำความร้อน(THERMAL CONDUCTION) เป็นกระบวนการซึ่งเกิดขึ้นบนชั้นอะตอมของอนุภาคพบว่าในโลหะ การนำความร้อนเป็นผลมาจากการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนอิสระ(คล้ายการนำไฟฟ้า) ในของเหลวและของแข็งที่มีสภาพนำความร้อนต่ำ การสั่นของโมเลกุลข้างเคียงจะเป็นสาเหตุให้เกิดการนำความร้อนขึ้น ส่วนในก๊าซการนำความร้อนเกิดขึ้นจากการสั่นระหว่างโมเลกุล จากการทดลองพบว่า²

¹ ตระการ ก้าวกลสิกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (กรุงเทพฯ : น้าอักษรการพิมพ์, 2537) หน้า 5.

² เรื่องเดียวกัน, หน้า 5.

อัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการนำความร้อนเป็นส่วนโดยตรงกับผลต่างของอุณหภูมิระหว่างผิววัตถุ(ด้านที่อุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำ) และพื้นที่ผิวที่ความร้อนไหลผ่าน(ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน) แต่จะเป็นสัดส่วนกลับกับความหนาของวัตถุนั้น(ระยะทางที่ความร้อนถ่ายเท) ดังนั้นสำหรับแผ่นราบดังรูป 2.1 การนำความร้อนของแผ่นราบสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (2.1) ดังนี้

$$Q = [k * A * (T_1 - T_2)] / X \quad (2.1)$$

โดยที่

Q = ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทต่อ 1 วินาที (W)

k = สภาพการนำความร้อน หรือ Thermal conductivity (W/M.K)

A = พื้นที่หน้าตัดที่ความร้อนไหลผ่าน (M²)

T₁, T₂ = อุณหภูมิสูงและต่ำแต่ละด้านตามลำดับ (K)

X = ความหนาของแผ่นราบ (M.)

ในสมการนี้ สภาพการนำความร้อน(k) เป็นตัวคงที่ ขึ้นอยู่กับวัสดุแต่ละชนิด ปกติค่า k จะขึ้นอยู่กับการนำความร้อน แต่หากอุณหภูมิไม่แตกต่างกันมากนักสามารถใช้ค่าที่สมมุติว่าค่า k คงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิได้

เนื่องจากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนผ่านวัตถุ มักจะคิดในเทอมของการต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวัตถุ ฉะนั้นถ้าพิจารณา ความต้านทานความร้อน(Thermal resistance, R) เทียบกับความต้านทานทางไฟฟ้าซึ่งมีความต่างศักย์ (V₁-V₂) ในลักษณะนี้ซึ่งมีผลต่างอุณหภูมิ (T₁-T₂) สมการ (2.1) จะกลายเป็น

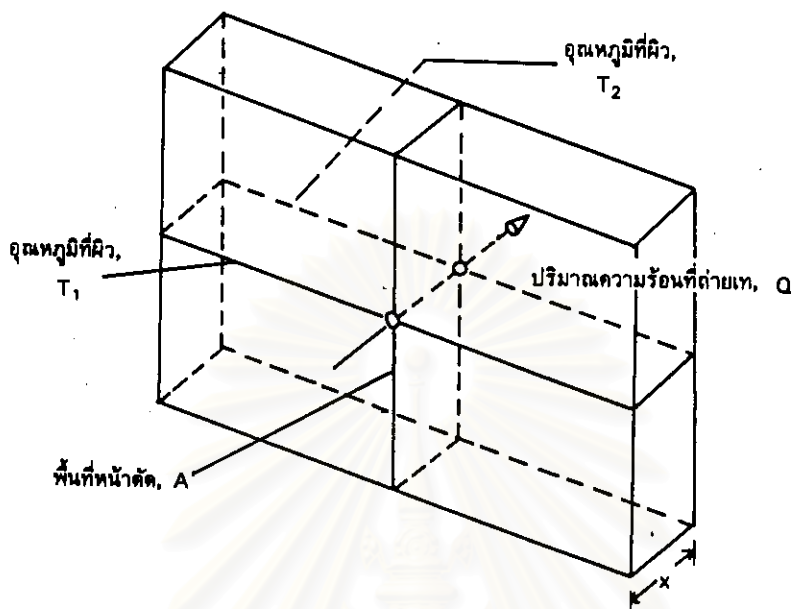
$$Q = (T_1 - T_2) / R \quad (2.2)$$

โดยที่

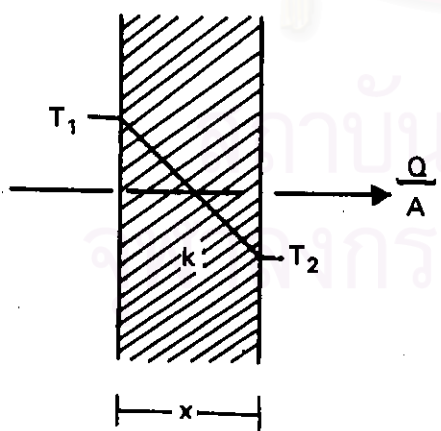
$$R = x / k * A$$

จากการที่ถือว่าค่า k คงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง ฉะนั้นในวัตถุที่มีพื้นที่หน้าตัดและความหนาคงที่ดังรูป 2.2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะมีลักษณะเชิงเส้นตามรูป 2.2 หากพิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังราบที่ประกอบด้วยวัตถุต่างชนิดกัน 3 ชั้น ดังรูป 2.3 โดยคิดการถ่ายเท

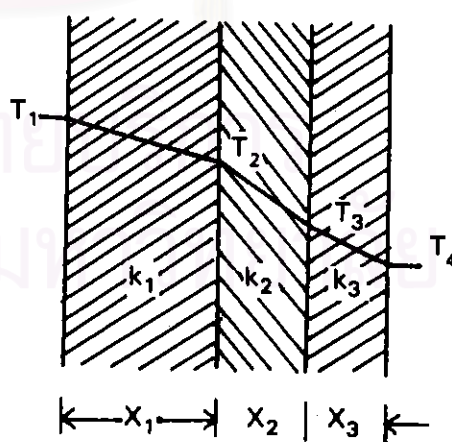
รูปที่ 2.1 แสดงการนำความร้อน (Thermal Conduction) ผ่านแผ่นราบ



ที่มาจาก : ตระการ ถ้าวทสิกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (2537) หน้า 6.



รูป 2.2 เส้นผดต่างอุณหภูมิ ผ่านผนังราบชั้นเดียว



รูป 2.3 เส้นผดต่างอุณหภูมิผ่าน ผนังราบ 3 ชั้น (วัสดุต่างชนิดกัน)

ที่มาจาก : ตระการ ถ้าวทสิกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (2537) หน้า 8.

ความร้อนเป็นแบบ Steady state และมีการถ่ายเทความร้อนผ่านวัสดุในอัตรา Q ที่เท่าเทียมกัน ตามกรรมวิธีข้างต้นกรณีผนังราบชั้นเดียวในรูป 2.2 จะได้การถ่ายเทความร้อนรวมกลายเป็น

$$Q = T_1 - T_4 / (R_1 + R_2 + R_3) \quad (2.3)$$

2.2.2 การพาความร้อน(THERMAL CONVECTION) เกิดจากการเคลื่อนที่ของมวลของไหล เมื่อของไหลสัมผัสกับพื้นผิวของแข็งที่อุณหภูมิแตกต่างกัน การแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดพาความร้อนจะเกิดขึ้น การพาความร้อนสามารถแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะคือ การพาความร้อนแบบอิสระหรือแบบโดยธรรมชาติ(Free or natural convection) และการพาความร้อนแบบบังคับ(Forced convection) ลักษณะแรกเป็นการถ่ายเท ความร้อนโดยอาศัยความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล ของไหลเมื่อได้รับความร้อน(อุณหภูมิสูงขึ้น) จะมีความหนาแน่นลดลงกว่าอากาศโดยรอบ ทำให้เกิดแรงยกตัว (Buoyancy force) ลอยตัวขึ้น ส่วนการพาความร้อนแบบบังคับจะเป็นการถ่ายเทความร้อน โดยใช้แรงภายนอกมาเคลื่อนที่ของไหลผ่านพื้นผิวของแข็งที่มีอุณหภูมิต่างกัน ปริมาณการถ่ายเทความร้อน สามารถหาได้จากกฎของนิวตันว่าด้วยการเย็นตัว (Newton's law of cooling) ที่ว่า

$$Q = h * A (T_s - T_F) \quad (2.4)$$

โดยที่

h = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการพา ($W/M^2.K$)

A = พื้นที่ผิวของของแข็งที่ของไหลสัมผัส (M^2)

T_s = อุณหภูมิพื้นผิวของแข็ง (K)

T_F = อุณหภูมิของไหล (K)

ค่า h นี้จะไม่ขึ้นกับคุณสมบัติของวัสดุ แต่จะขึ้นอยู่กับการรูปร่างของผิววัสดุของไหลไหลผ่านและธรรมชาติของไหลที่ไหลผ่านพื้นผิว และทำนองเดียวกับการนำความร้อน สามารถให้คำจำกัดความ ความต้านทานความร้อนของการพาความร้อน R ได้ดังนี้ : $R = 1 / h * A$ และดังนั้น

$$Q = T_s - T_F / R \quad (2.5)$$

2.2.3 การแผ่รังสีความร้อน(THERMAL RADIATION) วัตถุทุกชนิดที่มีอุณหภูมิมากกว่า ศูนย์องศาสมบูรณ์ (0 K) จะมีพลังงานภายในอยู่ในตัวจากการสั่นของโมเลกุลของวัตถุนั้น ซึ่งพลังงานนี้บางส่วนจะถูกปล่อยออกมาจากวัตถุในลักษณะการแผ่รังสีความร้อนผ่านผิวของวัตถุนั้น โดยอาศัยกลไกของการแผ่รังสีด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า รังสีความร้อนที่แผ่ออกมา ปกติจะเดิน

ทางผ่านช่องว่างในบรรยากาศด้วยความเร็วแสง มีความยาวคลื่นอยู่ระหว่าง 0.1 ถึง 100 ไมครอน(10^{-6} m) ในลักษณะเป็นเส้นตรงจนกว่าจะกระทบกับวัตถุใดๆ ซึ่งถ้าวัตถุที่แผ่รังสีออกมา ไม่ได้ได้รับความร้อนจากวัตถุอื่น อุณหภูมิของวัตถุจะลดลง ในทำนองเดียวกัน วัตถุที่ได้รับรังสีความร้อนมากกว่าที่วัตถุนั้นปล่อยออกไป อุณหภูมิของวัตถุจะเพิ่มขึ้นโดยรังสีความร้อนที่กระทบวัตถุ ใดๆ ส่วนหนึ่งจะถูกดูดกลืนโดยวัตถุนั้น บางส่วนอาจทะลุผ่านและมีบางส่วนสะท้อนกลับออกจาก วัตถุนั้น ดังแสดงในรูป 2.4 ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนของพลังงานแผ่รังสีทั้งที่ถูกดูดกลืนไว้, ที่ทะลุผ่าน และที่สะท้อนกลับจะขึ้นอยู่กับตัววัตถุเองและคุณสมบัติทางพื้นผิวของวัตถุนั้น สำหรับ วัตถุที่บดสัดส่วนที่ทะลุผ่านจะเท่ากับศูนย์ และจากกฎของ Stefan-Boltzmann จะได้

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \quad (2.6)$$

โดยที่

E_b = กำลังงานการแผ่รังสี (Emissive power) ของวัตถุต่อหน่วยพื้นที่ (W/M^2)

σ = ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann = 5.67×10^{-8} ($W/m^2 \cdot K^4$)

T = อุณหภูมิพื้นผิวของวัตถุ (K)

สมการ (2.6) เป็นสมการที่ใช้กับการแผ่รังสีของวัตถุดำเท่านั้น

โดยวัตถุดำ (Black body) หมายถึงวัตถุที่มีความสามารถดูดกลืนรังสีตกกระทบได้ทั้งหมด โดยไม่มีการสะท้อนหรือทะลุผ่าน ถือเป็นตัวดูดกลืนรังสีที่สมบูรณ์ ฉะนั้นวัตถุดำเป็นวัตถุที่แผ่รังสีที่ สมบูรณ์ด้วย อย่างไรก็ตามวัตถุดำจริงๆ ในธรรมชาติไม่มี ยกเว้นดวงอาทิตย์ที่อาจสมมติว่าเป็น วัตถุดำได้ โดยแนวความคิดเกี่ยวกับวัตถุดำเป็นเพียงเพื่อให้เกิดความสะดวกในการคำนวณทาง วิศวกรรม³ ซึ่งถ้าเปรียบเทียบการแผ่รังสีของวัตถุชนิดหนึ่ง ที่มีอุณหภูมิค่าหนึ่ง ที่เท่ากับอุณหภูมิ ของวัตถุดำชิ้นหนึ่ง พบว่า

$$E/E_b = \epsilon$$

โดยที่

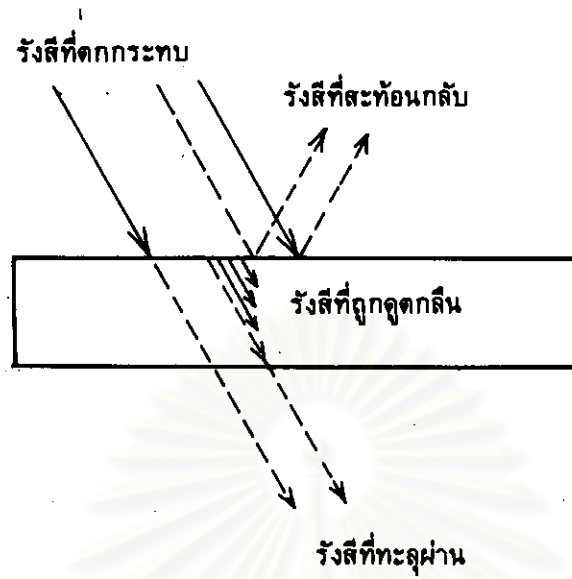
E = กำลังงานการแผ่รังสีของวัตถุ

ϵ = สภาพการแผ่รังสีของวัตถุ (Emissivity) ซึ่งโดยทั่วไป $\epsilon < 1$ เสมอ เนื่องจากวัตถุนิด

ใด ๆ จะไม่เป็นตัวดูดกลืนรังสีที่สมบูรณ์เท่าวัตถุดำ การแผ่รังสีที่เปล่งออกมาจึงน้อยกว่าที่เปล่ง จากวัตถุดำที่อุณหภูมิเท่ากันด้วย รูป 2.5 แสดงการกระจายสเปกตรัมของกำลังการแผ่รังสีของ วัตถุดำและที่ไม่ใช่วัตถุดำ

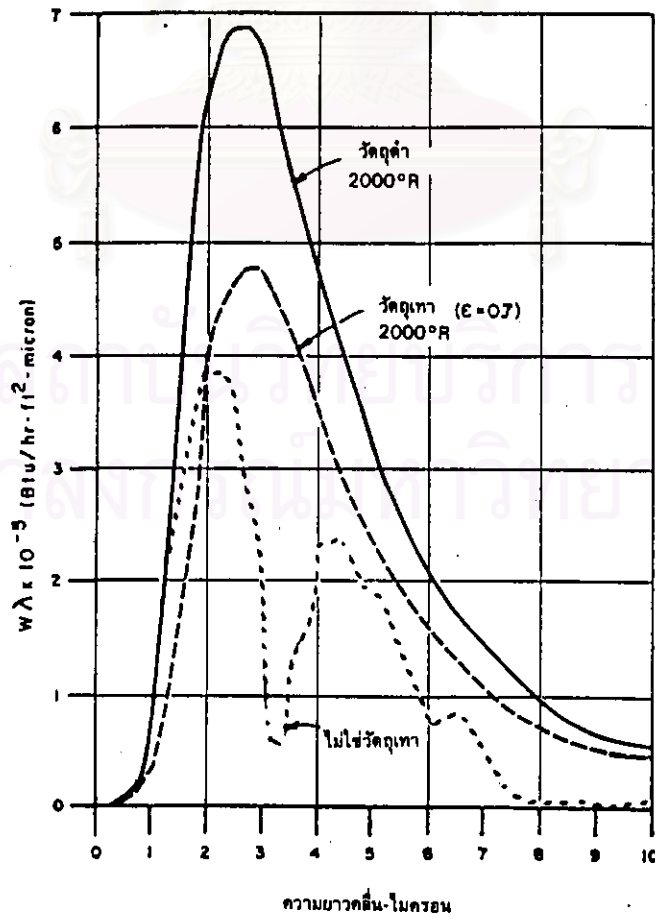
³ ตระการ ก้าวกลิกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (กรุงเทพฯ : สำนักวิชาการพิมพ์, 2537) หน้า 15.

รูปที่ 2.4 แสดงการสะท้อน การดูดกลืน และการทะลุผ่านของรังสีที่ตกกระทบวัตถุ



ที่มาจาก : ตระการ ก้าวไกลกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (2537) หน้า 14.

รูปที่ 2.5 แสดงการกระจายสเปกตรัมของกำลังการแผ่รังสีของวัตถุดำ วัตถุเทา และไม่ใช่วัตถุเทา



ที่มาจาก : ตระการ ก้าวไกลกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (2537) หน้า 16.

โดยวัตถุที่มีค่า ϵ คงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามความยาวคลื่นจะเรียกว่า วัตถุเทา(Gray body) ส่วนวัตถุที่มีค่า ϵ ไม่คงที่ซึ่งเป็นลักษณะของวัตถุในความเป็นจริง ส่วนมากถือว่าไม่ใช่วัตถุเทา(Nongray body) อย่างไรก็ตามในการคำนวณจะถือเสมือนว่าวัตถุเป็นเสมือนวัตถุเทา คือมีค่า ϵ คงที่ ดังนั้นสมการ (2.10) จะกลายเป็น

$$E = \sigma \cdot \epsilon \cdot T^4 \quad (2.7)$$

และในการใช้งานจะพิจารณาค่า ϵ ของวัตถุที่ได้ตลอดช่วงความยาวคลื่นและทุกทิศทางของรังสีที่แผ่ออกจากพื้นผิว อย่างไรก็ตามค่า ϵ ก็ยังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ผิวของวัตถุรูป 2.6 แสดงให้เห็นถึงอิทธิพลของอุณหภูมิที่ผิวของวัตถุต่อค่า ϵ

ในการแผ่รังสีความร้อนจากผิวของวัตถุหนึ่งไปยังผิวของอีกวัตถุหนึ่งนั้นไม่อาจส่งรังสีความร้อนให้แก่กันและกันได้ทั้งหมด แต่จะมีบางส่วนที่สูญเสียให้กับสิ่งแวดล้อมโดยรอบ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับรูปร่างของวัตถุ, ระยะห่างระหว่างวัตถุและลักษณะการจัดวางวัตถุทั้งสอง ซึ่งปัจจัยในการพิจารณาลักษณะนี้เรียกว่า ตัวประกอบทางรูปร่าง(Shape factor) ระหว่างพื้นผิวทั้งสองสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$Q_{1-2} = A_1 \cdot F_{1-2} \cdot (E_{b1} - E_{b2}) = A_2 \cdot F_{2-1} \cdot (E_{b1} - E_{b2}) \quad (2.8)$$

โดยที่ :

Q_{1-2} = อัตราการแลกเปลี่ยนพลังงานสุทธิ

F_{1-2} = สัดส่วนของการแผ่รังสีที่ออกจากพื้นผิว A_1 ไปสู่พื้นผิว A_2

F_{2-1} = สัดส่วนของการแผ่รังสีที่ออกจากพื้นผิว A_2 ไปสู่พื้นผิว A_1

E_{b1} = กำลังงานที่ออกจากพื้นผิว A_1 ไปสู่พื้นผิว A_2

E_{b2} = กำลังงานที่ออกจากพื้นผิว A_2 ไปสู่พื้นผิว A_1

อย่างไรก็ตาม สมการ (2.8) คิดเฉพาะเมื่อพื้นผิวทั้งสองดูดกลืนพลังงานที่ตกกระทบทั้งหมด แต่ในความเป็นจริงวัตถุไม่ได้เป็นเช่นวัตถุดำ รังสีที่ตกกระทบจะมีการสะท้อนกลับด้วย และหากไม่ใช่วัตถุทึบแสงก็จะมีการส่งผ่านด้วย จากสมการ (2.7) และ (2.8) จะได้ค่าความต้านทานความร้อนของการแผ่รังสี(R) ดังนี้

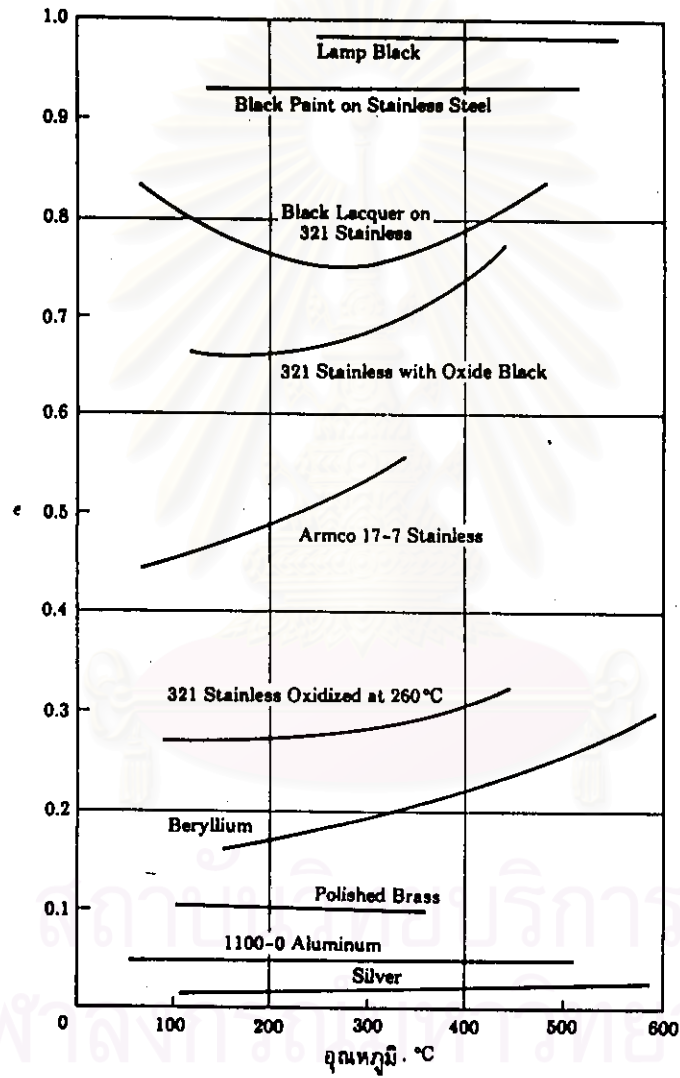
$$R = 1 / [A_1 \cdot F_{1-2} \cdot (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2)] \quad (2.9)$$

และ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน(h_r)

$$h_r = 1 / R \cdot A$$

สำหรับการถ่ายเทความร้อนในสภาพความเป็นจริงจะเกิดขึ้นรวมกันทั้งสามแบบ ส่วนแบบใดจะเกิดขึ้นมากน้อยก็แล้วแต่กรณี

รูปที่ 2.6 แสดงสภาพการแผ่รังสีของวัตถุ (ค่า ϵ แปรตามอุณหภูมิ)



ที่มาจาก : ตระการ ก้าวไกลกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (2537) หน้า 17.

2.2.4 การถ่ายเทความร้อนผสมแบบ พิจารณาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของแผ่นขนาน
ซ้อนกัน 3 ชั้นดังรูป 2.7 ซึ่งประกอบไปด้วยวัสดุที่มีสภาพการนำความร้อน k_1, k_2, k_3 และมีความ
หนา x_1, x_2, x_3 ตามลำดับ โดยผนังทั้งสองด้านทั้งนอกและด้านในจะสัมผัสกับอากาศ ซึ่งมีสัมประ
สิทธิ์การพาความร้อน h_0 และ h_1 ตามลำดับ พื้นผิวด้านนอกมีการแผ่รังสีสู่ T_0 ด้วย โดยมีสภาพแผ่
รังสีความร้อน ϵ ฉะนั้นหากมีการถ่ายเทความร้อนจากอากาศในห้องสู่อากาศด้านนอก Q จะมีค่า
เท่ากับ

$$Q = T_1 - T_0 / [(1/h_1 * A) + (X_1/k_1 * A) + (X_2/k_2 * A) + (X_3/k_3 * A) + (1/(h_0 + h_r) * A)] \quad (2.10)$$

ฉนั้นถ้าทราบค่าต่างๆ ในสมการ (2.10) ก็สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งหมดได้
อย่างไรก็ตามจากสมการ (2.9) จะพบว่า h_r ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ผิวของวัสดุที่พิจารณาในที่นี้คือ T_4
ตามรูป 2.7 หาก T_4 เป็นตัวที่ยังไม่ทราบค่าด้วยการสมมุติค่าแล้วทำซ้ำ (iteration) จะเป็นวิธีใน
การหาค่า h_r เพื่อแทนค่าในสมการ(2.10) โดยทั่วไปในการสมมุติครั้งแรกจะสมมุติค่า T_4 ขึ้นมา
ก่อนให้อยู่ระหว่าง T_1 และ T_0 แล้วหาค่า h_r แทนลงในสมการ (2.10) และเนื่องจากภายใต้ Steady
state condition, Q/A จะมีค่าเท่ากันตลอด ฉนั้นสำหรับชั้นอากาศด้านนอกจะได้

$$T_4 = T_0 + (Q/A) * [1/(h_0 + h_r)] \quad (2.11)$$

สำหรับสมการรูปทั่วไปที่นิยมเขียนสำหรับ Q คือ

$$Q = U * A * \Delta T \quad (2.12)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ดังนั้น

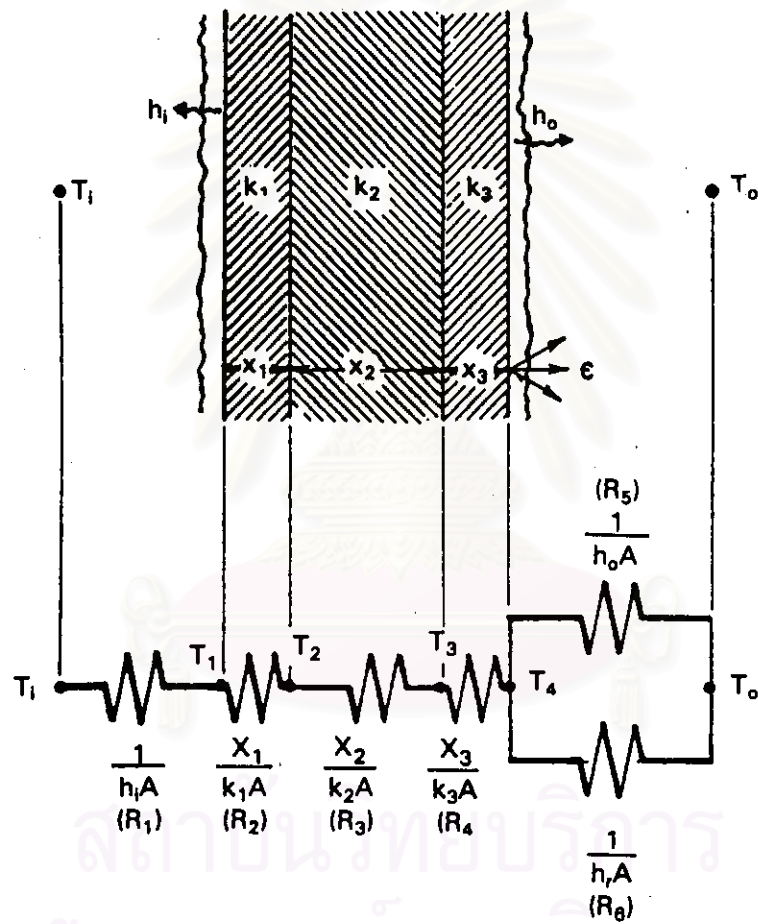
$$U = 1 / (R_{tot} * A)$$

2.3 อิทธิพลที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของผนังอาคาร

ผนังอาคารเป็นส่วนหนึ่งที่สำคัญ ซึ่งเกิดการถ่ายเทความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ภายใน
ห้อง โดยเฉพาะผนังด้านนอกที่ถูกแสงแดด ในคุณสมบัติของมวลสาร (Thermal Mass) ที่มีการกัก
เก็บความร้อน และการหน่วงเหนี่ยวการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะมีผลโดยตรงต่อช่วงเวลาที่เกิด
ภาระการทำความเย็นสูงสุด และ Cooling load profile ได้มีผู้รวบรวมอิทธิพลต่างๆเอาไว้ ดังนี้

⁴ สนิรัตน์ ภัทรรวมกุล, "ผลของมวลสารและสีของผนังต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่อาคาร,"
(วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบัณฑิต ภาควิชาสถาปัตยกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย,
2537) , หน้า 7.

รูปที่ 2.7 แสดงการถ่ายเทความร้อนแบบผสมของแผ่นราบ



ที่มาจาก : ตระการ ก้าวไกลกรรม, คู่มือจนวนความร้อน, (2537) หน้า 20.

ความจุความร้อนของผนัง (Thermal Heat Capacity) ผนังที่มีความจุความร้อนมากจะดูดและกักเก็บความร้อนไว้ได้มาก ทำให้ความร้อนที่จะไหลผ่านผนังเป็นไปในอัตราที่ช้าลง

การแลกเปลี่ยนความร้อนของผิวผนัง กับ สภาพแวดล้อม (Long Wave Radiation Heat Exchange) เมื่อเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังกับวัสดุอื่น ๆ ก็จะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้นโดยเฉพาะในรูปของการแผ่รังสี

การถ่ายเทความร้อนของผนังให้กับอากาศโดยตรง โดยการพาความร้อน (Surface Conduction) การถ่ายเทความร้อนของผนังด้วยวิธีนี้ขึ้นอยู่กับความเร็วลมที่พัดผ่านผิวและลักษณะของพื้นผิวอิทธิพลของ Surface Conduction ที่มีต่อปริมาณการถ่ายเทความร้อนของผนังจะมีค่าน้อยมาก ในกรณีที่ผนังนั้นมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำ อิทธิพลอันนี้จะมีค่ามากขึ้นในกรณีที่ผนังนั้น ๆ มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

ความสามารถในการดูดกลืนและกระจายพลังงานความร้อนของผนัง (Surface Absorption และ Surface Emission) โดยปกติแล้ว หากเป็นสีของผนังธรรมดาหรือสีผิวของวัสดุตามธรรมชาติ ค่า Surface Emission จะค่อนข้างสูงคือ ประมาณ 0.8-0.9 เป็นส่วนใหญ่ นอกเสียจากรูปเป็นสีเคลือบผิวพิเศษ (Selective coating) อาจจะมีค่าการดูดกลืนความร้อนต่ำแต่มีค่าสัมประสิทธิ์การกระจายความร้อนสูง จะทำให้ผิวผนังเย็นกว่าปกติ สำหรับค่าการดูดกลืนความร้อน (Surface Absorption) ส่วนมากจะแปรตามความเข้มของสีผิวคือ เข้มมากก็จะดูดกลืนความร้อนสูง

การหน่วงเหนี่ยวความร้อนของผนัง (Time Lag) โดยปกติแล้ววัสดุที่มีมวลสารมากจะมีค่าหน่วงเหนี่ยวความร้อนไว้ได้นานกว่าวัสดุที่มีมวลสารน้อยกว่า แต่ในสภาพการใช้งานจริง การหน่วงเหนี่ยวความร้อนของวัสดุขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายประการ Kwang-Woo Kim (1984) และที่สำคัญคือปริมาณความร้อนที่มากพอที่จะทำให้วัสดุในแต่ละชั้นร้อนขึ้นจนถึงจุดอิ่มตัว (Fill up the heat Capacity) ก่อนที่จะถ่ายเทไปในชั้นต่อไป ด้วยเหตุนี้จึงพบว่าในผนังก่ออิฐฉาบปูนเหมือนกัน แต่ใส่นวนไว้ในตำแหน่งต่างกันคือ ภายนอกและภายใน ผนังที่ใส่นวนไว้ภายนอกจะมีค่าการหน่วงเหนี่ยวความร้อนไว้ได้นานกว่า ผนังที่ใส่นวนไว้ภายในทั้งเพราะการที่มีฉนวนอยู่ภายนอกทำให้ความร้อนผ่านฉนวนเข้ามาได้ยาก ทำให้การ Fill up Heat Capacity ของผนังเป็นไปได้ช้า จึงให้ Time Lag ของผนังนั้นมีค่ายาวนานขึ้น

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของวัสดุ (U) โดยปกติการคำนวณปริมาณความร้อนเข้าสู่อาคารหรือออกจากอาคาร อันเนื่องมาจากความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างภายนอกกับภายใน มักจะใช้ค่า U เป็นหลักในการคำนวณ

2.4 การคำนวณปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้า-ออกจากอาคาร

สมการที่ใช้ในการคำนวณโดยทั่วๆ ไปมีสองสมการคือ

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

และ

$$Q = U \cdot A \cdot CLTD \quad (2)$$

โดยที่ :

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผนัง (BTU/HR.°F²)

A = พื้นที่ของผนังที่ถ่ายเทความร้อน (F²)

ΔT = ความแตกต่างความร้อนระหว่างภายนอกกับภายใน (° F)

CLTD = ภาวะความแตกต่างความร้อนเทียบเท่าหรือ Cooling Load Temperature Difference (° F)

ทั้ง 2 สมการข้างบนนี้ จะพบว่าในการคำนวณจะใช้สมการที่ 1 ในกรณีที่ค่าความแตกต่างความร้อนระหว่างภายนอกกับภายในมีค่าคงที่ (Steady State Condition) หรืออิทธิพลจากองค์ประกอบภายนอกไม่มีผลกระทบรุนแรงนัก อีกกรณีหนึ่งที่จะใช้สมการที่ 1 ในการคำนวณคือเพื่อความสะดวกในกรณีที่มีอัตราเสี่ยงต่ำ ในการคำนวณค่า Heat Load ของอาคารในเมืองหนาวซึ่งถือว่าอิทธิพลอันเนื่องมาจากมวลสาร การหน่วงเวลาหรืออื่น ๆ เป็นเสมือนค่า Safety Factor ในการคำนวณ

ในสมการที่ 2 ค่า ΔT ถูกเปลี่ยนเป็น CLTD เพื่อปรับปรุงให้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากขึ้น เพราะในทางปฏิบัติแล้วความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างภายนอกกับภายในอาคารไม่เคยคงที่ แต่จะเปลี่ยนแปลงไปตามสภาพภูมิอากาศที่เปลี่ยนแปลงไปตลอดเวลา ด้วยเหตุผลนี้การคำนวณค่า Peak Load ของอาคารจึงใช้ค่า CLTD แทน ΔT จากการศึกษารายละเอียดในการคำนวณ (American Society of Heating Refrigerating and Air- Conditioning Engineers (ASHRAE), 1989) จะพบว่าค่า CLTD นั้นเป็นค่าที่ดัดแปลงมาจาก ΔT หากแต่ว่าปรับให้เข้ากับ

อิทธิพลจากภายนอกองค์ประกอบ เช่น เวลา,วัน,เดือน และเขตละติจูดที่เกิด Peak Load, มวลสารของผนัง,สีของผนัง,การนำเวลาของผนังตลอดจนผลกระทบของแสงแดด อุณหภูมิและสภาพแวดล้อมหรือถ้าจะมองกันอย่างลึกซึ้งก็คือ ค่า CLTD นั้นพยายามจะปรับให้ใกล้เคียงกับความ เป็นจริงมากที่สุดโดยการคำนวณได้พยายามคำนึงถึงตัวแปรต่าง ๆ ที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อน

2.5 อิทธิพลของความร้อนที่เกิดจากแสงแดด (SOL-AIR EFFECT)

แสงแดดจัดเป็นปัจจัยทางธรรมชาติ ที่มีอิทธิพลมากต่อการถ่ายเทความร้อนของผนังเข้าสู่อาคาร ผนังอาคารเมื่อถูกแสงแดดก็จะร้อนขึ้น เนื่องจากการดูดกลืนรังสีความร้อนจากแสงแดดของผนัง และจากการที่ผนังอาคารร้อนขึ้นนี้เอง ทำให้การคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่อาคารเปลี่ยนไป และจะใช้ค่าความต่างแตกต่างความร้อนระหว่างข้างนอกกับข้างใน หรือ ΔT ไม่ได้ เพราะค่าของ ΔT จะต่ำกว่าความเป็นจริงมาก แต่จะมากน้อยเพียงใดนั้นขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายประการ และเพื่อจะศึกษาถึงอิทธิพลของแสงแดดและองค์ประกอบอื่นๆ ที่มีผลกระทบต่อ การถ่ายเทความร้อนเข้าสู่อาคาร จึงได้มีผู้ประยุกต์อิทธิพลของตัวแปรเหล่านี้ขึ้น ASHRAE (1989) Sol-Air Temperature โดยสร้างเป็นสมการขึ้น ดังนี้

$$\text{Sol - Air Temperature } (T_o) = T_{out} + I * (\alpha / h_o) - \epsilon * (\Delta R / h_o)$$

โดยที่:

T_e = Sol - Air Temperature

T_{out} = อุณหภูมิอากาศภายนอก ($^{\circ}\text{F}$)

I = รังสีความร้อนที่ตกกระทบทั้งหมด หรือ Total Solar Radiation Incident on the Surface(BTU/ HR.F^2)

α = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิววัสดุ (ไม่มีหน่วย)

h_o = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผิวรวมทั้ง Long Wave Radiation และ Convection(BTU/ HR.SF)

$\Delta R =$ อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของผิววัสดุกับสภาพแวดล้อมและห้องฟ้า (BTU/HR.F²)

$\epsilon =$ สัมประสิทธิ์การกระจายความร้อนออกจากผิว (Hemispherical Emittance of the Surface)

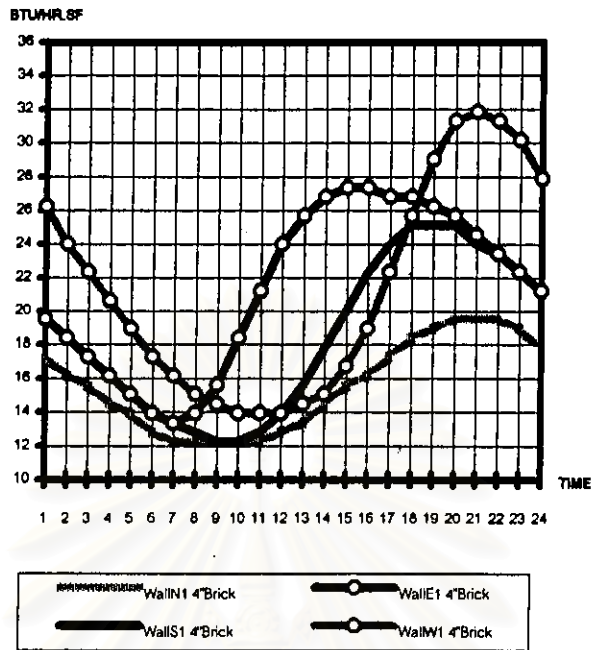
โดยคำจำกัดความแล้ว Sol - Air Temperature ก็คืออุณหภูมิสมมุติของอากาศที่ติดกับผิววัสดุ ตอนที่ไม่มีอิทธิพลจากแสงแดดและการเปลี่ยนรังสีที่จะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่อาคาร เทียบเท่ากับสภาวะที่มีอิทธิพลจริงจากรังสีดวงอาทิตย์ จากการแลกเปลี่ยนความร้อนกับห้องฟ้า จากสภาพแวดล้อมรอบตัวและจากการถ่ายเทความร้อนกับอากาศ จาก ASHRAE (1989)

2.6 ตำแหน่งและทิศทางของดวงอาทิตย์ที่มีอิทธิพลต่อความร้อนของอาคาร (Solar Geometry and Building Orientation)

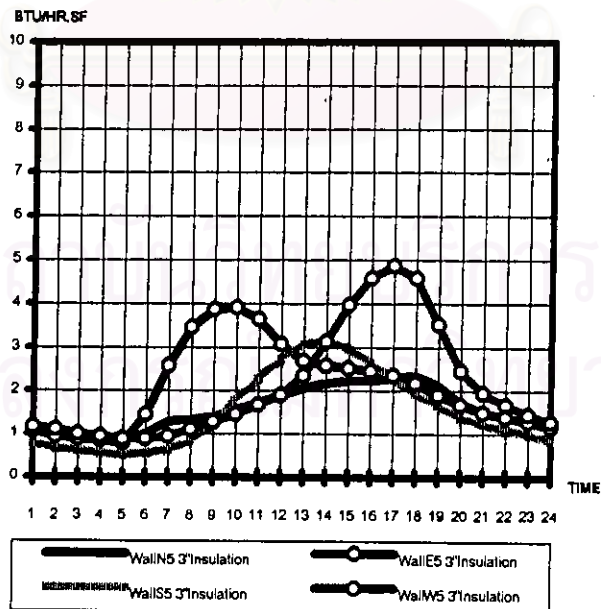
2.6.1 ความร้อนที่ส่งผ่านผนังทึบ ในอาคารที่มีการจัดแบ่งพื้นที่ใช้สอยเป็นห้อง ๆ ซึ่งมี ตำแหน่งและทิศทางที่แตกต่างกัน โดยเฉพาะห้องที่อยู่ในทิศทางที่ตรงกันข้ามกันนั้น พบว่าจะทำให้ได้รับอิทธิพลจากรังสีดวงอาทิตย์ในช่วงเวลาที่แตกต่างกันไป โดยขึ้นอยู่กับรังสีของดวงอาทิตย์ ที่ตกกระทบกับผนัง และกระจกของห้องนั้นๆว่าอยู่ในเวลาใด ได้มีบทความที่เขียนถึงลักษณะดังกล่าว สุนทร บุญญาธิการ,(2534) โดยมีการ Simulate ตามวิธีการที่ใช้ในคู่มือของ ASHRAE Handbook of Fundamentals 1989 โดยการเปรียบเทียบเฉพาะเดือนเมษายน ซึ่งเป็นเดือนที่ร้อนที่สุดของประเทศไทย โดยเลือกใช้อุณหภูมิภายในเท่ากับ 75 °F และอุณหภูมิภายนอกเท่ากับ 99 °F สำหรับประเทศไทย⁵ และได้เปรียบเทียบถึงปริมาณความร้อนที่ส่งผ่านผนังทึบบนแบบ Light mass(EIFS) กับ Heavy mass (ผนังก่ออิฐหนา 4 นิ้ว) โดยเปรียบเทียบกันระหว่างทิศทั้ง 4 ปรากฏผลดังรูปที่ 2.8 แสดงให้เห็นถึงปริมาณความร้อนที่ผ่านผนังก่ออิฐฉาบปูนเข้ามาทั้ง 4 ทิศ คือ ทิศเหนือ ทิศตะวันออก ทิศใต้ และ ทิศตะวันตก จากกราฟจะพบว่า ปริมาณความร้อนสูงสุดที่ผ่านเข้ามา เกิดจากผนังทางด้านทิศตะวันตก รองลงมาคือ ทิศตะวันออก ทิศใต้ และทิศเหนือ ตามลำดับ ซึ่งเวลาที่เกิดของแต่ละทิศมีเวลาที่แตกต่างกันและจะสังเกตเห็นว่า Peak heat gain ที่เกิดขึ้นจะเกิดในเวลาทีหลังจาก 12.00 น. ไปแล้ว

⁵ สุนทร บุญญาธิการ, การเลือกวัสดุเพื่อการประหยัดพลังงาน, 2534.

รูปที่ 2.8 แสดง HEAT GAIN COMPARISON OF 4 " BRICK
ในแต่ละทิศของเดือนเมษายน



รูปที่ 2.9 แสดง HEAT GAIN COMPARISON OF LIGHTWEIGHT-WALL
ในแต่ละทิศของเดือนเมษายน

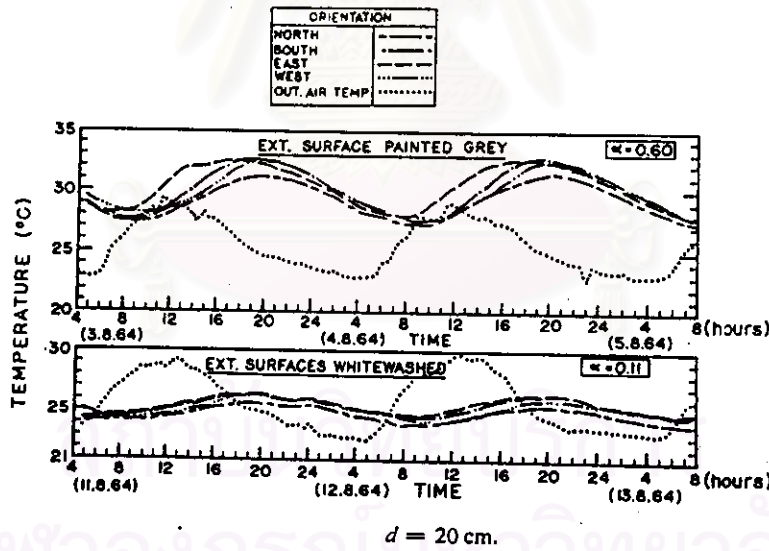
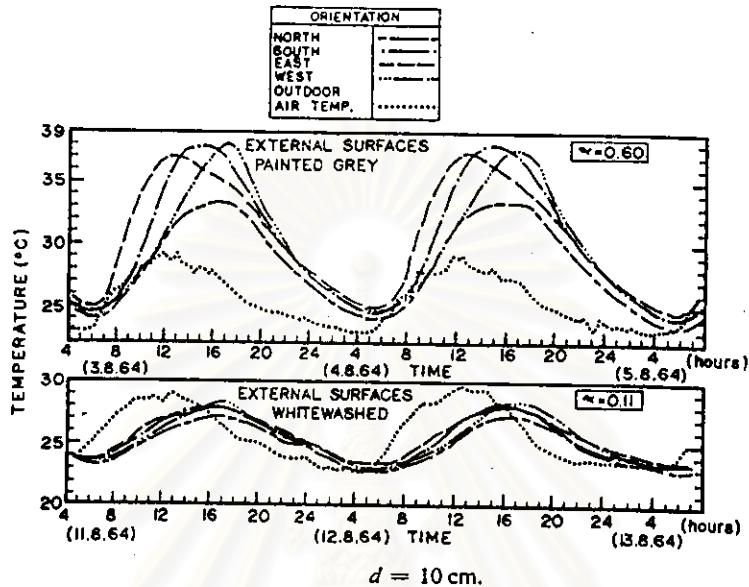


อันเนื่องมาจากผลของมวลสาร และ Thermal time lag ของวัสดุ ในส่วนของผนังระบบ EIFS (รูปที่ 2.9) นั้น ปรากฏว่ามี Heat gain ที่ผ่านเข้ามาในปริมาณที่ต่ำกว่ามาก และความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain มีลักษณะที่แตกต่างกันอย่างชัดเจน จะเห็นว่าเวลาที่เกิด Peak heat gain ของผนังด้านทิศตะวันออก ระบบ EIFS เกิดขึ้นได้เร็วกว่าผนังก่ออิฐฉาบปูน โดยมีการหน่วงเวลาในการส่งผ่านความร้อนเกิดขึ้น ซึ่งคล้ายกับการทดลองของ B. Givoni and E. Hoffman, (1965) ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบระหว่างความร้อนที่ส่งผ่านผนัง Lightweight concrete หนา 10 ซม. โดยมีสีภายนอกที่แตกต่างกัน ปรากฏผลดังรูปที่ 2.10 พบว่าผนังที่มีสีภายนอกเป็นสีขาว (White washed) จะมีความร้อนที่ส่งผ่านเข้ามาน้อยกว่าผนังที่มีสีเข้ม⁶ (Painted gray) ในขณะที่ความแตกต่างของช่วงเวลาที่เกิด Peak heat gain ของแต่ละทิศนั้นเกือบจะไม่มี ความแตกต่าง หรือใกล้เคียงกันมาก เมื่อสีของผนังเป็นสีอ่อน ส่วนผนังสีเข้มกลับมีความแตกต่างกันมากกว่าอย่างเห็นได้ชัด ในขณะที่ผนัง Lightweight concrete หนา 20 ซม. นั้น ปรากฏผลในลักษณะเดียวกัน หากแต่ปริมาณความร้อนที่เข้ามามีค่าที่ต่ำกว่า และความแตกต่างกันของเวลาเกิด Peak heat gain มีไม่มากนักสำหรับผนังสีเข้ม และไม่มีความแตกต่างกันเลยสำหรับผนังสีอ่อน และพิสัย (Range) ของอุณหภูมิภายในมีค่าไม่มาก เมื่อผนังที่ทดสอบมีความหนาเป็น 20 ซม. และมีสีอ่อน ด้วยอิทธิพลของมวลสารและสีผิวของผนังอาคาร

2.6.2 รังสีดวงอาทิตย์ที่ส่งผ่านกระจก ผนังของอาคารในด้านที่มีลักษณะเป็นวัสดุโปร่งแสง (Translucent) จะได้รับอิทธิพลของการส่งผ่านรังสีดวงอาทิตย์ ในคุณสมบัติของรังสีคลื่นสั้น (Short wave radiation) ที่สามารถทะลุผ่านวัสดุโปร่งแสงเข้ามาในอาคาร พลังงานจากรังสีดวงอาทิตย์นี้ จะถูกเก็บสะสมไว้ในมวลสารของอาคาร (Thermal mass) จนมีอุณหภูมิที่สูงกว่าสภาพโดยรอบก็จะแผ่พลังงานความร้อนออกมา ทำให้เกิด Cooling load แก่อาคาร ด้วยสภาพเช่นนี้ทำให้องค์ประกอบของผนังอาคาร ในแต่ละทิศที่มีลักษณะดังกล่าวจะเกิดความแตกต่างกันในการเกิด Heat gain โดยสัมพันธ์กับตำแหน่งและทิศทางของดวงอาทิตย์ ได้มีการแสดงการเปรียบเทียบ Cooling load (จาก Radiation และ Conduction ที่ผ่านกระจก) ภายในอาคาร สุนทร บุญญาธิการ, (2534) ระหว่างกระจกในด้านทิศตะวันตกเฉียงใต้กับทิศตะวันออกเฉียงใต้ ดังรูปที่ 2.11 และ 2.12 พบว่ากระจกในทิศทั้งสองมีความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain

⁶ B. Givoni and E. Hoffman, Effect of orientation of walls and windows on indoor climate, Research Report, B.R.S., Technion, Haifa, 1965. P.199

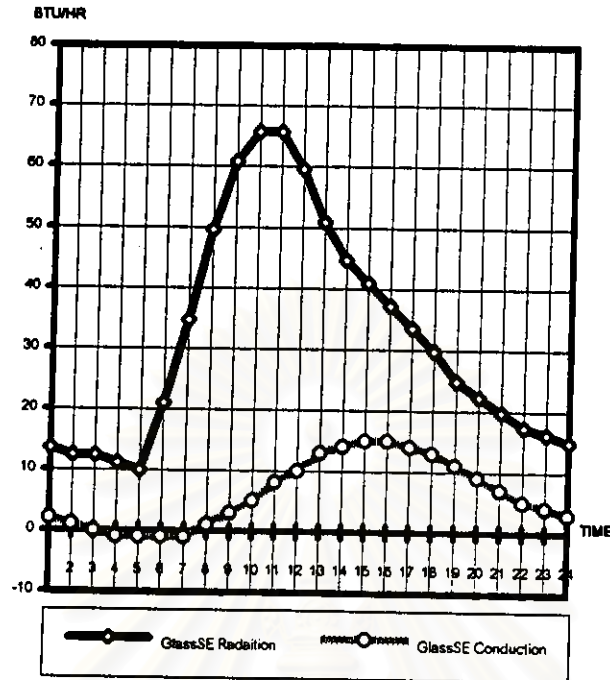
รูปที่ 2.10 แสดงการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิผิวของผนังภายใน ในทิศต่างๆ



การเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิผิวของผนังภายใน ที่เป็นผนัง Light weight concrete หนา 10 และ 20 ซม. โดยมีสภาพนอก และทิศทางที่แตกต่างกัน

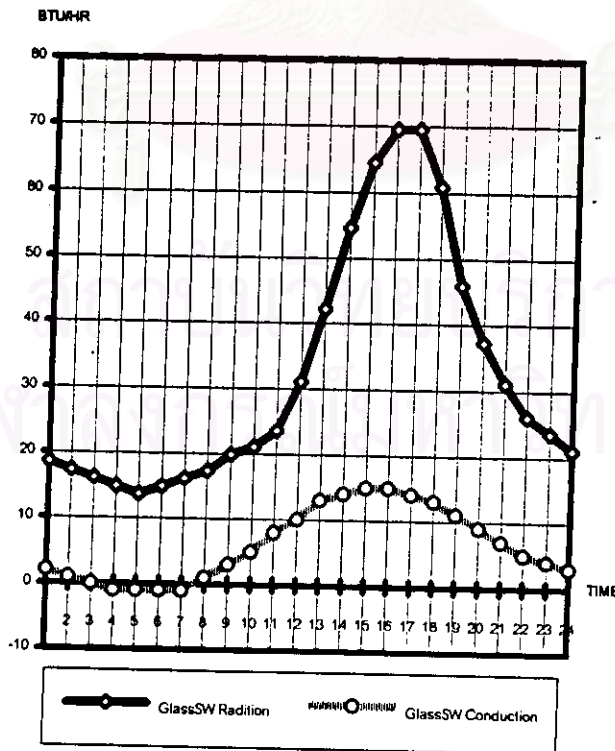
ที่มาจาก : B. Givoni and E. Hoffman, Effect of orientation of walls and windows on indoor climate, Research Report, B.R.S., Technion, Haifa, 1965. P.200

รูปที่ 2.11 แสดงปริมาณ Cooling load ภายในอาคาร
ที่ผ่านกระจกด้านทิศตะวันออกเฉียงใต้



แสดงการเปรียบเทียบ Cooling load ภายในอาคารอันเนื่องมาจาก Radiation และ Conduction ที่ผ่านกระจกทางด้านทิศตะวันออกเฉียงใต้ของอาคารที่มีความจุความร้อนสูง(Heavy Mass) โดยหน้าต่างเป็นกระจกใสไม่มีม่านหรืออุปกรณ์บังแดด

รูปที่ 2.12 แสดงปริมาณ Cooling load ภายในอาคาร
ที่ผ่านกระจกด้านทิศตะวันตกเฉียงใต้

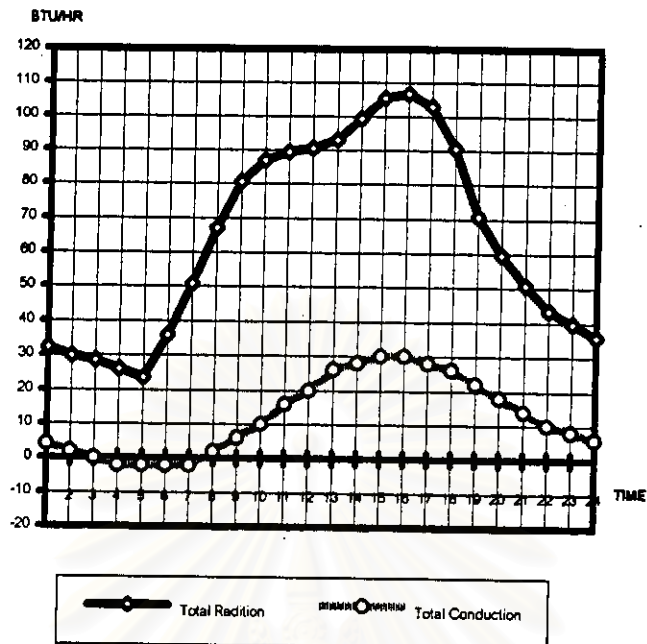


แสดงการเปรียบเทียบ Cooling load ภายในอาคารอันเนื่องมาจาก Radiation และ Conduction ที่ผ่านกระจกทางด้านทิศตะวันตกเฉียงใต้ของอาคารที่มีความจุความร้อนสูง(Heavy Mass) โดยหน้าต่างเป็นกระจกใสไม่มีม่านหรืออุปกรณ์บังแดด

อย่างชัดเจน และจากรูปที่ 2.13 เป็นกราฟที่ได้รวมเอาค่า Cooling load ของกระจกทั้งสองด้านดังกล่าวเข้าไว้ด้วยกัน ซึ่งสามารถแสดงการเปรียบเทียบให้เห็นความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain ของอาคารที่มีผนังกระจก ได้เคยมีการทดลองที่คล้ายกัน โดยการเปรียบเทียบอุณหภูมิภายในห้องทดสอบ B. Givoni and E. Hoffman, (1965) ของแบบจำลอง 4 แบบ เป็น Lightweight concrete หนา 15 ซม. โดยมีด้านหนึ่งที่เป็นหน้าต่างหันไปยังทิศที่แตกต่างกันทั้ง 4 ทิศ⁷ (ไม่มีการระบายอากาศและไม่มีอุปกรณ์กันแดด) ผลปรากฏดังรูปที่ 2.14 จะเห็นความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain ได้ชัดเจนมาก โดยเฉพาะกับแบบจำลองที่มีหน้าต่างด้านทิศตะวันออกกับทิศตะวันตก ส่วนทิศใต้กับทิศเหนือนั้นมีอุณหภูมิที่ใกล้เคียงกันมาก เมื่อมีการติดตั้ง Internal dark shading เข้าไปด้วยจะได้กราฟดังรูปที่ 2.15 คือจะมีอุณหภูมิภายในที่ลดลงแต่ยังคงมีความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain แต่เมื่อมีการทดสอบโดยยอมให้มีอัตราการระบายอากาศเล็กน้อย และเปลี่ยนเป็นติดตั้ง External dark shading ทำให้ได้ค่าอุณหภูมิภายในที่ลดลงไปอีก ทั้งยังทำให้ไม่มีความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain โดยแบบทดสอบทั้ง 4 มีอุณหภูมิภายในที่ใกล้เคียงกันมาก และใกล้เคียงกับอุณหภูมิของอากาศภายนอกยิ่งขึ้น (รูปที่ 2.16) อย่างไรก็ตามจากการทดลองดังกล่าวตามหัวข้อที่ 2.6.1 และ 2.6.2 นี้ เป็นการทดลองโดยเน้นเฉพาะความร้อนที่เกิดขึ้นจากผนังทึบและกระจกเท่านั้น ไม่ได้พิจารณาถึง Heat gain ที่เกิดจากแหล่งความร้อนอื่นๆ ในสภาพของอาคารจริงนั้น พบว่า Heat gain เกิดจากแหล่งความร้อนอื่นอีกมาก ที่จะทำให้เกิด Cooling load ของห้อง แม้ว่าผนังกระจก หรือหน้าต่างในแต่ละทิศจะเป็นแหล่งที่ทำให้เกิด Cooling load ในปริมาณที่สูง และมีความแตกต่างกันของเวลาที่เกิด Peak heat gain ก็ตาม แต่เมื่อได้รวมกับ Heat gain จากแหล่งอื่นๆ ด้วย อาจจะทำให้ Cooling load profile มีรูปแบบที่เปลี่ยนไปก็ได้ ซึ่งควรจะได้มีการศึกษาถึง Heat gain จากแหล่งความร้อนอื่นๆ ด้วย เพื่อให้สามารถวิเคราะห์หาแนวทางในการแก้ไขปัญหาของ Cooling load ที่เกิดขึ้นกับสภาพความเป็นจริงของอาคารได้

⁷ B. Givoni and E. Hoffman, Effect of orientation of walls and windows on indoor climate, Research Report, B.R.S., Technion, Haifa, 1965. P.200

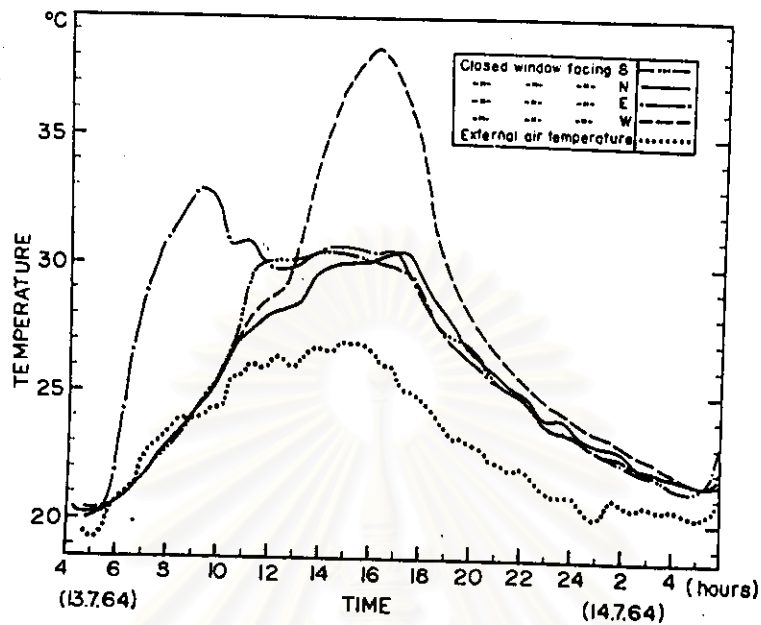
รูปที่ 2.13 แสดงปริมาณ Cooling load ที่ผ่านกระจกทั้งสองด้าน
(ตะวันออกเฉียงใต้ และตะวันตกเฉียงใต้)



แสดงการเปรียบเทียบ Cooling load ภายในอาคารอันเนื่องมาจาก Radition และ Conduction ที่ผ่านกระจกทั้งสองด้านของอาคาร คือด้านตะวันออกเฉียงใต้ และด้านตะวันตกเฉียงใต้ กราฟที่ได้เป็นผลรวมของ Cooling load ด้านละ 1 ตารางฟุตเท่ากันทั้งสองด้าน

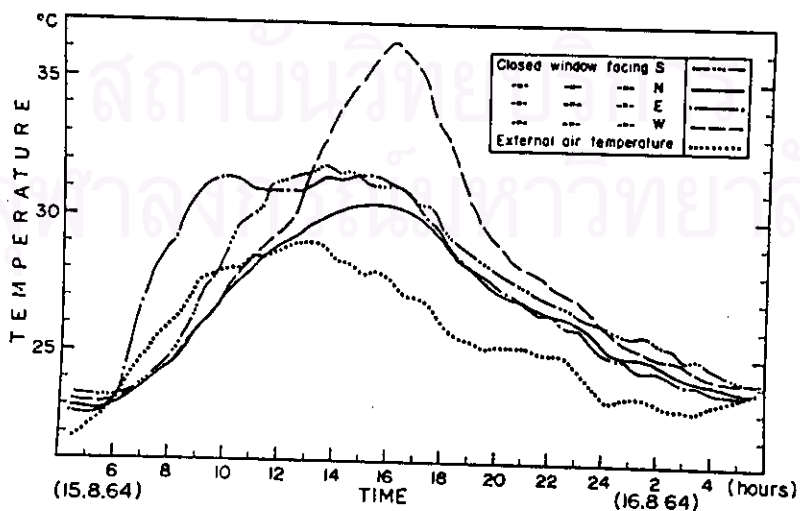
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 2.14 แสดงค่าอุณหภูมิภายในห้องทดลองที่มีหน้าต่างในแต่ละทิศ (ไม่มีการระบายอากาศ และปราศจากอุปกรณ์บังแดด)



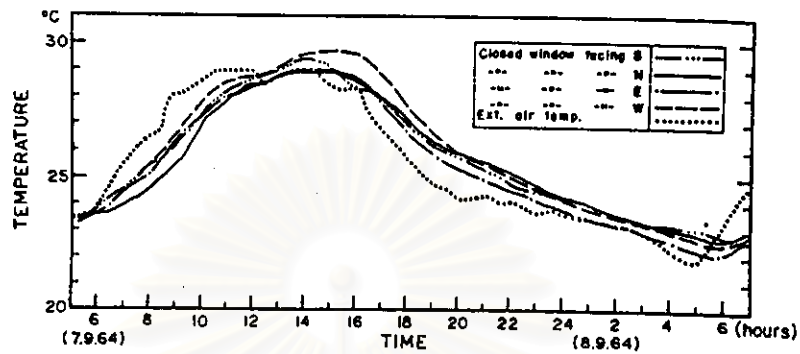
ที่มาจาก : B. Givoni and E. Hoffman, Effect of orientation of walls and windows on indoor climate, Research Report, B.R.S., Technion, Haifa, 1965. P.200

รูปที่ 2.15 แสดงค่าอุณหภูมิภายในห้องทดลองที่มีหน้าต่างในแต่ละทิศ (ไม่มีการระบายอากาศ แต่มีอุปกรณ์บังแดดภายใน)



ที่มาจาก : B. Givoni and E. Hoffman, Effect of orientation of walls and windows on indoor climate, Research Report, B.R.S., Technion, Haifa, 1965. P.200

รูปที่ 2.16 แสดงค่าอุณหภูมิภายในห้องทดลองที่มีหน้าต่างในแต่ละทิศ (มีการระบายอากาศ และมีอุปกรณ์บังแดดภายนอก)



ที่มาจาก : B. Givoni and E. Hoffman, Effect of orientation of walls and windows on indoor climate, Research Report, B.R.S., Technion, Haifa, 1965. P.200

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.7 ทฤษฎีเกี่ยวกับการปรับอากาศ (AIR CONDITIONING FUNDAMENTALS)

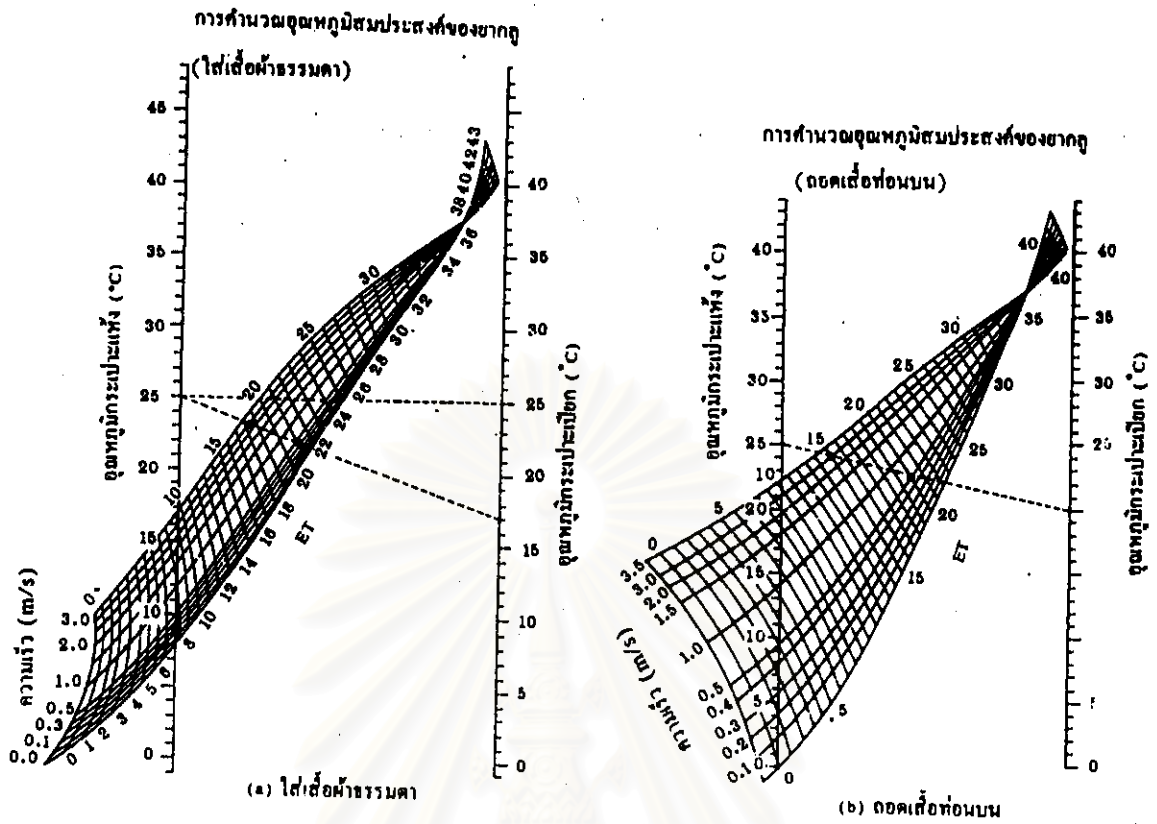
การปรับอากาศคือการกระทำต่ออากาศเพื่อที่จะควบคุมให้อุณหภูมิและความชื้นของอากาศได้เป็นไปตามความต้องการของที่นั้นๆ และพร้อมๆ กันไปก็จะต้องควบคุมความบริสุทธิ์และการเคลื่อนไหวของอากาศด้วย โดยทั่วไปแล้ว การปรับอากาศอาจแบ่งได้เป็น 2 ประเภท

ก) การปรับอากาศเพื่อความสบาย เป็นการปรับอากาศที่มุ่งส่งเสริมสุขภาพ ความสบาย และประสิทธิภาพในการทำงานของผู้คนที่อาศัยหรือทำงานอยู่ในที่นั้น

ข) การปรับอากาศเพื่อการอุตสาหกรรม เป็นการปรับอากาศเพื่อควบคุมภาวะบรรยากาศในกระบวนการผลิต ในการทำงานวิจัย และการเก็บรักษาผลผลิตต่าง ๆ

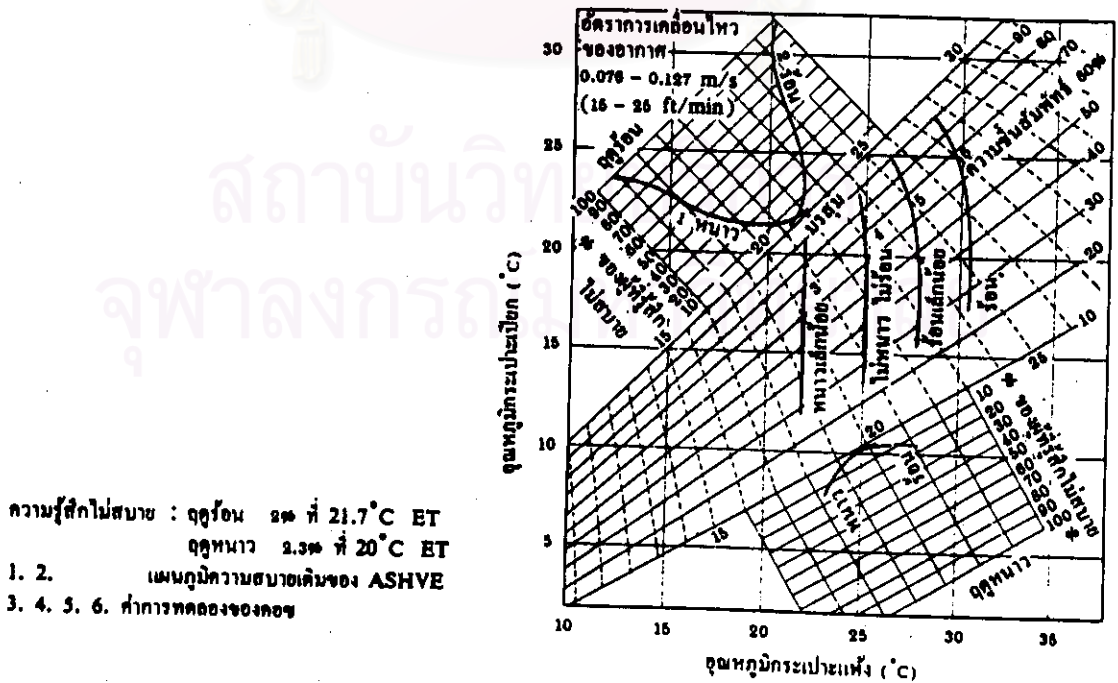
2.7.1 หลักการของความสบาย (Principle of comfortability) ถ้าหากคนต้องอยู่ภายในห้องที่ถูกปิดมิดชิดสักช่วงหนึ่ง เขาจะเริ่มรู้สึกไม่สบายและอึดอัด เกี่ยวกับข้อสังเกตนี้ Lavoisier นักเคมี ได้อธิบายเมื่อปี ค.ศ 1777 ว่า การเพิ่มความหนาแน่นของก๊าซ CO_2 ในห้องจากการหายใจของคน ทำให้คนรู้สึกอึดอัด ในขณะที่ Max von Pattenkofer นักสุขศาสตร์ กลับมีความเห็นแตกต่างไป เขาได้เสนอทฤษฎีของเขาในปี ค.ศ 1858 ว่าคนหายใจสารที่เป็นพิษออกมาเป็นสัดส่วนโดยตรงกับปริมาณของก๊าซ CO_2 ในปี ค.ศ 1905 นักสุขศาสตร์ชื่อ Frugge ได้เสนอทฤษฎีที่ยังคงใช้ได้ยาวนานอยู่จนถึงปัจจุบันว่าร่างกายของคนอาจเปรียบเทียบกับเครื่องยนตสันดาปภายในที่จะต้องถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการทำงาน ถ้าความร้อนนี้ไม่สามารถระบายออกไปจากร่างกายได้เนื่องจากอุณหภูมิโดยรอบที่สูง ก็จะมีผลทำให้รู้สึกอึดอัดไม่สบาย และต่อมาได้มี การทดลองขึ้นโดย Yaglou และผู้ช่วย เกี่ยวกับผลของอุณหภูมิและความชื้นต่อความรู้สึกสบาย ในปี ค.ศ. 1923 Yaglou ได้สร้างห้องที่สามารถควบคุมภาวะอากาศได้ขึ้นมา 2 ห้อง เพื่อใช้ทดลองหาภาวะของอากาศที่คนจะรู้สึกสบาย ในห้องแรกอากาศนิ่งและมีความชื้น 100% ยากอุปปรับค่าอุณหภูมิ ความชื้น และการเคลื่อนไหวของอากาศในห้องที่สองตามที่คนเข้ามาจากห้องแรก ตัดสินว่าภาวะบรรยากาศทั้งสองห้องให้ความรู้สึกอบอุ่นกับเขาเท่าเทียมกัน(ดูรูปที่ 2.17) คำนี้เรียกว่า อุณหภูมิสมประสมค์ (Effective Temperature : E.T.) ตามความเป็นจริงแล้ว การเคลื่อนไหวของอากาศภายในห้องมีน้อยมาก จนกระทั่งสามารถที่จะกำหนดจุด E.T. โดยใช้เฉพาะค่าของอุณหภูมิและความชื้น ดังในรูปที่ 2.18

หลังจากการทดลองของ Yaglou แล้ว Koch และผู้ช่วยของเขาก็ได้ศึกษาถึงความรู้สึกของคนซึ่งทำงานเป็นเวลานาน อยู่ในสำนักงานที่มีการปรับอากาศ เขาได้รายงานว่าความชื้นไม่ได้มีผลต่อความรู้สึกต่ออุณหภูมิดังที่รายงานโดย Yaglou ค่าของ Koch ได้ลงไว้ในรูปที่ 2.18 ด้วยกราฟที่แสดงในรูปที่ 2.18 นี้ได้ถูก สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศ การทำความเย็นและการทำ



ที่มาจาก : ไพบูลย์ หังสพฤกษ์ และ เสือโฮ ไชโต, การปรับอากาศ ฉบับแก้ไขเพิ่มเติม, (2538) หน้า 5.

รูปที่ 2.18 แสดงค่าอุณหภูมิสมประสงค์สำหรับอากาศนี้



ที่มาจาก : ไพบูลย์ หังสพฤกษ์ และ เสือโฮ ไชโต, การปรับอากาศ ฉบับแก้ไขเพิ่มเติม, (2538) หน้า 6.

ความร้อนแห่งชาติสหรัฐอเมริกา ที่เรียกชื่อย่อว่า ASHRAE (American society of heating, refrigerating and air conditioning engineers) นำมาใช้จนกระทั่งถึงปี ค.ศ. 1970 โดยใช้ชื่อว่า แผนภูมิความสบายของ ASHVE (ASHRE comfort chart) ในปัจจุบัน เส้นกลางในแผนภูมิความสบายของ Yaglou และเส้นของ Koch ได้ถูก ASHRAE นำมาใช้ เป็นที่น่าสังเกตว่า จุดอุณหภูมิสมประสงค์ของ Yaglou นั้นใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่ คนกำลังมีเหงื่อไหลแล้วเข้าไปในห้องปรับอากาศ รู้สึก แม้ที่อุณหภูมิสูงคนก็อาจรู้สึกเย็นได้เช่นกัน เพราะการระเหยของเหงื่อจากผิวหนังและเสื้อผ้าของเขาในขณะนั้น ส่วนเส้นของ Koch เป็นเส้นที่แสดงลักษณะของความรู้สึก ต่ออุณหภูมิของคนที่ได้อยู่ในห้องปรับอากาศเป็นเวลายาวนาน ในกรณีนี้ บุคคลจะไม่รู้สึกในการเปลี่ยนแปลงของความชื้น^๑ ค่าภาวะของอากาศที่นิยมใช้กันทั่วไปในการปรับอากาศเพื่อความสบาย เป็นดังนี้

สำหรับการปรับอากาศในฤดูร้อน หรือในเมืองร้อน เป้าหมายค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้ง(DB) และความชื้นสัมพัทธ์(RH) คือ^๑

$$DB = 27^{\circ}C \quad RH = 50 - 55\% \quad \text{สำหรับอาคาร และบ้านอยู่อาศัยโดยทั่วไป (1.1)}$$

$$DB = 26^{\circ}C \quad RH = 50-55\% \quad \text{สำหรับอาคารสูง และอาคารที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีค่อนข้างมาก (1.2)}$$

แต่ทั้งนี้ค่าของ DB อาจจะต้องลดมากกว่านี้เพื่อให้รู้สึกสบาย ซึ่งเป็นผลมาจากการที่อุณหภูมิพื้นผิวของวัสดุโดยรอบผู้อยู่อาศัย มีค่าสูงกว่า DB ภายในห้องมากกว่าปกติ และมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิผิวของผิวกายของคนด้วย โดยจะทำให้เกิดการแผ่รังสีความร้อนมาที่ตัวคน จึงทำให้ต้องมีการลดอุณหภูมิลงไปมากกว่าค่าที่กำหนด ในลักษณะของการเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวนี้ถูกเรียกว่า ความร้อนจากการแผ่รังสี หรือ Mean radiant temperature(MRT)

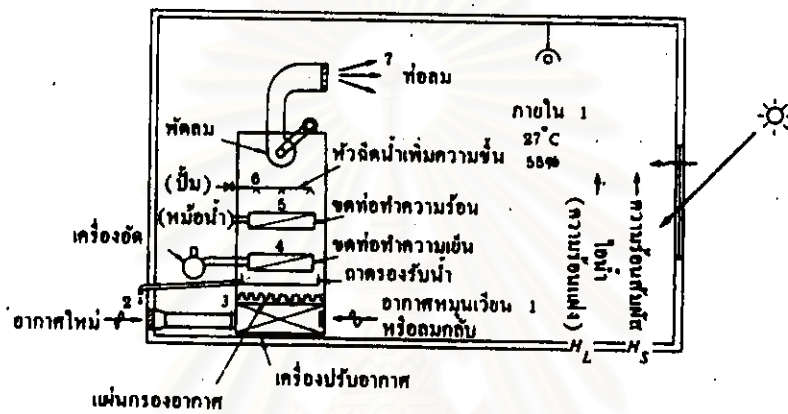
2.7.2 กระบวนการปรับภาวะอากาศ (Air conditioning processes) ในการปรับภาวะอากาศโดยทั่วไป (A typical air conditioning process) จะเกิดขึ้นดังรูปที่ 2.19 โดยที่

(1) คือ อากาศที่ต้องการ มีอุณหภูมิและความชื้นดังรูปที่แสดง อากาศ(1) จะถูกดูดเข้าไปผสมกับอากาศใหม่ หรือ Fresh air (2) ได้อากาศใหม่เป็น(3) อากาศ(3)นี้จะถูกกรองให้สะอาดเมื่อไหลผ่านเครื่องกรองอากาศ และถูกทำให้เย็นลงที่ขดท่อทำความเย็น ถ้าอุณหภูมิที่ผิวของขดท่อต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศ(3) ไอน้ำในอากาศจะควบแน่นบนขดท่อและถูกระบายออกไป มีผลทำให้อัตราส่วนความชื้นของอากาศลดน้อยลงถ้า

^๑ โปบลีย์ รัสสพฤกษ์ และ เฮอริช ไซโต, การปรับอากาศ ฉบับแก้ไขเพิ่มเติม, (กรุงเทพฯ : ศูนย์การพิมพ์ดวงกมล, 2538) หน้า 6.

^๑ เรื่องเดียวกัน, หน้า 6.

รูปที่ 2.19 แสดงกระบวนการปรับอากาศเบื้องต้น



ที่มาจาก : โทบูลย์ หังสพฤกษ์ และ เออิไซ โจโต, การปรับอากาศ ฉบับแก้ไขเพิ่มเติม, (2538) หน้า 14.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

อุณหภูมิของอากาศที่หมายเลข(4)ต่ำเกินไป ขดท่อทำความร้อนจะทำงาน โดยให้ความร้อนกับอากาศจนได้ อุณหภูมิที่เหมาะสม(อุณหภูมิที่ต่ำเกินไปนั้นอาจเป็นผลอันเนื่องมาจากการลดอุณหภูมิของขดท่อทำความเย็น เพื่อที่จะควบแน่นเอาไอน้ำออกจากอากาศให้ได้ปริมาณมาก) กระบวนการนี้เรียกว่า กฎการให้ความร้อนซ้ำ (reheating)

ส่วนในกรณีของการให้ความร้อนในการปรับอากาศ เพื่องานอุตสาหกรรม หรือในการปรับอากาศเพื่อความสบายในเมืองหนาว ขดท่อทำความร้อนอย่างเดียวเท่านั้นจะถูกใช้งาน ส่วนขดท่อทำความเย็นจะถูกหยุดใช้งาน ในกรณีที่การให้ความร้อนแล้วอากาศร้อนแห้งมากเกินไป เครื่องฉีดน้ำเพื่อเพิ่มความชื้น(Humidifying water spray)จะถูกใช้เพื่อเพิ่มอัตราส่วนความชื้นให้เหมาะสม อากาศหมายเลข(6) หลังจากผ่านเครื่องเป่าลมและท่อลม แล้วจะค่อยๆร้อนขึ้นเป็นอากาศที่อุณหภูมิที่ (7) และสุดท้ายจะถูกเป่าเข้าไปในห้อง ในกรณีของการทำความเย็นอากาศหมายเลข(7)จะมีอุณหภูมิ และอัตราส่วนความชื้นที่ต่ำกว่าอากาศ หมายเลข(1) อากาศ(7)ที่เข้าไปผสมกับอากาศ(1) จะทำให้อากาศ(7) เพิ่มอุณหภูมิและอัตราส่วนความชื้น ซึ่งเท่ากับอากาศหมายเลข(1) โดยดูดความร้อนสัมผัสและไอน้ำ (ความร้อนแฝง) ที่เข้าไปในห้อง ความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง ที่เข้ามาในห้อง เรียกว่า ภาระความร้อนในห้อง(room heat load) หรืออาจเรียกว่า ภาระการทำความเย็น(Cooling load)

2.7.3 ภาระความร้อน(Heat load) และระบบปรับอากาศ ภาระความร้อนมักจะแบ่งเป็นประเภทตามสถานที่ที่ได้รับความร้อน คือ ภาระความร้อนห้อง(room heat load) และภาระความร้อนอุปกรณ์(apparatus heat load)

ก) ภาระความร้อนห้อง(Room heat load) เช่น ความร้อนสัมผัสแฝง H_s และความร้อนแฝง H_L ในรูปที่ 2.10 เป็นปริมาณความร้อนที่อากาศจากเครื่องทำความเย็นได้รับเพื่อที่จะให้ได้อุณหภูมิภายในห้องตามที่ต้องการ

- 1) ความร้อนที่เข้ามาภายในห้องจากภายนอก (ภาระความร้อนภายนอก)
- 2) ความร้อนที่ผลิตขึ้นภายในห้อง (ภาระความร้อนภายใน)

ข) ภาระความร้อนอุปกรณ์(Apparatus heat load) คือปริมาณความร้อนที่เครื่องปรับอากาศได้รับ เพื่อที่จะให้อากาศที่เป่าออกไปจากเครื่องมีอุณหภูมิและความชื้นตามที่กำหนด รูปที่ 2.19

- 1) ภาระความร้อนห้อง(ดังที่กล่าวข้างต้น)
- 2) ภาระความร้อนจากอากาศใหม่
- 3) ภาระความร้อนจากกำลังที่ใช้ขับพัดลมและอื่น ๆ

4) ภาระความร้อนที่รั่วไหลเข้ามาทางท่อลม

ภาระความร้อนห้อง และภาระความร้อนอุปกรณ์ มักจะแบ่งแยกออกเป็นความร้อน สัมผัส และความร้อนแฝง ความร้อนแฝงเป็นความร้อนของการระเหยของน้ำมีค่าเท่ากับปริมาณน้ำที่ระเหย(kg/h) x 597.3 (kcal/kg)

2.8 การคำนวณ และคาดคะเนภาระความร้อน (Heat Load Calculation and Estimation)

การคำนวณภาระความร้อนอาจแบ่งออกได้ตามจุดประสงค์ 2 วิธี

ก) การคำนวณภาระความร้อนสูงสุด (Peak heat load calculation) เพื่อตัดสินขนาดของเครื่อง

ข) การคำนวณภาระความร้อนเทอม (Term heat load calculation)

ในกรณีการคำนวณภาระความร้อนสูงสุด ให้สมมติว่าภาวะที่ไม่พึงประสงค์ที่สุด ความร้อนที่ไหลเข้าไปในห้องปรับอากาศ เรียกว่า ความร้อนเพิ่ม (heat gain) ซึ่งการคำนวณภาระความร้อนเกือบทั้งหมดเป็นความร้อนเพิ่ม แต่ในบางครั้งภาระความร้อนที่ใช้จะต้องมีการแก้ไขค่าความร้อนเพิ่ม เช่น

1) การแผ่รังสีดวงอาทิตย์ผ่านหน้าต่างเข้ามาในห้องทำให้พื้นและวัตถุอื่นๆ ร้อนขึ้นแล้วถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศภายในห้อง นั้นหมายความว่า ความร้อนเพิ่มจากการแผ่รังสีดวงอาทิตย์มีช่วงที่ช้า ก่อนที่จะมาเป็นภาระความร้อน มีผลให้ภาระความร้อนเบื้องต้น (primary load) น้อยลงไปกว่าค่าที่คาดหมายไว้ก่อน

2) การคำนวณความร้อนเพิ่มมาตรฐานเป็นการคำนวณเมื่ออุณหภูมิภายในห้องคงที่ ที่ภาวะอุณหภูมิและความชื้นที่แน่นอนเป็นเวลา 24 ชั่วโมง แต่จริง ๆ แล้ว ความร้อนจะถูกเก็บไว้ในพื้นและวัตถุอื่น ๆ ในระหว่างวันหยุดเมื่อเครื่องปรับอากาศไม่ทำงาน ฉะนั้นความร้อนดังกล่าว จึงควรนำไปรวมเข้ากับค่าการคำนวณความร้อนเพิ่มมาตรฐานด้วย

การคำนวณในข้อ 1 และ 2 เรียกว่า การคำนวณภาระความร้อนสะสม (storage heat load calculation) ในการคำนวณ Heat load หรือ Cooling Load นี้จะยึดถือ ตามวิธีการของ ASHRAE(American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.) ซึ่งตีพิมพ์ไว้ในหนังสือ Fundamentals Handbook เป็นส่วนใหญ่

ในการคำนวณภาระการทำความร้อนของระบบปรับอากาศ จำเป็นต้องทราบถึงความแตกต่างของอัตราการไหลของความร้อน 4 ประเภท ซึ่งมีความสัมพันธ์กัน และแปรเปลี่ยนไปตามเวลา ได้แก่

- Space instantaneous heat gain
- Space cooling load
- Space heat extraction rate
- Cooling coil load

Space instantaneous heat gain คือ อัตราการส่งผ่านความร้อนเข้าไป และหรือ ที่เกิดขึ้นภายใน Space โดยทันที ณ เวลาใดเวลาหนึ่ง แบ่งได้เป็น 6 ลักษณะคือ

1. การแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์ผ่านพื้นผิวที่มีลักษณะโปร่งใส เช่น กระจก
2. การนำความร้อนผ่านตำแหน่งด้านนอก และหลังคา
3. การนำความร้อนผ่านผนังภายใน ฝ้าเพดาน และพื้น
4. ความร้อนที่เกิดขึ้นภายใน Space เนื่องจากผู้อยู่อาศัย ดวงโคม อุปกรณ์ไฟฟ้า ฯลฯ
5. ความร้อนจากการนำอากาศภายนอกเข้ามาระบาย
6. ความร้อนอื่น ๆ

ความร้อนที่เกิดขึ้นนี้ แบ่งได้เป็น 2 ชนิด คือ

- ความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ทำให้เกิดการเพิ่มของอุณหภูมิภายใน Space
- ความร้อนแฝง (Latent heat) ทำให้เกิดการเพิ่มปริมาณความชื้นของอากาศภายใน

Space Cooling Load คือ อัตราการนำความร้อนจาก Space เพื่อรักษาอุณหภูมิให้คงที่ โดยทั่วไปแล้ว Space Cooling Load ณ เวลาใดเวลาหนึ่งจะน้อยกว่าผลรวมของ Space instantaneous heat gain ณ. ขณะนั้น Instantaneous heat gain แบ่งได้เป็น 2 ส่วนคือ

ส่วนที่หนึ่ง เป็นการนำความร้อนผ่านเนื้อวัสดุโดยรอบ Space หรือเกิดจากการนำอากาศภายนอกเข้ามาใน Space ความร้อนเหล่านี้ จะกลายเป็น Cooling load ในทันที เนื่องจากการพาความร้อนของอากาศออกจากผิวหน้าของวัสดุ

ส่วนที่สอง เป็นการแผ่รังสีจากแสงแดด ตัวคน อุปกรณ์ไฟฟ้า ดวงไฟ เป็นต้น ความร้อนนี้จะไม่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายใน Space จนมีอุณหภูมิพื้นผิวสูงกว่าอุณหภูมิอากาศเสียก่อน ความร้อนบางส่วนจึงจะกลายเป็น Cooling Load โดยการพาความร้อน ขบวนการนี้เรียกว่า Thermal Storageทำให้เกิด Time Lag มากหรือน้อยขึ้นอยู่กับมวล และ Heat capacity ของวัสดุ

Space heat extraction rate คืออัตราการนำความร้อนออกจาก Space โดยยอมให้มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอากาศภายใน Space ได้ อุปกรณ์ควบคุมโดยทั่วไป จะทำให้เครื่องปรับอากาศทำงานและหยุดเป็นพัก ๆ ตลอดเวลา จึงทำให้อุณหภูมิของอากาศภายใน Space เปลี่ยนแปลงไปจากค่าที่ต้องการบ้าง ข้อเท็จจริงในเรื่องนี้สามารถนำมาใช้เป็นประโยชน์ได้ เช่น ทำการเดินเครื่องปรับอากาศให้นานขึ้นในช่วงก่อนและหลังการเกิด Peak load จะทำให้สามารถเลือกเครื่องปรับอากาศที่มีขนาดเล็กกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ Cooling load ซึ่งนอกจากจะทำให้ราคาของระบบปรับอากาศลดลงแล้ว ยังช่วยประหยัดค่าพลังงานไฟฟ้าได้อีกด้วยโดยเฉพาะอย่างยิ่ง ประสิทธิภาพการทำงานของหัวเครื่องที่ Part load จะดีขึ้น

Cooling coil load คืออัตราการนำความร้อนออกจาก Space ที่คอยล์ความเย็น ในกรณีของเครื่องปรับอากาศแบบ Central System Cooling Coil Load จะเท่ากับผลรวมของ Cooling Load หลาย ๆ ห้อง (หรือเท่ากับผลรวมของ Heat extraction ของแต่ละห้อง หากยอมให้อุณหภูมิของอากาศเปลี่ยนแปลงได้บ้าง) บวกกับความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบจ่ายความเย็น เช่น ท่อลมและปริมาณความร้อนจากการนำอากาศบริสุทธิ์ภายนอกเข้ามาภายในอาคาร

2.8.1 Cooling Load จากแหล่งกำเนิดความร้อนภายนอกห้องปรับอากาศ

2.8.1.1 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนผ่านหลังคา และผนัง

ความร้อนที่ส่งผ่านหลังคา และผนัง ประกอบด้วย 2 ส่วน

1. เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศระหว่างด้านนอก และด้านในของหลังคา หรือผนัง
2. เกิดจากรังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์ที่ตกลงบนพื้นผิว

ASHRAE ได้รวมเอาความร้อนทั้งสองส่วนเข้าด้วยกัน โดยใช้หลักการของ Sol air temperature (อุณหภูมิของอากาศภายนอก ซึ่งหากไม่มีการแลกเปลี่ยนรังสีความร้อนใดๆแล้ว จะทำให้อัตราการส่งผ่านความร้อนผ่านผิววัตถุเท่ากับสภาพเป็นจริง ซึ่งเกิดจากการตกกระทบของรังสีจากดวงอาทิตย์ การแลกเปลี่ยนรังสีกับท้องฟ้าและสิ่งต่าง ๆ โดยรอบรวมทั้งการนำความร้อนจากอากาศภายนอกด้วย) เพื่อให้สะดวกในการคำนวณ โดยใช้สูตร

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

แต่โดยที่หลังคาและกำแพงที่ทำจากวัสดุต่างชนิด มี Storage function ต่างกันด้วย ASHRAE จึงได้ทำการแก้ไขค่า Sol air Temperature นี้โดยการใช้ Transfer function method เพื่อให้ได้ค่า ΔT สำหรับการคำนวณ Cooling Load ที่แท้จริงของวัสดุต่าง ๆ กัน อุณหภูมินี้เรียกว่า Cooling Load Temperature Difference (CLTD) ดังแสดงในตารางที่ 2.1 และ 2.2 ของภาคผนวก ก.

ค่า CLTD ในตารางที่ 2.1 และ 2.2 นั้น คำนวณจากสมมติฐาน ต่อไปนี้

ก. อุณหภูมิอากาศภายนอก = 95° F อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งวัน = 85° F , Daily range = 21° F

ข. อุณหภูมิอากาศภายใน = 78° F

ค. ความชื้นของรังสีจากดวงอาทิตย์ คิดที่เดือน กรกฎาคม เส้นรุ้ง 40° N

ง. สีของหลังคาและกำแพงเป็นสีเข้ม

ดังนั้นก่อนนำค่า CLTD ในตารางทั้งสองมาใช้คำนวณ Cooling Load ในประเทศไทย จึงต้องทำการปรับแก้ค่า¹⁰CLTD ของทั้งสองตารางโดยใช้สมการต่อไปนี้¹¹

$$\text{CLTD correction} = [(\text{CLTD} + \text{LM}) * K + (78 - \text{Tr}) + (\text{To} - 85)] * f$$

โดยที่ :

$$\text{CLTD correction} = \text{ค่า CLTD ที่ถูกปรับแก้แล้ว (F)}$$

$$\text{CLTD} = \text{ค่าความแตกต่างอุณหภูมิ หาได้จากตารางที่ 2.1 และ 2.2 (F)}$$

$$\text{LM} = \text{ค่าปรับแก้สำหรับตำแหน่งละติจูด และเดือนที่ใช้คำนวณ จากตารางที่ 2.4 ของภาค}$$

ผนวก ก.

K = ค่าสีของพื้นผิว โดยมีค่าดังนี้

= 1.0 สำหรับสีเข้ม หรือสีอ่อนที่ตั้งอยู่ในเขตอุตสาหกรรมที่มีมลภาวะ

= 0.5 สำหรับหลังคาสีอ่อน ที่ตั้งอยู่ในเขตที่ไม่มีมลภาวะ หรือเขตเกษตรกรรม

= 0.65 สำหรับผนังสีอ่อน ที่ตั้งอยู่ในเขตที่ไม่มีมลภาวะ หรือเขตเกษตรกรรม

Tr = อุณหภูมิภายในห้อง (F)

To = อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ย¹² (F) หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$\text{To} = \text{อุณหภูมิภายนอกสูงสุด} - [(\text{อุณหภูมิภายนอกสูงสุด} - \text{อุณหภูมิภายนอกต่ำสุด}) / 2]$$

f = ค่าปรับแก้สำหรับการระบายอากาศในเพดาน (เฉพาะกรณีของหลังคาเท่านั้น) มีค่า

ดังนี้

= 0.75 สำหรับพัดลมระบายอากาศใต้หลังคา

= 1.0 กรณีที่ไม่มีการระบายอากาศ

¹⁰ ตรี เวชพฤติ, การคำนวณภาระของอาคาร Cooling load calculation, (2529) หน้า 7.

¹¹ สุรพล พุทธิพานิช, การปรับอากาศ หลักการและระบบ, (กรุงเทพฯ : พิสิษฐ์เซ็นเตอร์, 2529) หน้า 98.

¹² American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering, Inc., (1993) ASHRAE Handbook Fundamentals SI Edition, 1993) pp.26.42.

2.8.1.2 Cooling Load อันเกิดจากการนำความร้อน และการส่งผ่านรังสีจากดวงอาทิตย์ผ่านกระจก เมื่อรังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์กระทบพื้นผิวกระจกจะมีการส่งผ่านของความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ภายใน Space 3 ส่วน คือ

- ก. ความร้อนเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศระหว่างภายนอกและภายใน
- ข. ความร้อนเนื่องจากรังสีที่ทะลุผ่านกระจก
- ค. ความร้อนที่สะสมอยู่ในเนื้อกระจก

ความร้อนในข้อ ข. และ ค. จะเกิดเฉพาะเมื่อถูกแดด ไม่ว่าจะเป็นแสงโดยตรง (Direct sun ray) หรือเป็นแสงกระจาย (Diffuse sun ray) ส่วนความร้อนในข้อ ก. นั้นเกิดขึ้นตลอดเวลา ตราบเท่าที่อุณหภูมิอากาศภายนอกสูงกว่าภายใน ไม่ว่าจะกระจกจะถูกแดดหรือไม่ก็ตาม ASHRAE ได้แยกการคำนวณอันเนื่องจากแสงแดดผ่านกระจกเป็น 2 ส่วน คือ

1. การนำความร้อน คิดเฉพาะความร้อนในข้อ ก. เพียงอย่างเดียว
2. การส่งผ่านรังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์ เป็นการรวบรวมความร้อนในข้อ ข. และ ค. เข้าด้วยกัน

1. การนำความร้อนผ่านกระจก การคำนวณปริมาณความร้อนเนื่องจากการนำผ่านพื้นผิวกระจก ใช้สูตรพื้นฐาน คือ $Q = U \cdot A \cdot \Delta T$ แต่เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U) ได้คิดถึงผลการถ่ายเทความร้อน 2 ขบวนการเข้าด้วยกัน คือ

- ก. การนำความร้อน และการแลกเปลี่ยนรังสีคลื่นยาวระหว่างภายนอกและภายใน
- ข. การนำความร้อนผ่านเนื้อกระจก

ดังนั้น ΔT จึงมิใช่ผลต่างโดยตรงของอุณหภูมิอากาศภายนอกและภายใน Space แต่ต้องทำการแก้ไข โดยใช้ Transfer function method ผลลัพธ์ที่ได้คือ ค่า CLTD ดังแสดงในตารางที่ 2.5 ของภาคผนวก ก. และสูตรที่ใช้ในการคำนวณจะเปลี่ยนเป็น

$$Q = U \cdot A \cdot CLTD$$

ค่า CLTD ในตารางที่ 2.5 สร้างจากสมมติฐานเดียวกับข้อ ก., ข. และ ค. ในหัวข้อที่ 2.8.1.1 ในการคำนวณ หากสภาพอากาศ ณ.ที่ตั้งของอาคารแตกต่างจากสมมติฐานนี้ แล้วจะต้องทำการแก้ไขค่า¹³CLTD ให้ถูกต้องตามวิธีการคำนวณ เช่นเดียวกับในหัวข้อที่ 2.8.1.1

¹³ ทวี เวชพฤติ, การคำนวณภาระของอาคาร Cooling load calculation, (2529) หน้า 7.

2. การส่งผ่านรังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์ผ่านกระจก ASHRAE ได้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ในการจำลองหาค่า Solar Heat Gain Factor (SHGF) สำหรับทุกเดือนในทิศต่างๆ 17 ทิศ ณ.เส้นรุ้งตั้งแต่ 0° เป็นต้นไปโดยใช้กระจกใสที่มีความหนา 0.125 นิ้ว ชนิด Double strength เป็นมาตรฐาน ค่าที่ได้แสดงในตารางที่ 2.6 ของภาคผนวก ก. แต่เนื่องจากกระจกและเครื่องบังแดดที่ใช้กันทั่วไปมีมากมายหลายชนิด ASHRAE จึงได้จัดทำตาราง เพื่อแสดงค่าตัวคูณซึ่งเรียกว่า Shading Coefficient (SC) สำหรับกระจกและเครื่องบังแดดแต่ละชนิด เพื่อให้คำนวณหาค่า SHGF ที่แท้จริงเมื่อเปรียบเทียบกับค่า SHGF ของกระจกใสชนิด Double Strength โดยที่รังสีความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่ส่องผ่านเข้ามาภายในห้อง มิได้กลายเป็นความร้อนในทันที จนกว่าวัสดุที่อยู่ภายในจะดูดกลืนรังสีเหล่านั้นไว้ และมีอุณหภูมิพื้นผิวสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศภายในห้องเสียก่อน ASHRAE จึงใช้ Transfer function method จัดทำตารางที่เรียกว่า Cooling load factor (CLF) สำหรับคำนวณหาค่า Cooling load ณ.เวลาต่าง ๆ ตลอด 24 ชั่วโมง แล้วแต่ว่าจะมีเครื่องบังแดดอยู่ด้านหลังกระจกหรือไม่ ดังแสดงในตารางที่ 2.7 และ 2.8 ซึ่งจะสังเกตได้ว่า

ก. หากใช้เครื่องบังแดดด้านหลังกระจก รูปแบบของ Cooling load ในแต่ละทิศทาง ณ. เวลาต่าง ๆ เกือบจะคล้อยตามการเคลื่อนที่ของดวงอาทิตย์ กล่าวคือ เวลาใดที่แดดส่องถูกกระจกมาก Cooling load ณ.เวลานั้นก็จะมากตามไปด้วย

ข. หากไม่ใช้เครื่องบังแดดด้านหลังกระจก รูปแบบของ Cooling load จะกระจายออกไปและมักจะสูงสุดเมื่อดวงอาทิตย์ได้เคลื่อนที่ผ่านกระจกในแต่ละทิศทางไปแล้ว ส่วนจะนานเท่าไรนั้นขึ้นอยู่กับน้ำหนักโครงสร้างอาคาร

สูตรการคำนวณ Cooling load เนื่องจากรังสีจากดวงอาทิตย์ คือ

$$Q = A * SC * SHGF * CLF$$

โดยที่ :

Q = ปริมาณความร้อน (BTU/HR)

A = พื้นที่กระจกสุทธิ (F^2)

SC = Shading Coefficient (ไม่มีหน่วย)

SHGF = Solar Heat Gain Factor (BTU.HR/ F^2)

CLF = Cooling Load Factor (ไม่มีหน่วย)

2.8.1.3 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนผ่านผนังภายใน เพดาน และพื้น หากห้องที่มีการปรับอากาศตั้งอยู่ติดกับห้องอื่น ๆ ที่มีอุณหภูมิสูงกว่าแล้ว ความร้อนจะถ่ายเทผ่านผนังภายในเพดานและพื้นเข้ามา ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสูตร

$$Q = U \cdot A \cdot (T_b - T_i)$$

โดยที่ :

Q = ปริมาณความร้อน (BTU/HR)

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผนัง พื้น หรือเพดาน (BTU.HR/ft².F)

A = พื้นที่ของผนัง พื้น หรือ เพดานที่มีการส่งผ่านความร้อน (F²)

T_b = อุณหภูมิเฉลี่ยของห้องข้างเคียง (°F)

T_i = อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ (°F)

อุณหภูมิ T_b ควรวัดจากที่เป็นจริง หากไม่สามารถกระทำได้ ให้ถือเอาตัวเลขประมาณคร่าวๆ¹⁴ ดังนี้

ก. ถ้าห้องข้างเคียงเป็นครัว หรือห้อง Boiler ค่า T_b จะสูงกว่าอุณหภูมิอากาศภายนอก 15-50 °F

ข. ถ้าห้องข้างเคียงไม่มีแหล่งกำเนิดความร้อน T_b จะต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศภายนอก 5 °F

ค. ถ้าพื้นวางอยู่บนดินหรือมีห้องใต้ดินที่ไม่มีการระบายอากาศ T_b = T_i

2.8.2 Cooling Load จากแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้องปรับอากาศ

2.8.2.1 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนของดวงไฟแสงสว่าง มักเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนที่สำคัญที่สุด สำหรับอาคารทั่วไปค่าความร้อนนี้สามารถคำนวณได้จากสูตร

$$Q = 3.413 \cdot (\text{จำนวน Watt ของดวงไฟทั้งหมด}) \cdot \text{Use factor} \cdot \text{Allowance factor}$$

โดยที่ :

3.413 คือตัวแปลงหน่วยจาก 1 Watt = 3.413 BTU/HR โดยจำนวน Watt ของดวงไฟทั้งหมด สามารถหาได้จากแบบไฟฟ้าของอาคาร

Use factor คือ อัตราส่วนจำนวน Watt ของดวงไฟที่เปิดใช้งานจริงต่อจำนวน watt ของดวงไฟที่ติดตั้ง ทั้งหมด โดยทั่วไปมักมีค่าเป็น 1.0

Allowance factor คือ ตัวคูณสำหรับความร้อนที่เกิดจากอุปกรณ์ที่ใช้งานควบคู่กับดวงไฟ เช่น Ballast ของหลอด Fluorescent ซึ่งมีค่า = 1.20

¹⁴ ทวี เวชฤดี, การคำนวณภาระของอาคาร Cooling load calculation, (2529) หน้า 8.

ดวงไฟทุกชนิดจะให้ความร้อนส่วนหนึ่งออกมาในรูปการแผ่รังสี ซึ่งจะกลายเป็น หลังจากที่วัสดุต่าง ๆ ภายในห้องได้ดูดกลืนรังสีเหล่านี้ไว้จนมีอุณหภูมิพื้นผิวสูงกว่าอุณหภูมิอากาศภายในห้องเสียก่อน ลักษณะคล้าย Cooling Load กับความร้อนที่ส่งผ่านกำแพง หลังคา หรือกระจกตามที่ได้กล่าวมาแล้ว ดังนั้นในการคำนวณ Cooling Load จึงต้องใช้ตัวคูณ Cooling Load factor เช่นกัน แต่เนื่องจากอาหารโดยทั่ว ๆ มักหยุดเครื่องปรับอากาศพร้อมกับดับไฟทุกดวงหลังเลิกงานแล้ว หากดูจากรูปที่ 2.20 จะเห็นว่าความร้อนจากการแผ่รังสีของดวงไฟส่วนที่ดูดกลืนโดยวัสดุภายในห้อง แม้จะไม่กลายเป็น Cooling Load ในวันแรก แต่จะกลายเป็น Cooling Load ในวันถัดไปในการคำนวณ จึงถือว่า $CLF = 1.0$ และหากมีการเปิดเครื่องปรับอากาศตลอด 24 ชั่วโมง ให้พิจารณาค่า CLF ตามตารางที่ 2.9-2.10 ในภาคผนวก ก.

2.8.2.2 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนของตัวคน

ความร้อนจากตัวคนขึ้นอยู่กับกิจกรรมที่ทำ และลักษณะเสื้อผ้าที่สวมใส่ ตามที่แสดงในตารางที่ 2.11 ของภาคผนวก ก. สามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วนคือ

ก. ความร้อนแฝง อันเนื่องมาจากการระเหยของเหงื่อ จะกลายเป็น Cooling Load ทันที

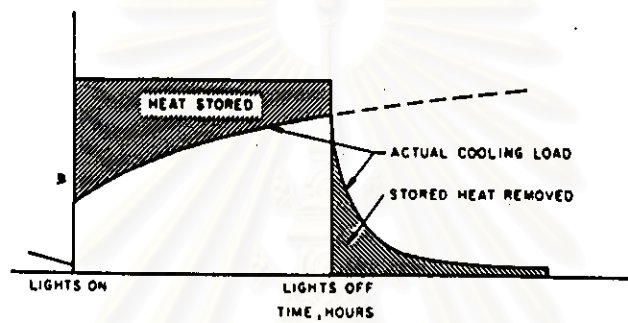
ข. ความร้อนสัมผัส เนื่องจากอุณหภูมิภายในร่างกายคนสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศ ประมาณ 70% ของความร้อนส่วนนี้จะเป็นการแผ่รังสี ซึ่งจะกลายเป็น Cooling Load จนกว่าเวลาจะผ่านพ้นไปแล้วหลายชั่วโมง โดยทั่วไปสำหรับเครื่องปรับอากาศที่มีได้เดินเครื่องตลอด 24 ชั่วโมง CLF จะเท่ากับ 1 เนื่องจากความร้อนที่ถูกดูดกลืนโดยวัสดุต่าง ๆ ภายในอาคารในวันแรก จะกลายเป็น Cooling Load ในวันถัดไป¹⁵ และหากมีการเปิดเครื่องปรับอากาศตลอด 24 ชั่วโมง ให้พิจารณาค่า CLF ตามตารางที่ 2.12 ในภาคผนวก ก.

2.8.2.3 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนของเครื่องมือเครื่องใช้

อาคารสำนักงานทั่วไป เครื่องใช้ไฟฟ้าที่ให้ความร้อนมักได้แก่ เครื่องคำนวณ เครื่องพิมพ์ดีดไฟฟ้า เครื่องถ่ายเอกสาร เครื่องไมโครคอมพิวเตอร์ เป็นต้น ความร้อนจากอุปกรณ์เหล่านี้มักมีค่าน้อยมากประมาณ 3-4 BTUH/ft² แต่อาจสูงเป็น 6-7 BTUH/ft² สำหรับแผนกบัญชีหรือแผนกจัดซื้อ หากมีจอภาพคอมพิวเตอร์สำหรับแสดงผลด้วยก็อาจสูงถึง 15 BTUH/ft² ความร้อนที่เกิดจาก Mainframe หรือ Mini computer ควรสอบถามข้อมูลจากผู้ขายเครื่อง หากไม่สามารถทำได้ อาจประมาณคร่าว ๆ ว่าประมาณ 75-175 BTUH/ft²

¹⁵ ทวี เวชพฤติ, การคำนวณภาระของอาคาร Cooling load calculation, (2529) หน้า 10.

รูปที่ 2.20 แสดงผลของ Thermal Storage ในการเกิด Cooling load ของอุปกรณ์ไฟฟ้า



ที่มาจาก : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering, Inc., (1993
ASHRAE Handbook Fundamentals SI Edition, 1993) pp.26.42.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ห้องทดลองปฏิบัติการ(Laboratory) ก็ให้ความร้อนออกมาเป็นจำนวนมากเช่นกันประมาณ 15-70 BTUH/ft²

ความร้อนจากอุปกรณ์เครื่องใช้ในการทำครัว และการเตรียมอาหารนั้น อาจสอบถามข้อมูลได้จากผู้ขาย หรือดูจากตารางที่ 2.13 ของภาคผนวก ก. ซึ่งจะเห็นได้ว่า หากใช้ Hood และติดตั้งพัดลมที่มีประสิทธิภาพในการดูดอากาศออกแล้ว ความร้อนที่ออกจากตัวอุปกรณ์จะลดน้อยลงมาก เหลือเพียงความร้อนสัมผัสที่เกิดจากการแผ่รังสีเพียงอย่างเดียว ความร้อนจากการพา และความร้อนแผ่ทั้งหมด จะถูกดูดทิ้งออกไปนอกห้อง หากห้องครัวหรือห้องทดลองปฏิบัติการใดมีการใช้ระบบปรับอากาศตลอด 24 ชั่วโมง จะต้องคิดค่า CLF อันเนื่องมาจาก Time lag ของการแผ่รังสีตามตารางที่ 2.14 ของภาคผนวก ก.

2.8.2.4 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนของเครื่องจักรที่ให้อำนาจงาน หากภายในห้องปรับอากาศมีเครื่องจักรกลที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า เช่น พัดลม เครื่องสูบน้ำ จะต้องคิด Cooling Load เนื่องจากการทำงานของมอเตอร์เหล่านี้ด้วยตามที่แสดงไว้ในตารางที่ 2.15 ของภาคผนวก ก. ซึ่งแบ่งตามตำแหน่งของมอเตอร์และเครื่องจักรกลที่ถูกขับเคลื่อน ดังนี้

ความร้อนที่เกิดขึ้นเมื่อทั้งตัวมอเตอร์และเครื่องจักรกลทั้งชุดอยู่ภายในห้องปรับอากาศ ตัวเลขในช่องนี้คำนวณได้จากสูตร

$$Q = (HP * 2545) / \text{Eff}$$

ความร้อนที่เกิดขึ้นเมื่อมอเตอร์อยู่นอกห้องปรับอากาศ ส่วนเครื่องจักรกลอยู่ภายในห้องคำนวณได้จากสูตร

$$Q = HP * 2545$$

ความร้อนที่เกิดจากตัวมอเตอร์อยู่ภายในห้องปรับอากาศ ส่วนเครื่องจักรกลหรือของเหลวถูกส่งออกไปนอกห้อง คำนวณได้จากสูตร

$$Q = [HP (1 - \% \text{Eff}) * 2545] / \% \text{Eff}$$

หากต้องการค่าที่ถูกต้องมากกว่าที่แสดงในตาราง อาจสอบถามประสิทธิภาพที่แน่นอนของมอเตอร์ที่ใช้จากผู้ผลิตโดยตรง

2.8.2.5 Cooling Load อันเนื่องมาจากอากาศภายนอกเข้ามาภายในห้อง อากาศภายนอกซึ่งร้อนและชื้น สามารถเข้ามาภายในห้องที่มีการปรับอากาศได้ 2 วิธีคือ

- 1) Infiltration
- 2) Ventilation

1) Cooling Load อันเนื่องมาจาก Infiltration คือการแทรกซึมของอากาศภายนอกเข้ามาตามรอยแตกของขอบหน้าต่างหรือตามการเปิดเข้า-ออกของประตู จะเกิดขึ้นมากน้อยเพียงใดนั้นขึ้นอยู่กับขนาดและความยาวของรอยแตก ตลอดจนความดันอันเนื่องมาจากความเร็วของลมที่ปะทะอาคาร ในกรณีที่เป็นอาคารสูงหลายชั้น อาจเกิดจาก Reverse Chimney Effect โดยอากาศภายนอกรั่วเข้ามาที่ชั้นบน ๆ อาคารผ่านช่อง Shaft ต่าง ๆ ลงสู่ชั้นล่างแล้วไหลลงสู่ภายนอกทางประตู ปรากฏการณ์นี้เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างภายนอกและภายในอาคาร อากาศร้อนที่รั่วเข้ามานี้จะกลายเป็น Cooling Load ในทันที ในการคำนวณหาปริมาณอากาศที่รั่วเข้ามาสามารถหาได้จากทั้งแบบ Air change method และแบบ Crack method ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ใช้แบบ Crack method โดยหาได้จากตารางที่ 2.16 ของภาคผนวก ก.

2) Cooling Load อันเนื่องมาจาก Ventilation คือการนำอากาศภายนอกส่วนหนึ่งเข้ามาแทนที่อากาศภายในห้องโดยผ่านทางคอยล์ทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เพื่อลดกลิ่นอันเกิดจากตัวตน วัสดุ หรือ ขบวนการบางอย่างที่เกิดขึ้นภายในห้อง เนื่องมาจากการทำงานของระบบปรับอากาศ จะนำอากาศภายในห้องมาทำความเย็น เพื่อใช้งานหมุนเวียนตลอดเวลา จึงอาจเกิดการสะสมของกลิ่นต่าง ๆ จนทำให้ห้องเหม็นอับ หรือในบางครั้งกลิ่นเหล่านั้นอาจทำอันตรายแก่สุขภาพของคนที่อยู่ภายในห้องได้ ปริมาณอากาศที่นำเข้ามา ดูได้จากตารางที่ 2.17 ของภาคผนวก ก. สำหรับการคำนวณภาระทำความเย็นจากการระบายอากาศ ควรตรวจสอบว่าห้องนั้นมีการระบายอากาศด้วยวิธีใด และมีอัตราเท่าใด(ค่า CFM ที่จะใช้ในการคำนวณ) ไม่ว่าอากาศภายนอกจะเข้าสู่ห้องปรับอากาศโดยวิธีใดข้างต้น ย่อมกลายเป็นภาระของเครื่องปรับอากาศทั้งสิ้น ปริมาณความร้อนนี้คำนวณได้จากสูตร

$$Q_{TOTAL} = 4.5 * CFM * \Delta H$$

$$Q_S = 1.10 * CFM * \Delta T$$

$$Q_L = 4840 * CFM * \Delta W$$

หรือ :

$$Q_L = 0.68 * CFM * \Delta Gr$$

โดยที่ :

$$Q_{TOTAL} = \text{ปริมาณความร้อนจากการระบายอากาศ (BTU/HR)}$$

$$Q_S = \text{ปริมาณความร้อนสัมผัสจากการระบายอากาศ (BTU/HR)}$$

$$Q_L = \text{ปริมาณความร้อนแฝงจากการระบายอากาศ (BTU/HR)}$$

CFM = ปริมาณอากาศภายนอกที่เข้าสู่อาคาร (ft³ / minutes)

ΔH = ผลต่างของ Enthalphy อากาศภายนอกและภายในห้อง (BTU / lb dry air)

ΔT = ผลต่างของอุณหภูมิอากาศภายนอกและภายในห้อง (F°)

ΔW = ผลต่างของ Humidity ratio อากาศภายนอกและภายในห้อง (lb ของน้ำ / lb อากาศแห้ง)

ΔGr = ผลต่างของ Humidity ratio อากาศภายนอกและภายในห้อง (grain ของน้ำ / lb อากาศแห้ง)

2.8.2.6 การคำนวณภาระของคอยล์ทำความเย็นจาก Cooling load

ผลรวมของ Cooling load อันเนื่องมาจากสาเหตุต่าง ๆ ตั้งแต่หัวข้อที่ 2.8.1.1 ถึง 2.8.2.5 นั้นยังมีภาระของคอยล์ทำความเย็นที่แท้จริง เนื่องจากระบบปรับอากาศต้องใช้พัดลมและท่อในการส่งลมเย็น จึงมีความเป็นส่วนหนึ่งสูญหายไปในช่วงทางก่อนที่อากาศเย็นจากเครื่องปรับอากาศจะเข้าสู่ห้อง ในการเลือกขนาดของคอยล์ทำความเย็น จึงต้องคำนึงถึงความร้อนที่อากาศเย็นได้รับเพิ่มเติมจากขบวนการทำความเย็นด้วย

2.8.2.7 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนที่เกิดจากการทำงานของพัดลม

ความร้อนส่วนนี้เป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมด เกิดจากประสิทธิภาพของตัวพัดลมและมอเตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อนต่ำกว่า 100 % ในเครื่องเป่าลมเย็นแบบ Blow through (พัดลมอยู่ด้านหน้าคอยล์ทำความเย็น) ความร้อนส่วนนี้จะเป็นภาระของคอยล์ทำความเย็นโดยตรง จึงไม่มีผลต่อจำนวนลมเย็นที่ส่งออกจากตัวเครื่อง ส่วนในเครื่องเป่าลมเย็นแบบ Draw through นั้น ความร้อนจากพัดลมและมอเตอร์จะเป็นส่วนหนึ่งของ Cooling load ของห้อง แล้วจึงกลับมาเป็นภาระของคอยล์ทำความเย็นในภายหลัง ทำให้ต้องเพิ่มปริมาณลมเย็นที่ส่งออกจากตัวเครื่อง

2.8.2.8 Cooling Load อันเนื่องมาจากความร้อนที่อากาศเย็นได้รับ ในขณะที่อยู่ภายในท่อลม ความร้อนนี้เป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมดเช่นกัน เกิดจากการเดินท่อส่งลมเย็น และท่อลมกลับผ่านบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงเป็นระยะทางไกล ๆ สามารถคำนวณได้จากสูตร

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

โดยที่ :

ΔT เป็นผลต่างของอุณหภูมิระหว่างอากาศภายในและภายนอกท่อ

ค่า U นั้นหาได้จากตารางที่ 2.18 ของภาคผนวก ก.

ความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องส่งลมเย็นจะกลายเป็น Cooling load ของห้อง ทำให้ต้องเพิ่มปริมาณลมเย็นจากเครื่องปรับอากาศเพื่อทดแทน ส่วนความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องลมกลั่นนั้น จะกลายเป็นภาระของคอยล์ทำความเย็นโดยตรง ไม่ต้องนำมาคิดเมื่อปริมาณลมเย็นจากเครื่องส่งลมเย็นแต่อย่างไร

2.8.2.9 ความเย็นที่สูญหายไปเนื่องจากการรั่วของห้องส่งลม

ห้องส่งลมโดยทั่วไป ทำจากแผ่นเหล็กอาบสังกะสีสับต่อกันเป็นท่อน ๆ ซึ่งมักมีรูรั่วตรงตะเข็บ และรอยต่อเป็นจำนวนมาก ซึ่งหากมิได้อุดให้ดีแล้ว จะเกิดการรั่วของลมเย็นออกจากห้อง ซึ่งจะมากน้อยเพียงใดนั้นขึ้นอยู่กับความดันภายในห้อง ความยาวท่อ และขนาดรูรั่ว สำหรับห้องลมแบบ Low pressure ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายนั้น อาจมีการรั่วของลมเย็นได้ ตั้งแต่ 10-20 % ซึ่งตามมาตรฐานโดยทั่วไปไม่ควรให้รั่วเกิน 1-3% ของปริมาณลมเย็นทั้งหมด¹⁶ การรั่วของห้องส่งลมเย็น ทำให้ต้องเพิ่ม Cooling load ทั้งในส่วนของคุณภาพร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง

2.9 การวัดค่าการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ

การที่จะวัด และเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ แสดงเป็นค่าในลักษณะที่เรียกว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ หรือ Coefficient of Performance ; COP สามารถคำนวณได้ ดังนี้

$$COP = \text{Output} / \text{Input}$$

โดยที่ :

Output = พลังงานที่เกิดขึ้นจากการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

Input = พลังงานที่เครื่องปรับอากาศต้องการในการทำความเย็น

โดยที่หน่วยของ Output และ Input จะต้องมีหน่วยเดียวกัน¹⁷

สำหรับเครื่องปรับอากาศทั่วไปที่นิยมใช้ในประเทศไทย ได้มีผู้สรุปค่า Input ของเครื่องปรับอากาศแต่ละประเภท¹⁸ ไว้ดังตารางที่ 2.15 จากตารางจะพบว่า เครื่องปรับอากาศแบบ Split system, small size (ไม่เกิน 15 ตัน) ซึ่งมีการใช้งานในอาคารที่เลือกเป็นกรณีศึกษา(อาคารครุศาสตร์ 3 และอาคารการศึกษานานาชาติ) นั้น มีค่า Input เท่ากับ 1.45-1.60 KW/TON ดังนั้นจะได้ค่า COP = 2.43 จากสูตร

¹⁶ ทวี เวชพฤดี, การคำนวณภาระของอาคาร Cooling load calculation, (2529) หน้า 14.

¹⁷ สุรพล พฤษพานิช, การปรับอากาศ หลักการและระบบ, (กรุงเทพฯ : พิสิทธ์เซ็นเตอร์, 2529) หน้า 440.

¹⁸ Tawee vechaputti, Improving the energy efficiency of air conditioning in high-rise buildings : A Thai case study, (1988)

ตารางที่ 2.19 แสดงค่าความต้องการกำลังไฟฟ้าโดยเฉลี่ยของระบบปรับอากาศ

SYSTEM	INPUT KW/TON	REMARKS
1. Room air conditioner (8,000-24,000 BTU/hour)	1.30-1.60	
2. Split system, small size (Up to 15 tons)	1.45-1.60	Air-cooled condenser
3. Split system, medium size (16-40 tons)	1.50	Air-cooled condenser EER 8.0 minimum
4. Package unit (1-50 Tons)	1.20	Water-cooled condenser
5. DX central (40-200 Tons)	1.20	Water-cooled condenser
6. Water chiller, reciprocating compressor	1.30-1.70	Air-cooled condenser
7. Water chiller, reciprocating compressor	1.20-1.50	Water-cooled condenser
8. Water chiller centrifugal compressor	1.05-1.10	Water-cooled condenser

Notes: Input kW/ton = average input power per ton of air conditioning

(1 ton of air conditioning = 12,000 BTU/hour)

EER = Energy Efficiency Ratio, measured in BTU/hour/Watt

ที่มาจาก : Tawee vechaputti, Improving the energy efficiency of air conditioning in high-rise buildings :

A Thai case study, (1988)

$$\text{COP} = 12,000 \text{ BTU} / 1.45 * 3,412 \text{ BTU}$$

ดังนั้น :

$$\text{พลังงานที่ใช้ในการทำความเย็น} = \text{Output} / \text{COP}$$

ค่า COP นี้เป็นค่าที่ใช้ในการวัดการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศ ได้เป็นอย่างดีวิธีหนึ่ง นอกจากวิธีการวัดการใช้พลังงานโดยใช้ค่า COP ดังกล่าวแล้วนั้น ยังมีการวัดค่าด้วยอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน หรือ Energy Efficiency Ratio ; EER ซึ่งมีวิธีการที่คล้ายกัน หากแต่ต่างกันที่การใช้หน่วยในการคำนวณ ดังนี้

$$\text{EER} = \text{Output} / \text{Input}$$

โดยที่ :

$$\text{Output} = \text{พลังงานที่เกิดขึ้นจากการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ (BTU.HR)}$$

$$\text{Input} = \text{พลังงานที่เครื่องปรับอากาศต้องการในการทำความเย็น (W)}$$

จุดประสงค์ในการนิยามค่า EER เพิ่มขึ้นจาก COP นั้น เพื่อให้ผู้ซื้อเครื่องปรับอากาศสามารถเข้าใจ และใช้ในการพิจารณาเลือกเครื่องปรับอากาศได้ง่ายขึ้น ปัจจุบันกฎหมายได้บังคับให้ผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศบางชนิด ติดป้ายระบุค่า EER ไว้ให้ผู้ซื้อทราบ¹⁹

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

¹⁹ สุรพล พฤษพานิช, การปรับอากาศ หลักการและระบบ, (กรุงเทพฯ : พิสิกส์เซ็นเตอร์, 2529) หน้า 441.